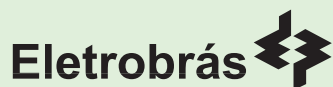


EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL E COMERCIAL

MARCELINO NASCIMENTO DA SILVA



ELETROBRÁS Centrais Elétricas Brasileiras
Praia do Flamengo, 66 - Bloco A - 14º andar - Flamengo
CEP 22210-030 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5151 - Fax: (21) 2507-2474

PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro
CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5197 - Fax: (21) 2514-5155

FICHA CATALOGRÁFICA

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA

Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial.

Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

316p. ilust. (Contém CD)

1.Conservação de Energia Elétrica.2.Refrigeração. I.Título. II. Venturini, Osvaldo José.
III. Pirani, Marcelo José.

CDU: 621.3.004

621.3.004.14.004.1

621.56

Trabalho elaborado no âmbito do contrato realizado entre a ELETROBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA
Esplanada dos Ministérios Bloco "U" - CEP. 70.065-900
- Brasília - DF - www.mme.gov.br

Ministra
Dilma Rousseff

ELETROBRÁS/PROCEL

Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro - CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
www.eletronbras.com/procel - procel@eletronbras.com

Presidente
Silas Rondeau Cavalcante Silva

Diretor de Projetos Especiais e Desenvolvimento Tecnológico e Industrial e Secretário Executivo do PROCEL
Aloisio Marcos Vasconcelos Novais

Chefe de Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia e Coordenador Geral do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Renato Pereira Mahler

Chefe da Divisão de Suporte Técnico de Conservação de Energia e Coordenador Técnico do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Luiz Eduardo Menandro Vasconcellos

Chefe da Divisão de Planejamento e Conservação de Energia
Marcos de Queiroz Lima

Chefe de Departamento de Projetos Especiais
George Alves Soares

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Setoriais de Eficiência Energética
Fernando Pinto Dias Perrone

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Especiais
Solange Nogueira Puente Santos

EQUIPE TÉCNICA

Coordenador Geral
Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro

CONSÓRCIO EFFICIENTIA/FUPAI

EFFICIENTIA
Av. Afonso Pena, 1964 - 7º andar - Funcionários
CEP 30130-005 - Belo Horizonte - MG
www.efficientia.com.br -
efficientia@efficientia.com.br

Diretor Presidente da Efficientia
Elmar de Oliveira Santana

Coordenador Geral do Projeto
Jaime A. Burgoa/Tulio Marcus Machado Alves

Coordenador Operacional do Projeto
Ricardo Cerqueira Moura

Coordenador do Núcleo
Gestor dos Guias Técnicos
Marco Aurélio Guimarães Monteiro

Coordenador do Núcleo
Gestor Administrativo-Financeiro
Cid dos Santos Scala

FUPAI - Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria
Rua Xavier Lisboa, 27 - Centro - CEP 37501-042 - Itajubá - MG
www.fupai.com.br - fupai@fupai.com.br

Presidente da FUPAI
Djalma Brighenti

Coordenador Operacional do Projeto
Jamil Haddad*
Luiz Augusto Horta Nogueira*

Coordenadora do Núcleo
Gestor Administrativo-Financeiro
Heloisa Sonja Nogueira

EQUIPE TÉCNICA

Apoio Técnico
Adriano Jack Machado Miranda
Maria Aparecida Morangon de Figueiredo
Micael Duarte França

Capa
Eugênio Paccelli

Autor: Osvaldo José Venturini*

Co-autor: Marcelo José Pirani

* Professores da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI



SUMÁRIO

Apresentação

Considerações Iniciais

Siglas e Abreviaturas

1	Introdução	15
2	Conceitos Básicos	17
2.1	Definições	17
2.1.1	Propriedades termodinâmicas de uma substância	19
2.1.2	Equações de estado	20
2.1.3	Tabelas de propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes	21
2.1.4	Diagramas de Mollier para fluidos refrigerantes	22
2.1.5	Primeira lei da termodinâmica	23
2.1.6	Transferência de calor	27
2.2	Ciclos de refrigeração por compressão de vapor	36
2.2.1	Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	37
2.2.2	Ciclo real de compressão de vapor	38
2.2.3	Balço de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor	40
2.2.4	Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração	44
2.3	Sistemas multipressão	49
2.3.1	Separador de líquido	51
2.3.2	Separador-resfriador de líquido	52
2.3.3	Resfriamento entre estágios	53
2.3.4	Ciclos de compressão de vapor multipressão	53
2.3.5	Balço de energia para o sistema multipressão	57
2.3.6	Alguns exemplos de sistemas refrigerantes	62
2.4	Carga térmica	67

2.4.1	Condições externas de projeto	68
2.4.2	Condições internas de projeto	68
2.4.3	Carga térmica devido à transmissão de calor	68
2.4.4	Carga térmica devido aos produtos	71
2.4.5	Carga térmica devido à infiltração de ar externo	73
2.4.6	Cargas diversas	75
2.4.7	Carga térmica devido aos motores dos ventiladores	76
2.4.8	Capacidade frigorífica do compressor	76
3	Sistemas de Refrigeração	78
3.1	Compressores componentes dos sistemas de refrigeração	78
3.1.1	Compressores alternativos	79
3.1.2	Compressor parafuso	90
3.1.3	Compressor de palhetas	93
3.1.4	Compressores centrifugos	94
3.1.5	Compressores Scroll	97
3.2	Condensadores	102
3.2.1	Capacidade dos condensadores	102
3.2.2	Características dos condensadores	106
3.3	Evaporadores	116
3.3.1	Capacidade dos evaporadores	116
3.3.2	Classificação dos evaporadores quanto ao sistema de alimentação	118
3.3.3	Classificação dos evaporadores quanto ao fluido a resfriar	121
3.3.4	Dispositivos de expansão	129
3.3.5	Torre de resfriamento	145
3.3.6	Acessórios	160
3.3.7	Fluidos refrigerantes	165
3.3.8	Isolantes térmicos	186
3.3.9	Dimensionamento de tubulação para refrigerantes	197
3.3.10	Degelo	212
3.4	Medições e parâmetros	217
3.4.1	Análise dos equipamentos e componentes	218
3.5	Operação e manutenção eficientes	227
3.5.1	Testes de vazamentos de refrigerantes	227

3.5.2	Testes de umidade no circuito	229
3.5.3	Evacuação do sistema	229
3.5.4	Recolhimento do refrigerante ("Pump down")	232
3.5.5	Problemas com o óleo	234
3.5.6	Dicas para correção de problemas	235
4	Aplicações	241
4.1	Armazenamento de alimentos resfriados e congelados	241
4.2	Processamento de alimentos	242
4.3	Condicionamento de ar na indústria	242
4.4	Indústria de manufatura	243
4.5	Indústria da construção	243
4.6	Indústria química e de processo	244
5	Medidas de Eficiência Energética	245
5.1	Avaliações quantitativas	246
5.1.1	Perda devido ao nível inadequado de temperatura (Pt)	246
5.1.2	Perda devido ao tipo inadequado de iluminação (Pil)	247
5.1.3	Perda devido a inexistência de termostato ou pressostato (Pit)	248
5.1.4	Perda devido a incidência direta de raios solares e isolamento deficiente (Pirr)	248
5.1.5	Perda por vedação precária das portas e cortinas (Pved)	249
5.2	Avaliações qualitativas	250
5.3	Recomendações gerais	252
5.4	Exemplo de cálculo	255
6	Bibliografia	260
7	Links Úteis	261
	Anexo A	262
	A - Gestão energética	262
	Anexo B	283
	B - Viabilidade econômica	283

APRESENTAÇÃO

Em 1985, o Governo Federal criou o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), coordenado pelo Ministério de Minas e Energia e implementado pela Eletrobrás, com o objetivo principal de contribuir para a redução do consumo e da demanda de energia elétrica no país, mediante o combate ao desperdício desse valioso insumo.

A Eletrobrás/Procel mantém estreito relacionamento com diversas organizações nacionais e internacionais cujos propósitos estejam alinhados com o citado objetivo, destacando-se o Banco Mundial (BIRD) e o Global Environment Facility (GEF), que têm se constituído em importantes agentes financiadores de projetos na área da eficiência energética.

O GEF, que concede suporte financeiro às atividades relacionadas com a mitigação de impactos ambientais, como o uso racional e eficiente da energia, doou recursos à Eletrobrás/Procel, por intermédio do Bird, para o desenvolvimento de vários projetos, com destaque para "Disseminação de Informações em Eficiência Energética", tema deste trabalho. Concebido e coordenado pela Eletrobrás/Procel, este projeto foi realizado pelo Consórcio Efficientia/Fupai, com o apoio do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD). Objetiva, basicamente, divulgar informações sobre tecnologias de uso eficiente de energia para profissionais de setores diretamente envolvidos, como o industrial e o comercial, bem como para aqueles vinculados a prédios públicos e órgãos de saneamento, relativos a aspectos tecnológicos e operacionais que permitam reduzir o desperdício de energia elétrica. Este projeto também engloba a elaboração de casos de sucesso e treinamentos específicos que retratem os conceitos do uso racional e eficiente da energia.

CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Em 2001, o Brasil vivenciou uma grave crise de abastecimento no setor elétrico. Duas conseqüências positivas sobressaíram deste episódio: a forte participação da sociedade na busca da solução; e a valorização da eficiência no uso de energia. Em decorrência desse processo involuntário de aprendizagem, vem se formando uma consciência de que a eficiência energética não pode estar vinculada apenas a questões conjunturais. Deve, sim, fazer parte, de forma definitiva, da política energética nacional, mediante a valorização das iniciativas já em andamento no País, o desenvolvimento de produtos e processos mais eficientes e a intensificação de programas que levem à mudança nos hábitos de consumo.

A energia é um insumo fundamental para assegurar o desenvolvimento econômico e social de um país. A racionalização de seu uso apresenta-se como alternativa de baixo custo e de curto prazo de implantação. Em alguns casos, significativas economias podem ser obtidas apenas com mudanças de procedimentos e de hábitos, além de impactar positivamente o meio ambiente.

Dentre os aspectos econômicos envolvidos na atividade de racionalização do uso de energia, deve-se destacar a valorização da imagem e da visão estratégica da empresa. Hoje, o mercado está cada vez mais orientado a dar preferência a produtos de empresas comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente.

Uma empresa que deseje alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir o desperdício ou usar a energia de forma ineficiente e irresponsável. É necessário, pois, incentivar os empregados a obter o mesmo produto ou serviço com o menor consumo de energia, eliminando desperdícios e assegurando a redução dos custos.

Espera-se que as informações contidas neste Livro sejam úteis aos técnicos das empresas brasileiras, capacitando-os a implementar melhorias que resultem no uso responsável dos recursos naturais e energéticos, bem como no aumento da competitividade dos setores produtivos e de serviços do País.

A Eletrobrás / Procel e o Consórcio Efficientia / Fupai agradecem os esforços de todos aqueles que participaram dos vários estágios da elaboração deste documento, incluindo as fases de concepção inicial e de revisão final do texto. Registramos as contribuições, notadamente, de Sergio Meireles Penna (Cepel), Carlos Henrique Moya, Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro e Rose Pires Ribeiro (Consultores).

SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AT	Alta tensão
BHP	Brake Horse Power
BT	Baixa tensão
CD	"Compact disk" - disco ótico
CICE	Comissão Interna de Conservação de Energia
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
ESCO	Energy saving company, ou empresa de serviço em conservação de energia
FC	Fator de carga
FP	Fator de potência
FS	Horário fora de ponta em período seco
FU	Horário fora de ponta em período úmido
HFP	Horário fora de ponta
HP	Horário de ponta
ICMS	Imposto Sobre Circulação de Mercadorias
IWA	International Water Association
MME	Ministério de Minas e Energia
MT	Média tensão
NHFP	Número de horas fora de ponta
NHP	Número de horas de ponta
NPSH	Net Positive Suction Head
PGE	Programa de Gestão Energética
PMR	Ponto de Máximo Rendimento
Procel	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PS	Horário de ponta em período seco
PU	Horário de ponta em período úmido
S	Período seco
SI	Sistema Internacional
THS	Tarifação horo-sazonal
TIR	Taxa Interna de Retorno
U	Período úmido
VPL	Valor presente líquido

1 Introdução

A utilização dos sistemas de refrigeração é indispensável. Como conseqüência, também é indispensável o uso da energia elétrica para o acionamento dos motores e outros equipamentos associados a esses sistemas. Assim, se não é possível evitar a degradação ambiental pela exploração irracional dos recursos naturais, uma importante contribuição nesse contexto consiste em reduzir ao máximo o uso irracional da energia. Se não pela consciência ambiental da necessidade de deixar para as futuras gerações um planeta em melhores condições de habitabilidade, ao menos para reduzir os custos dos serviços, que, em última análise, serão sempre pagos pela sociedade.

Este livro propõe-se a esclarecer os conceitos e os componentes dos sistemas de refrigeração, de modo a permitir a identificação das diversas oportunidades de seu uso otimizado. Os aspectos teóricos serão destacados, para que esse conhecimento possa auxiliar os técnicos usuários de ar comprimido no entendimento de seu processo de produção e uso, bem como capacitá-los a reconhecer outras oportunidades.

A partir dos conceitos básicos, serão descritos os ciclos de refrigeração e suas variações. Serão indicadas as fontes de carga térmica, de modo que, conhecendo-se os parâmetros que afetam a eficiência energética do sistema de refrigeração, o profissional procure otimizá-los.

Em seguida os componentes de um sistema de refrigeração são descritos bem como as informações sobre sua operação e manutenção que são importantes para manter um funcionamento adequado e eficiente.

Descritos esses sistemas, apresenta-se uma série de medidas de eficiência energética. Os usuários poderão, então, identificar aquelas aplicáveis em suas instalações ou, a partir do conhecimento adquirido identificar novas oportunidades.

Além das orientações sobre o uso adequado do frio, é apresentada breve descrição das práticas de gerenciamento energético, necessárias para converter as economias obtidas em kW e kWh em reais (R\$). No anexo A, constam essas orientações, bem como outras dicas para aqueles profissionais que não estão dedicados exclusivamente à área de refrigeração.

O anexo B, importante e, talvez, essencial, apresenta um resumo dos principais conceitos de matemática financeira e de viabilidade econômica, a partir dos quais o profissional poderá justificar, financeiramente, a necessidade de implantação das medidas de eficiência energética.

Acompanha este livro um CD, no qual são apresentados documentos, planilhas e programas que auxiliarão e facilitarão a aplicação das orientações aqui contidas. São modelos propostos que podem e devem ser aperfeiçoados segundo a condição específica de cada usuário.

Um manual prático, do qual os conceitos aqui apresentados foram extraídos e que valoriza mais os exemplos práticos e as dicas importantes sobre o dimensionamento de medidas de eficiência energética, também estará disponível para aqueles que já entendem de sistemas de refrigeração mas cujo foco não é a otimização energética.

2 Conceitos Básicos

2.1 Definições

Propriedades termodinâmicas. Características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura e pressão.

Estado termodinâmico. Condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades.

Processo. Mudança de estado de um sistema. Representa qualquer mudança nas propriedades da substância. Uma descrição de um processo típico envolve a especificação dos estados de equilíbrio inicial e final.

Ciclo. Processo ou, mais especificamente, série de processos, em que o estado inicial e o estado final do sistema (substância) coincidem.

Substância pura. Qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea. Pode existir em mais de uma fase (sólida, líquida e gasosa), mas a sua composição química é a mesma em qualquer das fases.

Temperatura de saturação. Temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. É chamada “pressão de saturação” para a temperatura dada. Assim, para a água (utiliza-se a água para facilitar o entendimento da definição dada acima) a 100°C, a pressão de saturação é de 1,01325 bar; para a água a 1,01325 bar de pressão, a temperatura de saturação é de 100°C. Para uma substância pura, há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente.

Líquido saturado. Se uma substância se encontra em estado líquido à temperatura e pressão de saturação, diz-se que ela está no estado de líquido saturado.

Líquido sub-resfriado. Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação, para a pressão existente, o líquido é chamado de líquido sub-resfriado (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada) ou líquido comprimido (significa que a pressão é maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

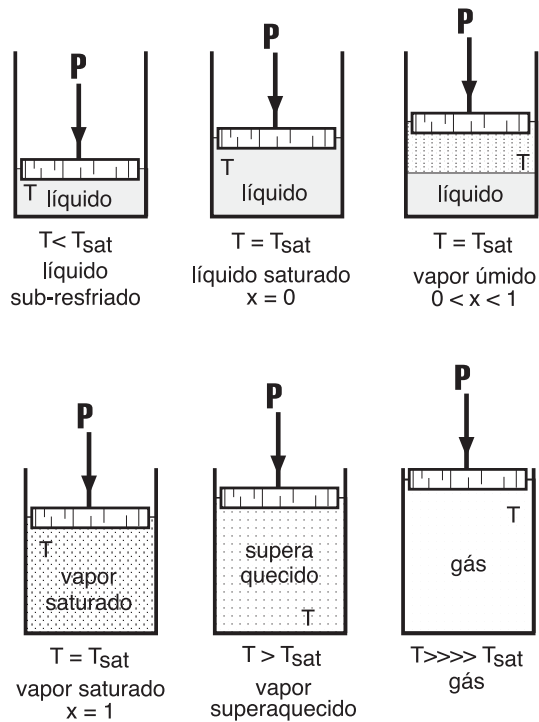


Figura 2.1 - Estados de uma substância pura

Título (x). Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação (isto ocorre, em particular, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador), a relação entre a massa de vapor e a massa total - isto é, massa de líquido mais massa de vapor - é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (2.1)$$

Vapor saturado. Se uma substância se encontra completamente como vapor na tem-

peratura de saturação, é chamada de “vapor saturado”. Neste caso, o título é igual a 1 ou 100%, pois a massa total (m_t) é igual à massa de vapor (m_v).

Vapor superaquecido. Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação, é chamado “vapor superaquecido”. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes. Neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A Figura 2.1 retrata a terminologia que acabou de ser definida para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

2.1.1 Propriedades termodinâmicas de uma substância

Propriedade de uma substância é qualquer característica que ela apresenta e que possa ser observável. Um número suficiente de propriedades termodinâmicas independentes constitui uma definição completa do estado da substância.

As propriedades termodinâmicas mais comuns são: temperatura (T), pressão (P), volume específico (v) e massa específica (ρ). Além destas, que são mensuráveis diretamente, existem outras, fundamentais para a análise de transferência de calor, trabalho e energia, que não mensuráveis diretamente: energia interna (u), entalpia (h) e entropia (s).

Energia interna (u). É a energia que a matéria possui devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Pode ser decomposta em duas partes:

- Energia cinética interna → relacionada à velocidade das moléculas;
- Energia potencial interna → relacionada às forças de atração entre as moléculas.

As mudanças na velocidade das moléculas são identificadas, macroscopicamente, pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor).

Entalpia (h). Na análise térmica de alguns processos específicos, frequentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma delas ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando na combinação $u + pv$. Assim,

é conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica, chamada “entalpia”, representada pela letra h . Matematicamente, tem-se:

$$h = u + pv \quad (2.2)$$

Entropia (s). Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância.

Cada propriedade de uma substância, em um dado estado, tem somente um valor finito. Essa propriedade sempre tem o mesmo valor para um estado dado, independentemente de como foi atingido tal estado.

2.1.2 Equações de estado

Equação de estado de uma substância pura é uma relação matemática que correlaciona pressão, temperatura e volume específico, para um sistema em equilíbrio termodinâmico. De maneira geral, podemos expressar esta relação na forma da equação 2.3.

$$f(P, v, T) = 0 \quad (2.3)$$

Existem inúmeras equações de estado. Muitas são desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância; outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, têm por objetivo relacionar as propriedades termodinâmicas de várias substâncias.

Uma das equações de estado mais conhecidas e mais simples é aquela que relaciona as propriedades termodinâmicas pressão, volume específico e temperatura absoluta para o gás ideal, a qual é expressa por:

$$Pv = RT \quad (2.4)$$

em que: P é a pressão absoluta (manométrica + barométrica); v é o volume específico; R é a constante particular do gás; e T é a temperatura absoluta.

Embora a equação 2.4 seja para gás ideal, ela representa satisfatoriamente gases reais quando estes estão a pressões relativamente baixas.

Outro exemplo de equação de estado é dado na equação 2.5, usada para relacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes compostos de hidrocarbonetos fluorados (CFCs).

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \left[\frac{A_i + B_i T + C_i \text{EXP}(-kT / T_c)}{(v-b)^i} \right] + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 \text{EXP}(-kT / T_c)}{(1 + c \text{EXP}(\alpha v)) \text{EXP}(\alpha v)} \quad (2.5)$$

em que: A_i , B_i , C_i , k , b , e T_c são constantes que dependem da substância.

Muitos outros exemplos de equações de estado, alguns mais simples outros mais complexos, poderiam ser apresentados. Entretanto, dada a complexidade das equações de estado para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, seria interessante contar com um meio mais rápido para obter tais relações. As tabelas de propriedades termodinâmicas, obtidas por meio das equações de estado, são as ferramentas que substituem as equações.

2.1.3 Tabelas de propriedades termodinâmicas dos fluidos frigoríficos

Existem tabelas de propriedades termodinâmicas para todos os refrigerantes utilizados na refrigeração comercial e industrial, as quais são obtidas por meio das equações de estado do tipo mostrado anteriormente. Dividem-se em três categorias: a) relaciona as propriedades do líquido comprimido (ou líquido sub-resfriado); b) relaciona as propriedades de saturação (líquido saturado e vapor saturado); e c) apresenta as propriedades do vapor superaquecido. Em todas as tabelas as propriedades são fornecidas em função da temperatura e/ou pressão, como pode ser visto nas tabelas constantes no CD que acompanha este livro. Para a região de líquido + vapor, conhecido o título (x), as propriedades devem ser determinadas por meio das seguintes equações:

$$u = u_l + x(u_v - u_l) \quad (2.6)$$

$$v = v_l + x(v_v - v_l) \quad (2.7)$$

$$h = h_l + x(h_v - h_l) \quad (2.8)$$

$$s = s_l + x(s_v - s_l) \quad (2.9)$$

As Tabelas A.1 até A.4, mostradas no CD, são exemplos de tabelas de propriedades termodinâmicas saturadas e superaquecidas. Observe nessas tabelas que, para condições de saturação, basta conhecer apenas uma propriedade (temperatura ou pressão) para obter as demais. Para as condições de vapor superaquecido, é necessário conhecer duas propriedades para obter as demais. Nas tabelas de propriedades saturadas, pode-se observar que para a temperatura de $0,0^{\circ}\text{C}$ e líquido saturado ($x = 0$), o valor numérico de entalpia (h) é igual a $100,00 \text{ kcal/kg}$ para o refrigerante R-12, sendo igual a $200,00 \text{ kJ/kg}$ para o R-134a, e o de entropia (s) vale $1,000$ para todas as tabelas dadas. Estes valores são adotados arbitrariamente como valores de referência. Os demais valores de entalpia (h) e entropia (s) são calculados em relação a esses valores de referência. Outros autores podem construir tabelas com referências diferentes.

Assim, o valor numérico da entalpia (h) e entropia (s), em diferentes tabelas, podem apresentar valores completamente distintos para o mesmo estado termodinâmico, sem, contudo, modificar os resultados de nossas análises térmicas. Basta para tanto que se utilizem dados de entalpia e entropia de uma mesma tabela ou de tabelas que tenham a mesma referência. Para dados retirados de duas ou mais tabelas, com referências diferentes, estes devem ser devidamente corrigidos para uma única referência.

2.1.4 Diagramas de Mollier para fluidos refrigerantes

As propriedades termodinâmicas de uma substância são freqüentemente apresentadas também em diagramas, que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia.

Os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. A Figura 2.2 mostra os elementos essenciais dos diagramas pressão-entalpia, para qualquer substância pura. Diagramas completos, de onde podem ser obtidos dados para análises térmicas de sistemas frigoríficos, são dados no CD.

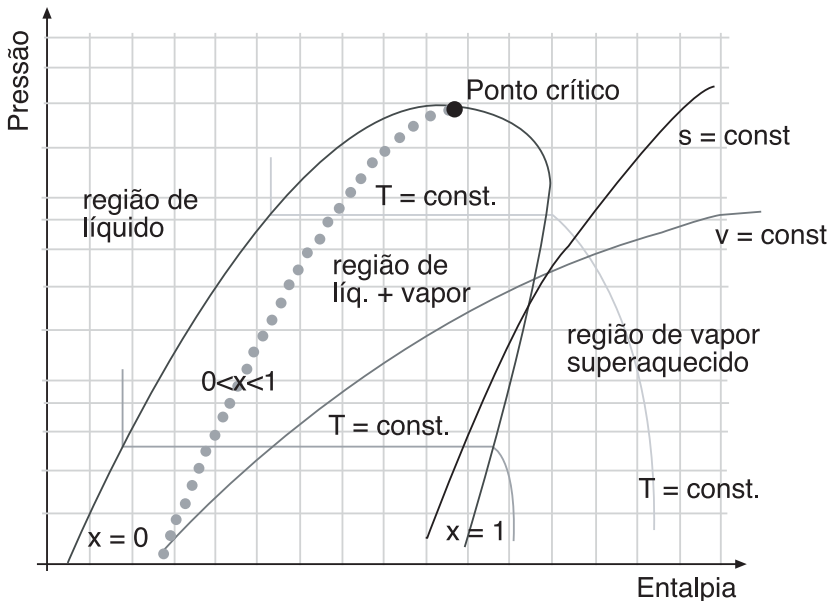


Figura 2.2 - Esquema de um diagrama de P_{xh} (Mollier) para um refrigerante

Esses diagramas são úteis como meio de apresentar tanto a relação entre as propriedades termodinâmicas como a visualização dos processos que ocorrem em cada uma das partes do sistema. Assim, no estudo de um ciclo de refrigeração será utilizado o diagrama de Mollier para mostrar o que ocorre em cada componente do sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). O ciclo completo de refrigeração por compressão de vapor também será representado com o diagrama de Mollier.

No diagrama de Mollier podem se destacar três regiões características:

- Região à esquerda da linha de líquido saturado ($x = 0$), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- Região compreendida entre as linhas de líquido saturado ($x = 0$) e vapor saturado ($x = 1$), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor.
- Região à direita da linha de vapor saturado ($x = 1$), chamada de região de vapor superaquecido.

Para determinar as propriedades termodinâmicas de um estado nas condições saturadas, basta conhecer uma propriedade que o estado estará definido. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido, é necessário conhecer duas propriedades para definir um estado termodinâmico.

2.1.5 Primeira lei da termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como “Princípio de Conservação de Energia”, estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada, entre as várias formas de energia existentes.

Para se efetuar balanços de energia, isto é, para se aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica, é necessário, em primeiro lugar, estabelecer o conceito de sistema termodinâmico. Assim, o sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria (massa), ou região, para a qual a atenção está voltada. Demarca-se um sistema termodinâmico em função daquilo que se deseja analisar. Tudo aquilo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado meio ou vizinhança.

O sistema termodinâmico é delimitado através de suas fronteiras, as quais podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema pode ainda ser classificado em: fechado (Figura 2.3.a), que corresponde a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa); aberto (Figura 2.3.b), que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras, sendo também conhecido por volume de controle.

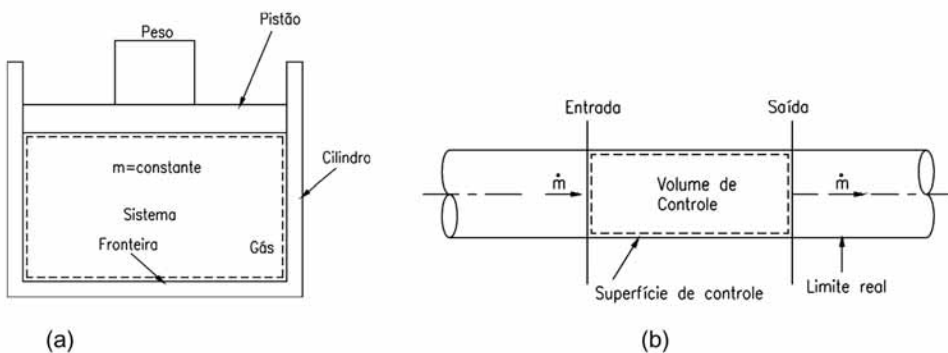


Figura 2.3 - (a) sistema fechado; e (b) sistema aberto (volume de controle)

O balanço de energia estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada pelo mesmo durante o intervalo de tempo considerado. Matematicamente, tem-se:

$$\sum \dot{E}_{\text{ent}} = \sum \dot{E}_{\text{sai}} + \frac{\Delta E_{\text{vc}}}{\Delta t} \quad (2.10)$$

em que: E_{ent} representa qualquer forma de energia entrando no volume de controle;
 E_{sai} representa qualquer forma de energia saindo do volume de controle;
 E_{vc} representa a quantidade total de energia armazenada no volume de controle; e
 Δt representa o intervalo de tempo considerado.

É importante ressaltar que, do ponto de vista termodinâmico, a energia é composta de energia cinética (E_c), energia potencial (E_p) e energia interna (U). A energia cinética e a energia potencial são dadas pelas equações (2.11) e (2.12), respectivamente, e, conforme mencionado anteriormente, a energia interna está associada ao movimento e/ou forças intermoleculares da substância em análise.

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (2.11)$$

$$E_p = m g z \quad (2.12)$$

em que: m representa a massa do sistema;
 V representa a velocidade do sistema;
 g representa a aceleração da gravidade; e
 z representa a cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema.

Entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle, isto é, entrar ou sair do volume de controle, estão incluídos os fluxos de calor (\dot{Q}), os fluxos de trabalho (\dot{W}) e os fluxos de energia associados à massa que atravessam estas fronteiras. Uma quantidade de massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia térmica. Além disto, como geralmente o fluxo mássico (\dot{m}) é gerado por uma "força motriz", há outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada com a pressão. Esta última forma de energia é chamada de "trabalho de fluxo", sendo dada pelo produto da pressão pelo volume específico do fluido. Assim, após algumas simplificações, a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(\frac{v^2}{2} + gz + u + pv \right) = \sum \dot{W} + \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(\frac{v^2}{2} + gz + u + pv \right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (2.13)$$

Duas observações importantes podem ser apontados com relação à equação acima. A primeira se refere à soma das parcelas "u + pv", que, como visto anteriormente (equação 2.2), corresponde à entalpia da substância (h). A segunda está relacionada ao fato de que para a grande maioria dos sistemas industriais a variação da quantidade de energia armazenada no sistema (ΔE_{vc}) é igual a zero. Para esta condição, diz-se que o sistema opera em regime permanente, e a equação acima pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{W} \quad (2.14)$$

Para a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica, é necessário estabelecer uma convenção de sinais para trabalho e calor. A Figura 2.4 mostra esta convenção de sinais. O trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema têm sinal positivo. O trabalho realizado sobre o sistema e o calor transferido pelo sistema têm sinal negativo. No Sistema Internacional, a unidade de fluxo de trabalho e calor é o Watt [W], a unidade da vazão mássica é [kg/s], a unidade da entalpia é [J/kg], a de velocidade é [m/s] e a unidade da cota é [m]. A aceleração da gravidade, que pode ser considerada constante, é igual a 9,81 m/s².

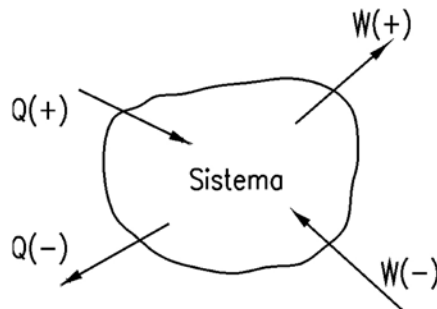


Figura 2.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor

2.1.6 Transferência de calor

Quando existe diferença de temperatura entre dois sistemas (duas regiões), esta diferença tende a desaparecer espontaneamente pelo aparecimento da forma de energia calor. Ao conjunto de fenômenos que caracterizam os mecanismos da transmissão de energia na forma de calor denomina-se Transferência de calor.

Teoricamente, a transferência de calor pode ocorrer isoladamente por condução, convecção ou radiação. No entanto, praticamente as três formas citadas ocorrem simultaneamente, ficando a critério do interessado o estudo da possibilidade de serem desprezadas uma ou duas das formas, em função do problema analisado.

a) Transferência de calor por condução

A transferência de calor por condução se dá por meio da interação entre moléculas adjacentes de um material. É diretamente proporcional ao potencial da "força motriz" (que, para o caso, é a diferença de temperatura) e inversamente proporcional à resistência do sistema (que depende da natureza e da geometria do mesmo). A forma mais utilizada para correlacionar estas grandezas é mediante a Lei de Fourier. Esta lei é geralmente apresentada, na forma de equação, para placas planas (paredes) ou para cilindros (tubos), como mostrado abaixo.

Para placas planas (Figura 2.5.a), a equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.15)$$

em que: \dot{Q} é o fluxo de calor [W];
 k é a condutividade térmica [W/m.K];
 A é a área normal ao fluxo de calor [m²];
 ΔT é a diferença de temperatura [K]; e
 Δx é a espessura da placa [m].

Para o caso de cilindros (Figura 2.5.b), tem-se:

$$\dot{Q} = 2\pi k L \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.16)$$

em que: \dot{Q} é o fluxo de calor [W];
 k é a condutividade térmica [W/m.K];
 L é o comprimento do cilindro [m];
 ΔT é a diferença de temperatura [K];
 r_1 é o raio interno do cilindro [m]; e
 r_2 é o raio externo do cilindro [m].

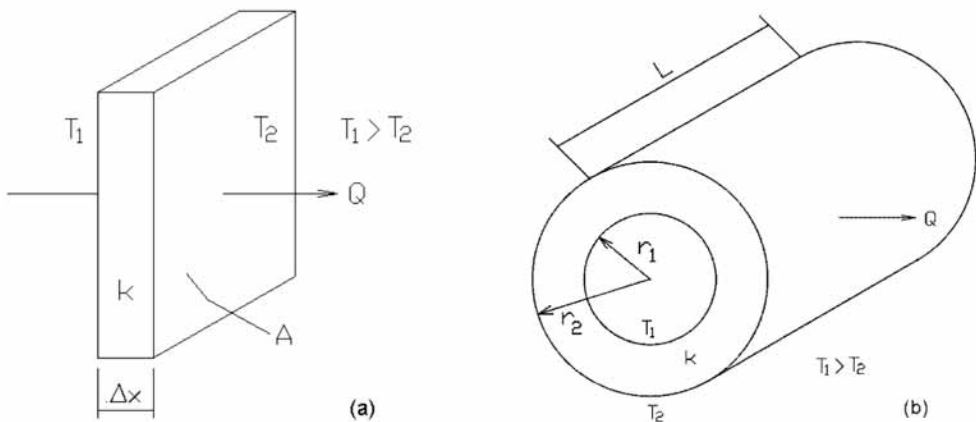


Figura 2.5 - Mecanismos de transferência de calor. Placas planas (a) e cilindro (b)

A Tabela 2.1 fornece a condutividade térmica para temperaturas próximas de 25°C, para alguns materiais mais comuns na engenharia. Valores para outras temperaturas ou outros materiais podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

b) Transferência de calor por convecção

A convecção é o processo de transferência de calor executado pelo “escoamento” de um fluido, que atua como transportador de energia, a qual, por sua vez, é transferida de uma superfície (ou para uma superfície). A convecção é intensamente influenciada pelas características do escoamento do fluido, tais como: perfil de velocidades e turbulência.

O tratamento tradicional para os problemas envolvendo convecção consiste em definir um coeficiente de transferência de calor por convecção, ou somente coeficiente de convecção (α), de tal forma que se tenha a seguinte equação:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (2.17)$$

em que: \dot{Q} é o fluxo de calor [W];
 α é o coeficiente de convecção [$W/m^2.K$];
 A é a área normal ao fluxo de calor [m^2]; e
 ΔT é a diferença de temperatura [K].

O coeficiente de convecção depende das propriedades do fluido e da configuração do escoamento. Normalmente, seus valores são tabelados para as situações e fluidos mais comuns, o que reduz o problema à aplicação da equação acima. Como exemplos, podem-se considerar o coeficiente de convecção entre o ar e as paredes de uma câmara frigorífica. Para o ar externo, este valor é próximo de 29,0 $W/m^2.K$ (25 $kcal/h.m^2.^{\circ}C$); para o ar interno, varia entre 8,15 e 17,45 $W/m^2.K$ (7 a 15 $kcal/h.m^2.^{\circ}C$), dependendo da movimentação do ar.

TABELA 2.1 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE ALGUNS MATERIAIS.

MATERIAL	K [w/m.K]
Aços com baixo teor de cromo	37,7 a 48,9
Aços carbono (não ligado)	60,5 a 63,9
Aços inoxidáveis	13,4 a 15,1
Alumínio puro	237,0
Cobre puro	401,0
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	52,0
Prata	429,0
Tijolo comum	0,720
Tijolo cerâmico oco (10 cm)	0,520
Madeiras (pinho)	0,120
Mantas de fibra de vidro	0,046
Cortiça	0,039
Poliestireno rígido	0,027
Folha de amianto (corrugada)	0,078
Poliestireno expandido	0,027 a 0,040

c) Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos. A energia irradiada por uma superfície é definida em termos do seu poder emissivo, o qual, para um radiador perfeito (corpo negro), é dado pela equação abaixo, em que T é a temperatura do corpo e σ (é a constante de Stefan-Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)).

$$E_n = \sigma T^4 \quad (2.18)$$

Como os corpos reais não são radiadores perfeitos, isto é, corpos negros, eles irradiam menos energia que um corpo negro à mesma temperatura. A razão entre o poder emissivo do corpo real e o poder emissivo do corpo negro é denominada de “emissividade”. Assim, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \quad (2.19)$$

O posicionamento geométrico das superfícies afeta a radiação trocada entre elas. A relação geométrica que influencia a quantidade de calor trocado por radiação entre as superfícies é chamada de “fator de forma” (F_A). As características ópticas das superfícies, como emissividade, absorvância, transmissividade e refletividade, que também afetam a quantidade de calor trocado por radiação, podem ser agrupadas em um único fator, F_E . Os fatores F_A e F_E podem ser encontrados em textos e manuais sobre transferência de calor. Finalmente, o calor trocado por radiação entre duas superfícies pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{1-2} = \sigma F_E F_A A (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.20)$$

d) Analogia entre fluxo de calor e elétrico

Considere a placa da Figura 2.6, por meio da qual é transferido o fluxo de calor \dot{Q} , sendo ΔT a diferença de temperatura entre as superfícies da placa. Considere ainda o circuito elétrico equivalente, em que ΔV é a diferença de potencial, i é a corrente elétrica e R_e é a resistência elétrica.

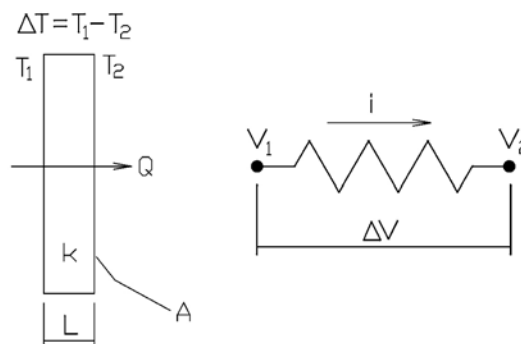


Figura 2.6 - Analogia entre fluxo de calor e fluxo elétrico

Aplicando-se a lei de Ohm, para o circuito elétrico, tem-se:

$$i = \frac{\Delta V}{R_e} \quad \text{corrente} = \frac{\text{diferença de potencial elétrico}}{\text{resistência elétrica}} \quad (2.21)$$

Por analogia com a Lei de Ohm, têm-se que a taxa de transferência de calor pode ser considerada como um fluxo, a combinação da condutividade térmica como a espessura do material e a área como uma resistência a este fluxo. A temperatura é a função potencial, ou motora, para este fluxo de calor. Então, a equação de Fourier pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad \text{fluxo de calor} = \frac{\text{diferença de potencial térmico}}{\text{resistência térmica}} \quad (2.22)$$

Como pode ser observado, a Lei de Fourier pode ser escrita de forma semelhante à Lei de Ohm, sendo a resistência térmica, (R_t), dada por:

$$\text{Condução em superfícies planas:} \quad R_t = \frac{L}{k A} \quad (2.23)$$

$$\text{Condução em cilindros:} \quad R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} \quad (2.24)$$

$$\text{Convecção:} \quad R_t = \frac{1}{\alpha A} \quad (2.25)$$

A analogia elétrica pode ser empregada para resolver problemas mais complexos envolvendo resistências térmicas em série e em paralelo.

e) Coeficiente global de transferência de calor

Muitos dos processos de transferência de calor encontrados nas instalações industriais envolvem uma combinação dos processos de condução e transmissão. Por exemplo, a transferência de calor através das paredes de uma câmara frigorífica envolve a transmissão do calor do ar externo para as paredes da câmara (convecção), a condução pela parede e pelo isolamento e a transmissão da superfície interna da parede para o ar contido na câmara (convecção).

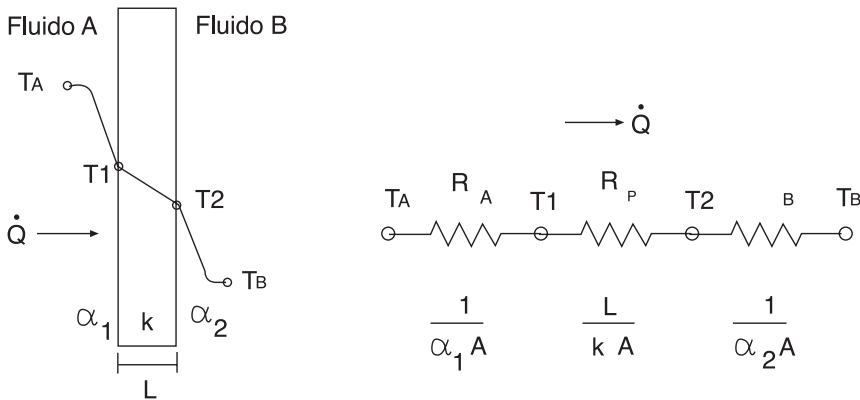


Figura 2.7 - Coeficiente global de transferência de calor

Em casos em que ocorre transferência de calor entre dois fluidos, como no caso da câmara mencionado acima, estão envolvidos dois valores para o coeficiente de convecção (α), sendo um para cada fluido. Também se deve considerar a condutividade térmica (k) do material que separa os fluidos; por exemplo, o isolante da câmara e a sua espessura (L).

Assim, para facilitar a análise, pode-se lançar mão do coeficiente global de transferência de calor (U_G). É prática comum relacionar a taxa total de transferência de calor (\dot{Q}), à área normal ao fluxo de calor (A) e a diferença total de temperatura (ΔT_G), por meio do coeficiente global de transferência de calor (U_G). Portanto, considerando a Figura 2.7, pode-se escrever que:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{k A} + \frac{1}{\alpha_2 A}} = U_G A \Delta T_G \tag{2.26}$$

em que:

$$U_G = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \text{e} \quad \Delta T_G = T_A - T_B$$

O equacionamento acima também pode ser feito em termos da resistência térmica global, (R_G), ou total, que, para o caso do circuito elétrico, equivalente da Figura 2.7, é igual à soma das resistências térmicas do fluido A, (R_A), da parede (R_P) e do fluido B, (R_B). Assim, tem-se:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{R_G} = \frac{\Delta T_G}{R_G} \quad R_G = R_A + R_P + R_B = \frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A} \quad (2.27)$$

f) Diferença de temperatura média logarítmica

Nos trocadores de calor, como os esquematizados na Figura 2.8 e na Figura 2.9, um fluido quente (fluido A) cede calor por convecção para uma das superfícies dos tubos do trocador. Este fluxo de calor é então transmitido por condução para a outra superfície dos tubos e, finalmente, é transferido por convecção para o fluido frio (fluido B). Como este processo acontece ao longo de todo o comprimento dos tubos do trocador, isto é, ao longo de toda a sua área, a temperatura dos fluidos geralmente não é constante. Portanto, a taxa de transferência de calor também varia ao longo dos tubos, pois ela depende da diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio.

Assim, quando se deseja estudar os mecanismos de transferência de calor em trocadores (serpentina de água gelada, evaporadores, condensadores, etc.), deve-se utilizar a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}) para o cálculo do fluxo de calor, pois desta forma estarão sendo considerados os diferentes valores do diferencial de temperaturas entre os dois fluidos ao longo de todo o trocador.

A diferença de temperatura média logarítmica para um trocador de calor operando com correntes paralelas (Figura 2.8) é dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BE}) - (T_{AS} - T_{BS})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BE}}{T_{AS} - T_{BS}}\right)} \quad (2.28)$$

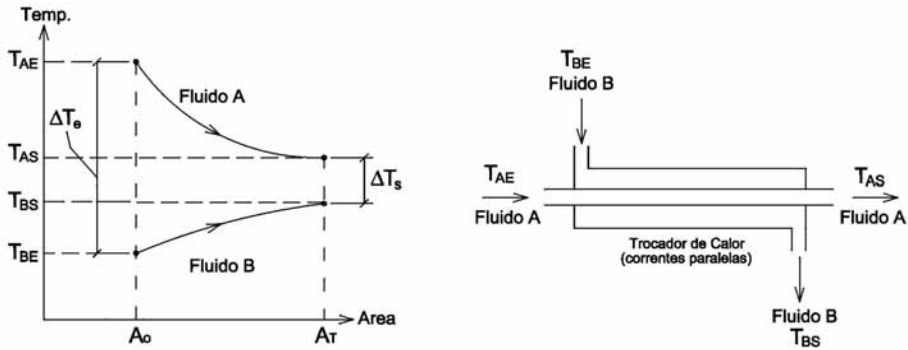


Figura 2.8 - Trocador de calor operando com correntes paralelas

Quando os trocadores de calor operam em contracorrente (Figura 2.9), a diferença de temperatura média logarítmica deve ser calculada de acordo com a equação 2.29. Deve ser observado que para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluidos do trocador a diferença de temperatura média logarítmica do trocador com escoamento em contracorrente é superior àquela do trocador com escoamento em paralelo. Assim, admitindo-se um mesmo coeficiente global de transferência de calor, a área necessária para que ocorra um dado fluxo de calor é menor no trocador operando em contracorrente do que no trocador operando com correntes paralelas.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BS}) - (T_{AS} - T_{BE})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BS}}{T_{AS} - T_{BE}}\right)} \quad (2.29)$$

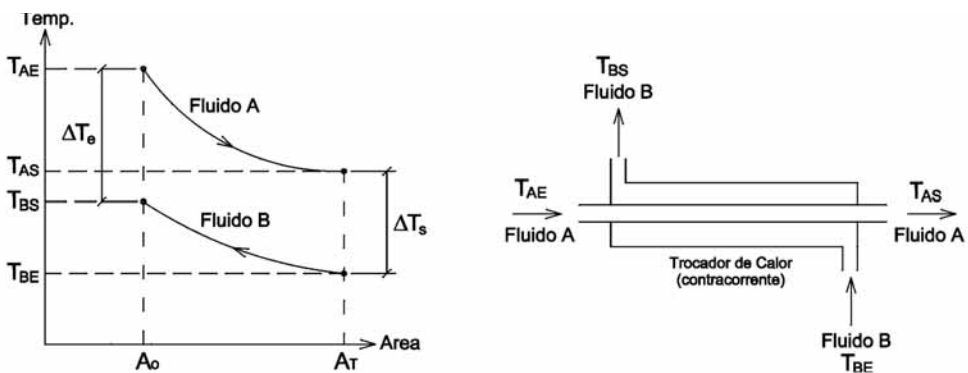


Figura 2.9 - Trocador de calor operando em contracorrente

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

- 1) Determine a entalpia específica, h , o volume específico, v , e a entropia, s , para o refrigerante R-717 no estado de líquido saturado à temperatura de 40°C.
- 2) Determine h , v , s e a pressão, P , para vapor saturado ($x = 1$) do R-22 à temperatura de -20°C.
- 3) Determine a entalpia e o volume específico para o R-12 sub-resfriado à temperatura de 30°C e pressão de 9,7960 kgf/cm².
- 4) Determine h , v , e s para o refrigerante R-22 para $x = 0,3$ (título) e pressão de 5,0738 kgf/cm².
- 5) Determine todas as propriedades termodinâmicas do refrigerante R-22 à temperatura de 90°C e pressão de 15,63708 kgf/cm².
- 6) Em um compressor que opera com R-134a a pressão de descarga é de 1000,00 kPa e a temperatura de descarga é de 80,0°C. Qual é o valor da entalpia e da entropia para este estado?
- 7) O compressor de um sistema frigorífico deve trabalhar aspirando vapor superaquecido. Determine as propriedades termodinâmicas do R-717 (amônia) quando a pressão de sucção for de 1,219 kgf/cm² e o vapor estiver superaquecido de 10,0°C.

2.2 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Se um líquido for introduzido num vaso onde existe, inicialmente, um grau de vácuo e cujas paredes são mantidas a temperatura constante, ele se evaporará imediatamente. No processo, o calor latente de vaporização - ou seja, o calor necessário para a mudança do estado líquido para o estado vapor - é fornecido pelas paredes do vaso. O efeito de resfriamento resultante é o ponto de partida do ciclo de refrigeração, que será examinado neste capítulo.

À medida que o líquido se evapora, a pressão dentro do vaso aumenta, até atingir, eventualmente, a pressão de saturação para a temperatura considerada. Depois disso, nenhuma quantidade de líquido evaporará, e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará.

Qualquer quantidade adicional de líquido introduzido permanecerá neste estado, isto é, como líquido, no fundo do vaso. Se for removida parte do vapor do recipiente, conectando-o ao lado de sucção de uma bomba, a pressão tenderá a cair. O que provocará evaporação adicional do líquido. Neste aspecto, o processo de resfriamento pode ser considerado contínuo. E, para tal, necessita-se: de um fluido adequado, o refrigerante; um recipiente onde a vaporização e o resfriamento sejam realizados, chamado de “evaporador”; e um elemento para remoção do vapor, chamado de “compressor”.

O sistema apresentado até agora não é prático, pois envolve um consumo contínuo de refrigerante. Para evitar este problema, é necessário converter o processo num ciclo. Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado. Usualmente, utiliza-se a água ou o ar como meio de resfriamento, os quais se encontram a uma temperatura substancialmente mais elevada do que a temperatura reinante no evaporador. A pressão de vapor correspondente à temperatura de condensação deve, portanto, ser bem mais elevada do que a pressão no evaporador. O aumento desejado de pressão é promovido pelo compressor.

A liquefação do refrigerante é realizada num condensador, que é, essencialmente, um recipiente resfriado externamente pelo ar ou água. O gás refrigerante quente (superaquecido), com alta pressão, é conduzido do compressor para o condensador, onde é condensado. Resta agora completar o ciclo, o que pode ser feito pela inclusão de uma válvula ou outro dispositivo regulador, que será usado para injeção de líquido no evaporador. Este é um componente essencial de uma instalação de refrigeração e é chamado de “válvula de expansão”.

2.2.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo, que é chamado de “ciclo teórico”, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico (existem vários ciclos termodinâmicos ideais, diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de Rankine, dos sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar Otto, para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, e o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás. Este ciclo teórico ideal terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

A Figura 2.10 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos esquematizados na Figura 2.10 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são:

- Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 2.10. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
- Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação, T_c . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
- Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação P_c , e o líquido saturado ($x = 0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).
- Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_o) e, conseqüentemente, à temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($x = 1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título).

2.2.2 Ciclo real de compressão de vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 2.11. Uma da diferença está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s , estão mostradas na Figura 2.11.

Outras diferenças são o sub-refriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-refriamento) e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real é politrópico ($s_1 \neq s_2$) e no processo teórico é isentrópico.

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C , o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas. Problemas técnicos e de operação serão abordados nos próximos capítulos.

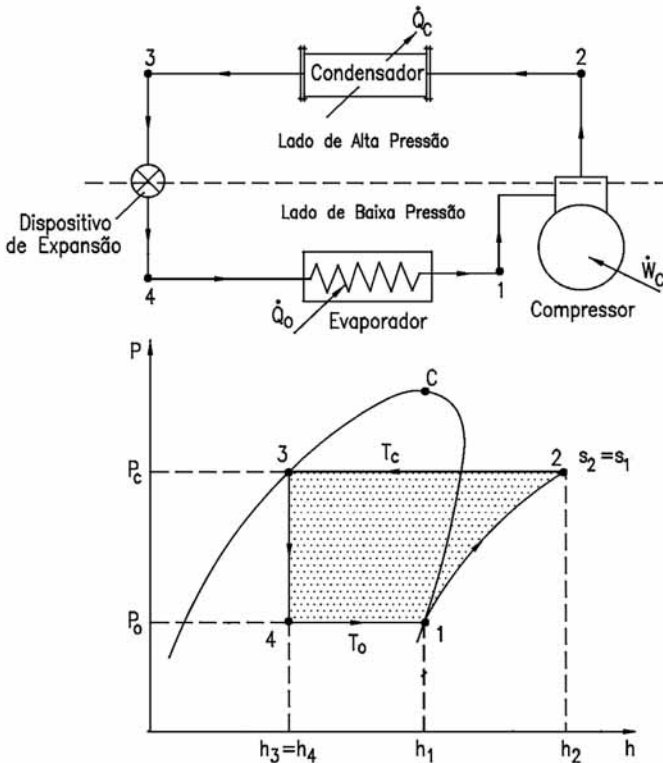


Figura 2.10 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

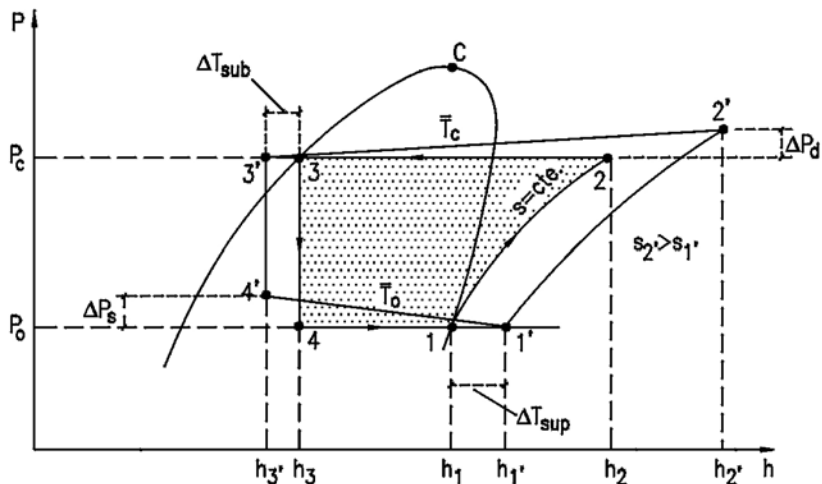


Figura 2.11 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração

2.2.3 Balanço de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e à temperatura de vaporização (T_0). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros têm influência no desempenho do ciclo.

a) Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_0) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), através do evaporador do sistema frigorífico. Este processo está indicado na Figura 2.12. Considerando-se que o sistema opera em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, pela Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

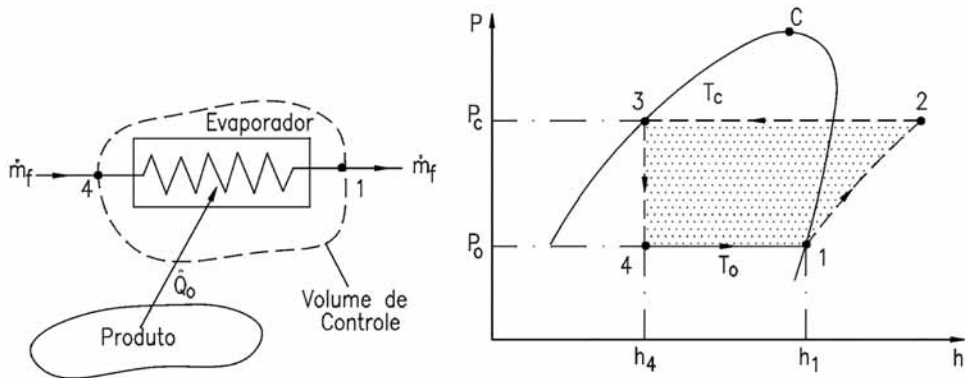


Figura 2.12 - Processo de transferência de calor no evaporador

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f(h_1 - h_4) \tag{2.30}$$

Normalmente conhece-se a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica, para operação em regime permanente. Se forem estabelecidos o ciclo e o fluido refrigerante com o qual o sistema deve trabalhar, pode-se determinar o fluxo mássico que circula através dos equipamentos, pois as entalpias h_1 e h_4 são conhecidas e, conseqüentemente o compressor fica determinado.

A quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante retirada no evaporador é chamada de "efeito frigorífico" (EF). Este é um dos parâmetros usados para definir o fluido refrigerante que será utilizado em uma determinada instalação.

$$EF = h_1 - h_4 \tag{2.31}$$

b) Potência teórica de compressão

Chama-se potência teórica de compressão a quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária do ciclo teórico. Neste ciclo, o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico), como indicado na Figura 2.13. No sistema de refrigeração real, o compressor perde calor para o meio ambiente. Entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, no volume de controle da figura baixo e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, tem-se equação 2.32.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (2.32)$$

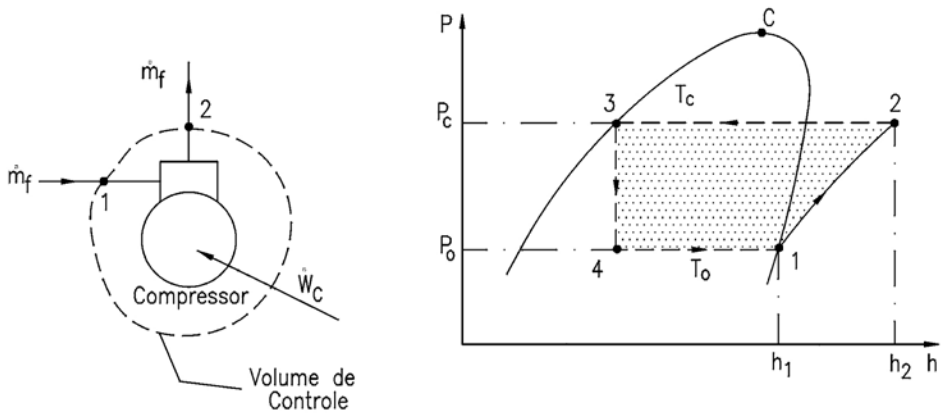


Figura 2.13 - Processo de compressão adiabático reversível no compressor

c) Calor rejeitado no condensador

Conforme mencionado, a função do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado por meio de um balanço de energia no volume de controle da Figura 2.14. Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (2.33)$$

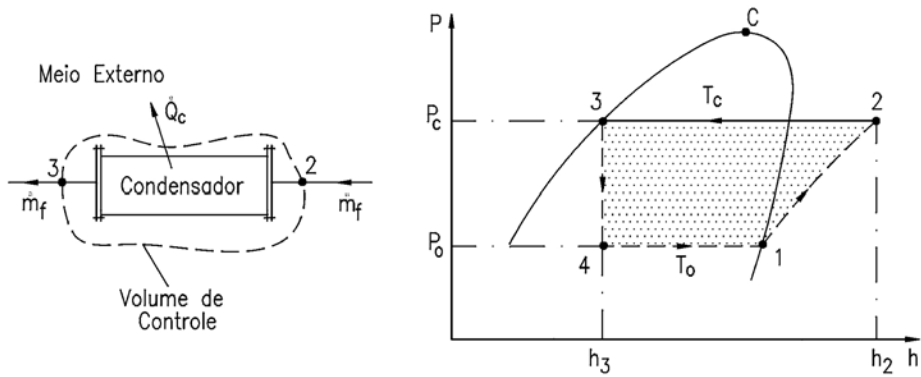


Figura 2.14 - Processo de transferência de calor no condensador

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada pela equação 2.33, a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor.

d) Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, como mostra a Figura 2.15. Neste caso, aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

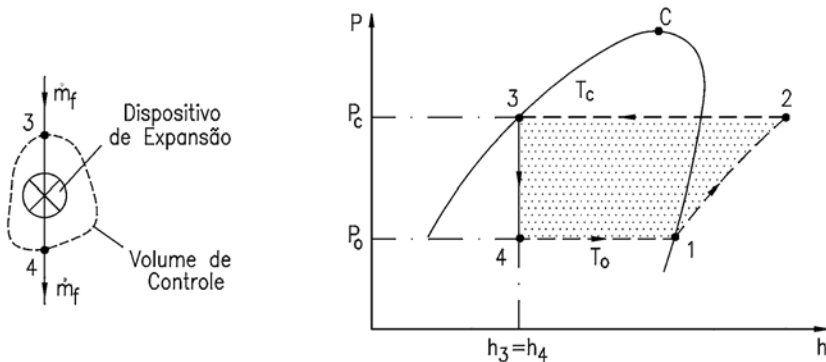


Figura 2.15 - Processo no dispositivo de expansão

$$h_3 = h_4 \quad (2.34)$$

e) Coeficiente de performance do ciclo

O coeficiente de performance, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$\text{COP} = \frac{\text{EnergiaUtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.35)$$

Pode-se inferir da equação 2.35 que para ciclo teórico o COP é função somente das propriedades do refrigerante. Conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

2.2.4 Parâmetros que influenciam o COP do ciclo de refrigeração

Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir, será analisada a influência de cada um deles separadamente.

a) Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

Para ilustrar o efeito que a temperatura de evaporação tem sobre a eficiência do ciclo, será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação (T_o) é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura 2.16. Nesta análise, utilizou-se R22 como refrigerante, o qual é típico de sistemas de ar condicionado. Como pode ser observado, uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP; isto é, o sistema se torna menos eficiente.

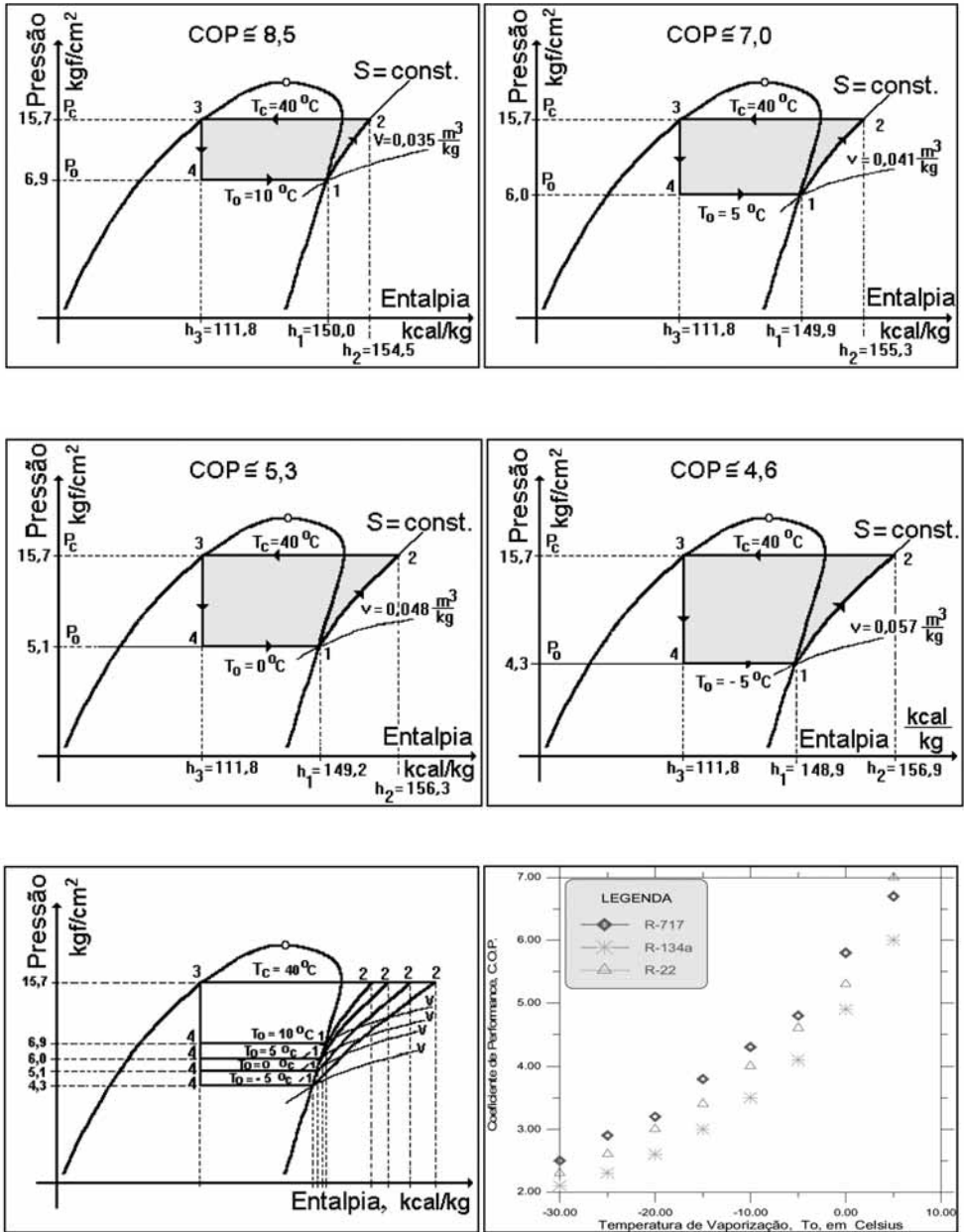


Figura 2.16 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

b) Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada em um conjunto de ciclos em que apenas se altera a temperatura de condensação (T_c). Esta análise está mostrada na Figura 2.17. Observe que uma variação de 15°C na temperatura de condensação resultou em menor variação do COP, se comparado com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.

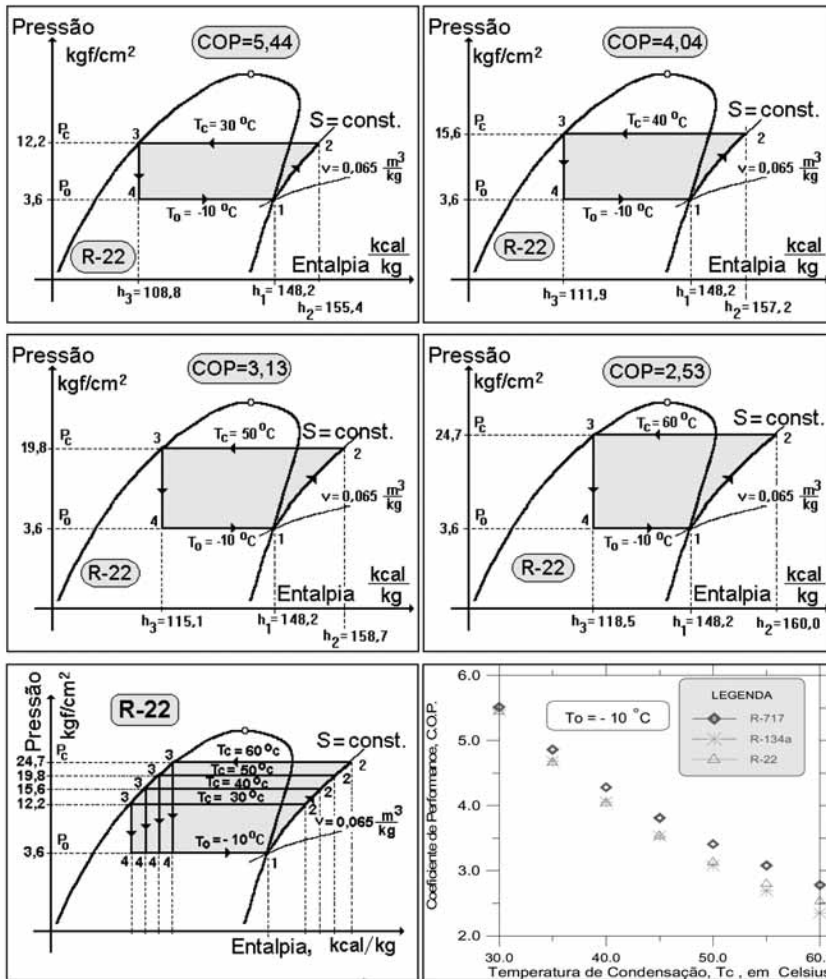


Figura 2.17 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

c) Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

De forma idêntica aos dois casos anteriores, a Figura 2.18 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora haja aumento no COP do ciclo com o aumento do sub-resfriamento, o que é ótimo para o sistema, na prática se utiliza um sub-resfriamento para garantir que se tenha somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não para se obter ganho de eficiência.

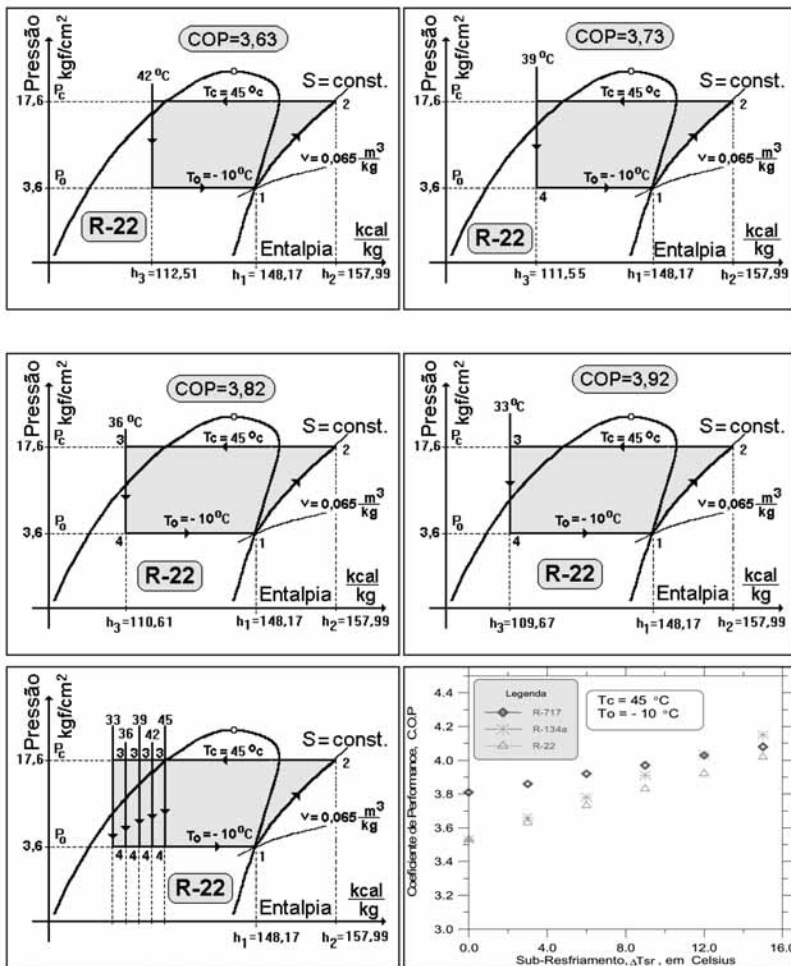


Figura 2.18 - Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico

d) Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se a este superaquecimento de “superaquecimento útil”.

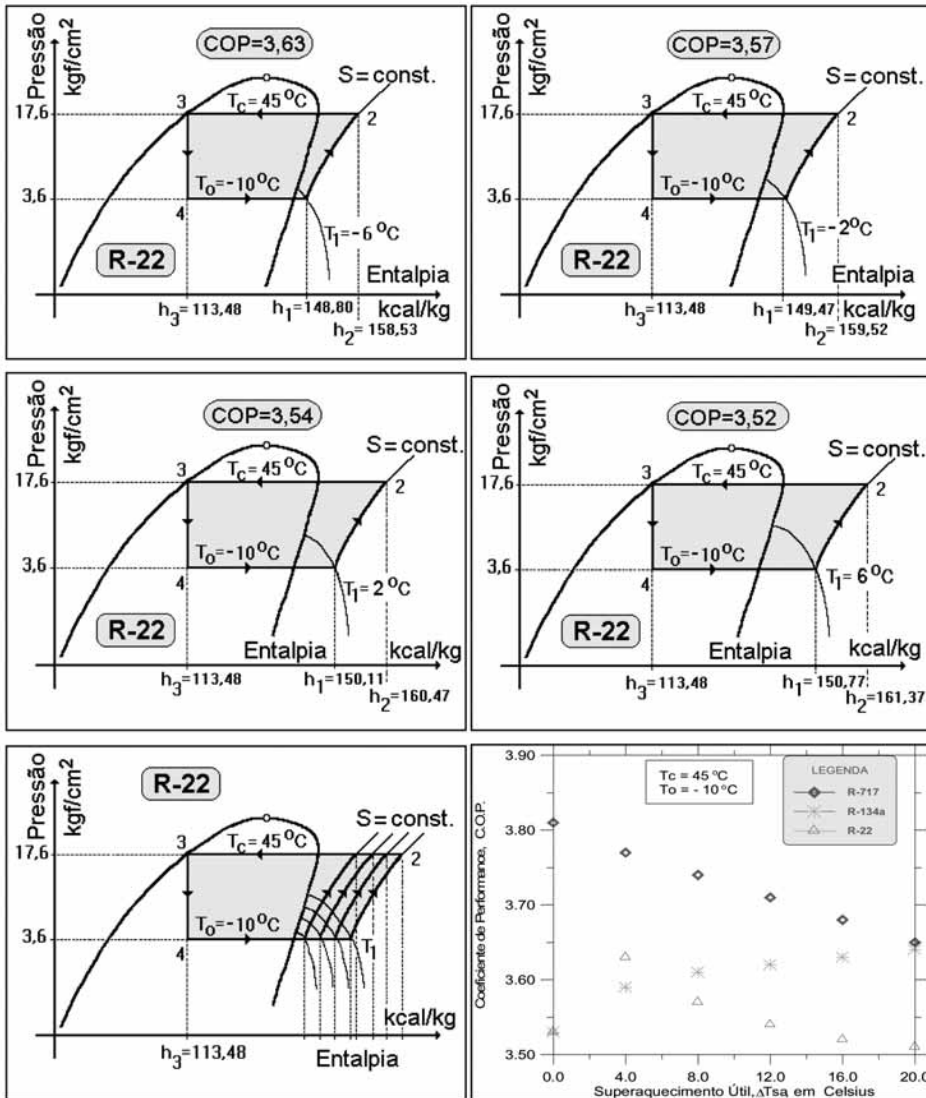


Figura 2.19 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico

A Figura 2.19 mostra a influência desse superaquecimento na performance do ciclo de refrigeração. Como pode ser observado no último “quadro” desta figura, a variação do COP com o superaquecimento depende do refrigerante. Nos casos mostrados, para o R717 o COP sempre diminui; para R134a o COP sempre aumenta; e para o R22, o caso mais complexo, há um aumento inicial e, depois, uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é, T_o e T_c , poderá ocorrer comportamento diferente do aqui mostrado. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP, ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.

Este aspecto da influência do superaquecimento na capacidade frigorífica do sistema será estudado com mais detalhes quando da análise operacional dos compressores alternativos e de sua eficiência volumétrica.

2.3 Sistemas multipressão

O sistema multipressão é um sistema de refrigeração, por compressão de vapor, que possui dois ou mais níveis de baixa pressão. Entende-se por baixa pressão aquela reinante entre o dispositivo de expansão e da sucção do compressor. Um sistema multipressão pode ser encontrado, por exemplo, em uma indústria de laticínios, onde um evaporador opera a -35°C para produzir sorvetes, enquanto outro evaporador opera a 2°C para resfriar leite. Outro exemplo da aplicação de sistemas multipressão são os matadouros frigoríficos, onde existem câmaras de congelamento de carne bovina com temperaturas de vaporização da ordem de -35°C e, entre outras, câmaras de desossa, onde a temperatura de vaporização é da ordem de $+5^{\circ}\text{C}$. Outra aplicação típica poderia ser um processo industrial no qual um arranjo de dois ou três estágios de compressão serve um evaporador com temperaturas abaixo de -20°C .

A Figura 2.20 mostra um sistema típico de refrigeração multipressão com dois estágios de compressão de vapor, utilizado em matadouro-frigorífico, cujo refrigerante é a amônia.

Este capítulo considera somente sistemas multipressão tendo dois níveis de baixa pressão, mas os princípios aqui apresentados podem ser aplicados a sistemas com mais de dois níveis de baixa pressão.

Dois elementos que freqüentemente integram os sistemas multipressão são o separador de líquido e o separador-resfriador de líquido. Estes dois elementos serão inicialmente detalhados. Posteriormente serão analisadas algumas combinações de evaporadores e compressores.

Vantagens do sistema multipressão

Em sistemas multipressão, a remoção e a recompressão do vapor produzido pela redução de pressão antes de se completar a expansão reduz a potência requerida pelo compressor, para uma mesma capacidade de refrigeração. A redução da vazão de refrigerante que circula pelo evaporador possibilita ainda a redução das dimensões das linhas de líquido que conectam o separador com o evaporador, bem como a linha de sucção do compressor. Por último, pode-se dizer que, para uma mesma pressão de evaporação, os sistemas multipressão requerem menor capacidade (deslocamento volumétrico) do compressor.

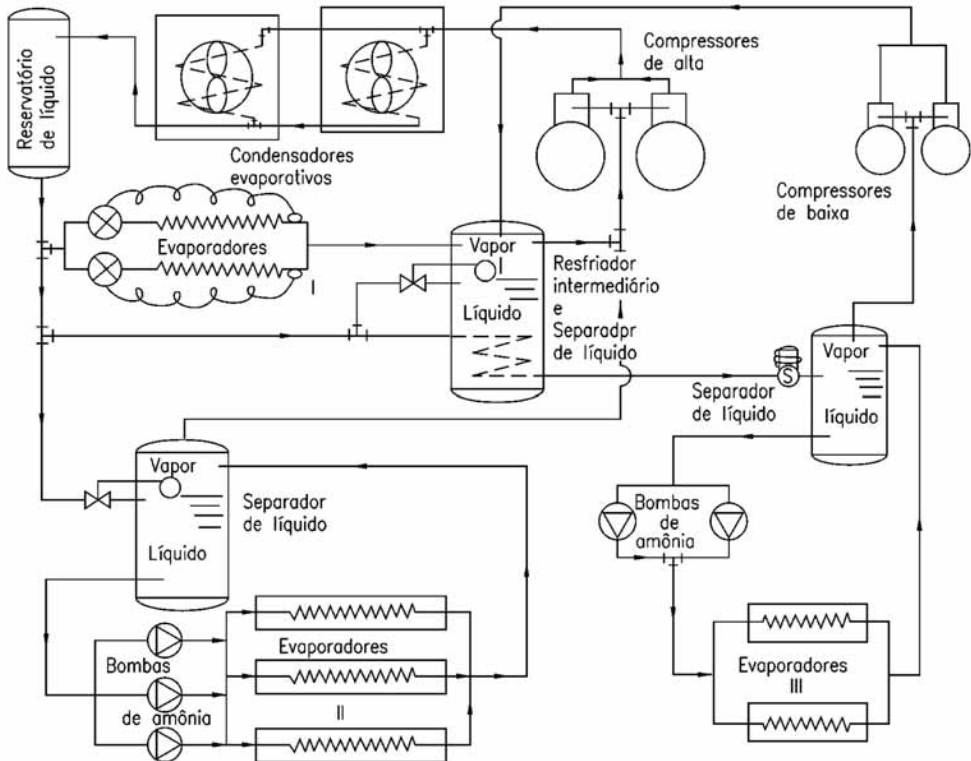


Figura 2.20 - Sistema multipressão típico de matadouro-frigorífico (refrigerante: amônia)

O resfriamento intermediário reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor no estágio de alta pressão. Temperaturas elevadas podem causar carbonização do óleo, formação de goma nas válvulas de admissão, descarga do compressor e dificuldades

de lubrificação em compressores alternativos. O resfriamento intermediário entre estágios de compressão também pode reduzir a potência requerida, pelo menos quando o refrigerante é a amônia. Para outros refrigerantes, a potência pode aumentar, porém a temperatura do fluido frigorífico na descarga do compressor será sempre menor.

Uma vantagem adicional da utilização de múltiplos estágios de compressão é que se reduz a diferença de pressão em que trabalha o compressor, reduzindo-se assim o desgaste nas superfícies dos mancais.

Qualquer decisão de se utilizar sistemas multipressão deve ser baseada em uma análise econômica. A redução na potência consumida precisa compensar o custo dos equipamentos adicionais para justificar tal investimento. Fatores como o refrigerante usado, o tipo do compressor (alternativo, parafuso, centrífugo, etc.) e a capacidade frigorífica do sistema também influenciam na decisão. Como exemplo pode-se citar que, considerando a amônia como refrigerante, as temperaturas de vaporização mínimas praticáveis para compressores alternativos simples são de -30°C ; para duplo estágio de -50°C ; e para sistemas de três estágios de compressão as temperaturas de vaporização mínimas, de -70°C , o que já fornece uma indicação do tipo de instalação que deverá ser utilizado.

2.3.1 Separador de líquido

A Figura 2.21 mostra, esquematicamente um separador de líquido e sua localização no sistema, bem como os processos termodinâmicos e os estados do refrigerante num diagrama $P \times h$. O estado do refrigerante no ponto 2 pode ser representado por uma mistura de refrigerante no estado de líquido saturado com refrigerante no estado de vapor saturado, ambos na mesma pressão do ponto 2. Para estas condições, o vapor saturado não tem efeito frigorífico.

Assim, seria vantajoso utilizar um sistema para diminuir a quantidade de refrigerante que chega ao evaporador e que não possui efeito frigorífico, isto é, refrigerante na forma de vapor. Isto pode ser feito expandindo-se o líquido saturado de 1 até 3. Em seguida, o líquido é separado do vapor, o qual deve ser recomprimido até uma pressão igual a do ponto 1 (pressão de condensação). Por sua vez, o líquido separado (estado 4) é expandido até a pressão do estado 5. Deve-se observar que expandir o líquido do estado 4 até o 5 é mais vantajoso, pois de 5 para 2 há efeito frigorífico; isto é, o título do refrigerante (quantidade de vapor) no estado 5 é menor do que no estado 2.

2.3.2 Separador-resfriador de líquido

O separador de líquido e resfriador, também conhecido como separador-resfriador de líquido, é, basicamente, igual ao separador de líquido simples, tendo, adicionalmente, um trocador de calor, do tipo serpentina, instalado em seu interior, o qual irá possibilitar o sub-resfriamento de outra linha de refrigerante.

A Figura 2.22 mostra, esquematicamente, um separador-resfriador de líquido e os estado do refrigerante num diagrama P x h. Neste sistema, pode-se sub-resfriar parte do refrigerante que sai do condensador, antes de provocar sua expansão.

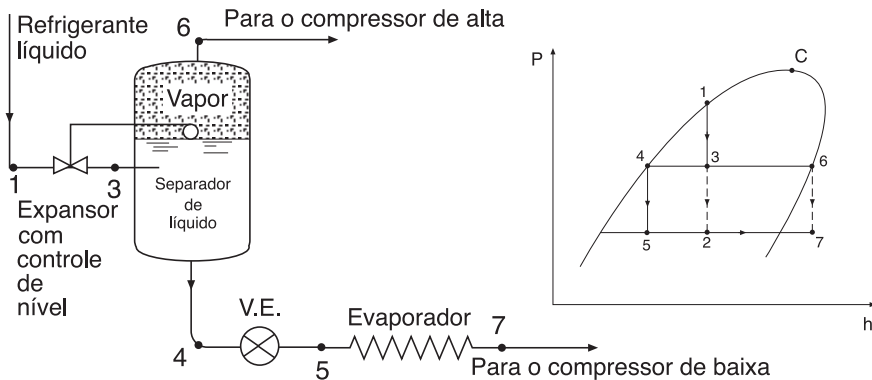


Figura 2.21 - Esquema de um separador de líquido

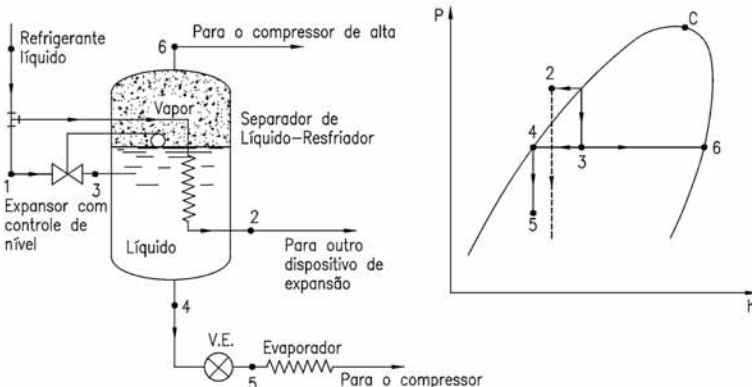


Figura 2.22 - Esquema de um separador de líquido e resfriador (separador-resfriador)

2.3.3 Resfriamento entre estágios

O resfriamento entre estágios (resfriamento intermediário) em compressores de dois estágios de compressão e instalações que não utilizam separador de líquido também é muito utilizado, sendo que pode proporcionar redução de potência consumida, além de resultar em temperaturas mais baixas do refrigerante no estágio de alta pressão (descarga do compressor de alta).

A Figura 2.23 mostra, esquematicamente, um sistema com resfriamento entre estágios dotado de trocador de calor que pode ser resfriado a água ou ar, bem como os diagramas $P \times v$ e $P \times h$ para o processo de compressão.

Para sistemas de dois estágios de compressão, considerando que a substância de trabalho (refrigerante) tem comportamento de gás ideal, pode-se mostrar que para se obter o trabalho mínimo de compressão, quando o resfriamento entre estágios é completo e com trocador de calor, a pressão intermediária (pressão entre os dois estágios de compressão) é dada por:

$$P_i = \sqrt{P_a P_d} \quad (2.36)$$

Para sistemas frigoríficos, em geral, o resfriamento intermediário não pode ser realizado completamente por um agente externo (água ou ar), devido aos baixos níveis de temperatura que deveriam ser alcançados na pressão intermediária. Assim, utiliza-se, normalmente, uma parcela do próprio refrigerante, expandido até a pressão intermediária, para realizar o resfriamento do fluido que deixa o compressor de baixa pressão. Conseqüentemente, para os sistemas e substâncias reais o valor da pressão intermediária que resulta na máxima eficiência do sistema é um pouco superior ao valor dado pela equação acima.

2.3.4 Ciclos de compressão de vapor multipressão

O separador de líquido mostrado no sistema frigorífico da Figura 2.24 apresenta desvantagens práticas na sua operação. O refrigerante na fase líquida dentro do tanque de expansão está saturado à pressão intermediária. Se o evaporador do sistema frigorífico estiver fisicamente posicionado acima do separador de líquido ou se houver qualquer transferência de calor entre o separador de líquido e a válvula de expansão, algum líquido

irá evaporar antes de chegar na válvula de expansão, o que, como se sabe, prejudica sua eficiência. Além deste fato, a operação da válvula de expansão pode-se tornar deficiente, devido ao pequeno diferencial de pressão sobre ela.

A Figura 2.25 mostra, esquematicamente, um ciclo multipressão largamente utilizado em sistemas de refrigeração que utilizam como refrigerante a amônia. Este sistema utiliza um separador-resfriador de líquido, que sub-resfria o refrigerante antes de este chegar à válvula de expansão, eliminando a desvantagem apresentada no caso anterior. Além disso, a diferença de pressão através da válvula é muito maior neste caso, pois o líquido na entrada da válvula, teoricamente, está na pressão de condensação, ao invés da pressão intermediária. Entretanto, o uso do separador-resfriador de líquido resulta em um coeficiente de performance ligeiramente menor do que no caso da utilização do separador de líquido simples, uma vez que não é possível resfriar o líquido até a temperatura de saturação no tanque.

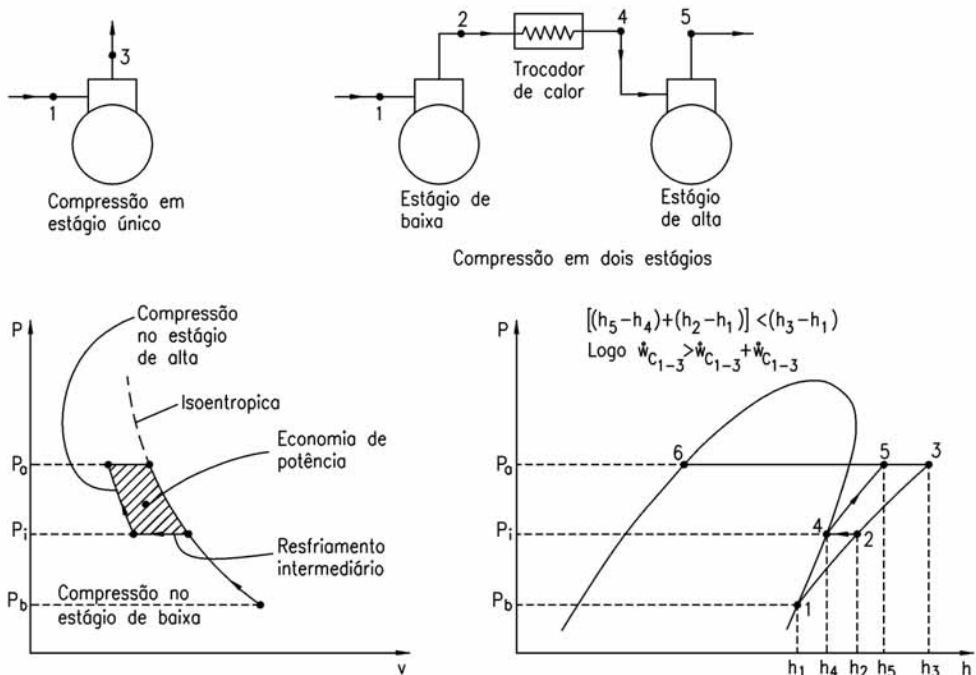


Figura 2.23 - Comparação entre compressão em estágio único e dois estágios

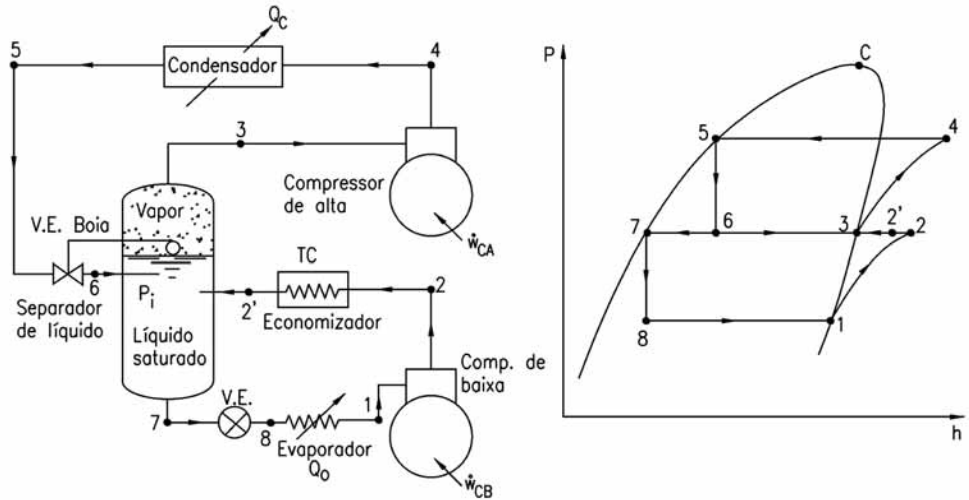


Figura 2.24 - Esquema de um sistema multipressão com separador de líquido e trocador de calor economizador

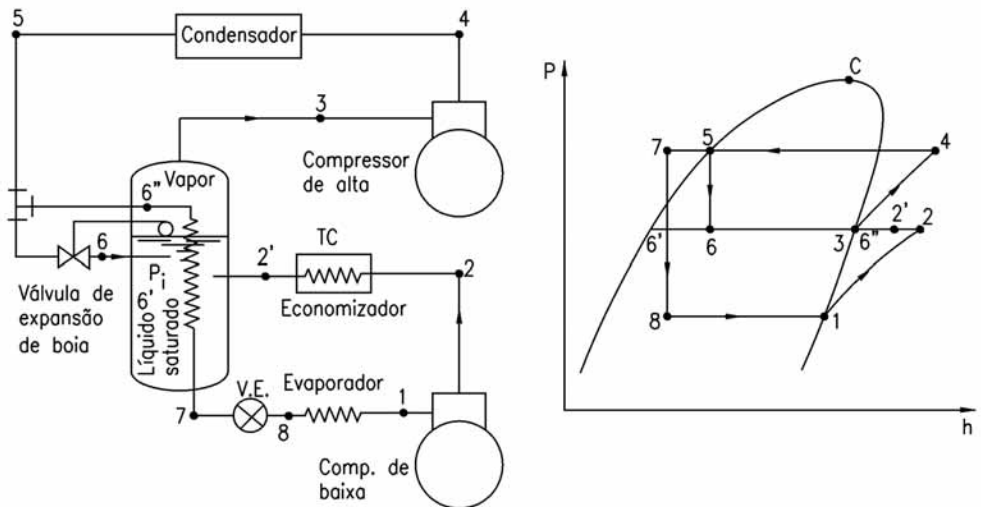


Figura 2.25 - Esquema de um sistema multipressão com separador-resfriador de líquido e trocador de calor economizador

Na Figura 2.26 é mostrado um esquema de um sistema multipressão de dois estágios de compressão, apropriado para utilização do refrigerante R22, e o respectivo ciclo termodinâmico num diagrama P x h. O vapor descarregado pelo compressor de baixa pressão não é resfriado separadamente por um trocador de calor, e sim pela mistura com o refrigerante saturado do separador-resfriador de líquido. Neste caso, o separador-resfriador de líquido é tipicamente do tipo não inundado. Ao invés da válvula de bóia, como mostrado na Figura 2.24 e na Figura 2.25, usa-se uma válvula de expansão termostática no separador-resfriador de líquido. O bulbo remoto desta válvula de expansão está instalado na linha de sucção do compressor de alta pressão, num ponto após a mistura das duas correntes de fluido.

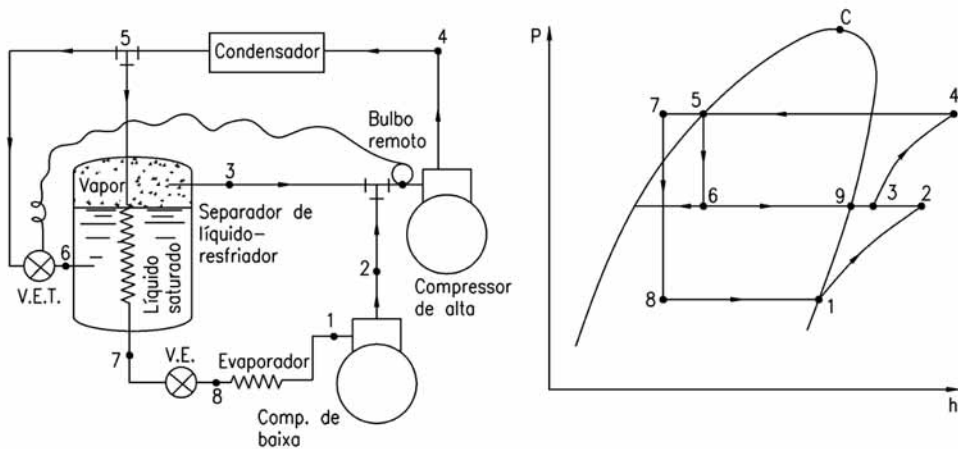


Figura 2.26 - Esquema de um sistema multipressão típico para utilização com R22

Os sistemas indicados na Figura 2.24 e na Figura 2.25 são freqüentemente utilizados para aplicações industriais e comerciais. A indústria alimentícia, a indústria de gelo e as câmaras frigoríficas de baixa temperatura são normalmente resfriadas desta maneira. Os refrigerantes R12, R22 e R134a são utilizados em sistemas do tipo mostrado na Figura 2.26 para câmara de teste de baixa temperatura e câmaras de controle ambiental.

Os sistemas multipressão são bastante flexíveis em suas aplicações. Um ou mais evaporadores podem operar à pressão intermediária, além do evaporador de baixa temperatura, como mostrado na Figura 2.20. Com a utilização de válvulas de controle de pressão pode-se ainda trabalhar com evaporadores operando em outras temperaturas.

2.3.5 Balanço de energia para o sistema multipressão

Para mostrar o balanço de energia e verificar os demais parâmetros do sistema de refrigeração multipressão, será feita uma análise com base no sistema exemplo mostrado na Figura 2.27, em que se têm dois estágios de compressão, um evaporador operando na pressão intermediária (evaporador de alta) e um evaporador operando na pressão de baixa (evaporador de baixa).

Para o ciclo teórico, considera-se que na sucção, tanto do compressor de baixa como do compressor de alta, o fluido refrigerante se encontra com vapor saturado. Na saída do condensador, por sua vez, o mesmo se encontra no estado de líquido saturado. Também se considera que na saída dos evaporadores o refrigerante está saturado. Porém, este estado pode ser diferente. Assim, tem-se o ciclo esquematizado na Figura 2.28.

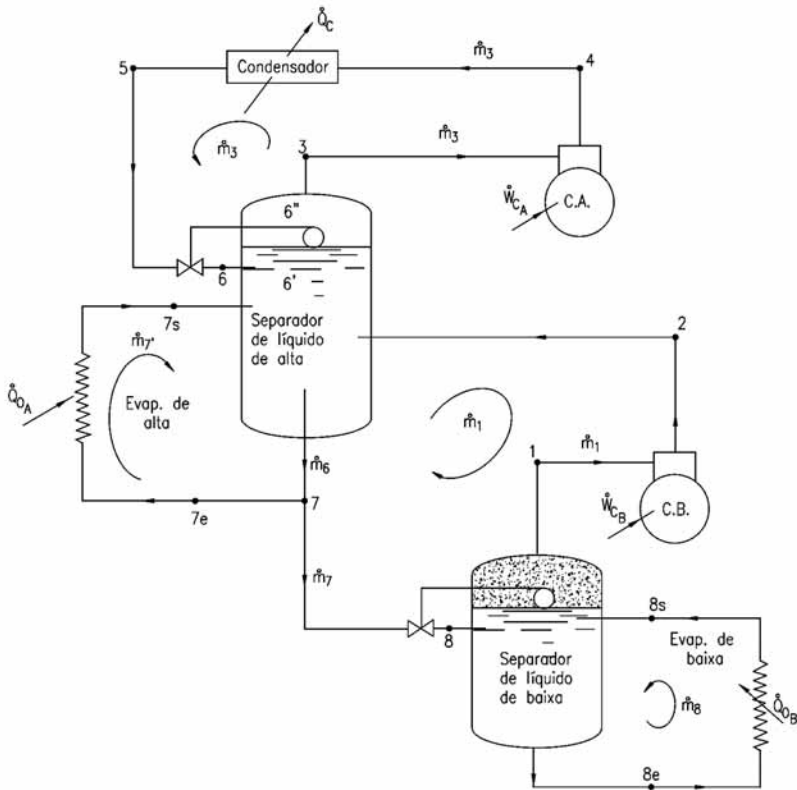


Figura 2.27 - Esquema de um sistema multipressão com dois estágios

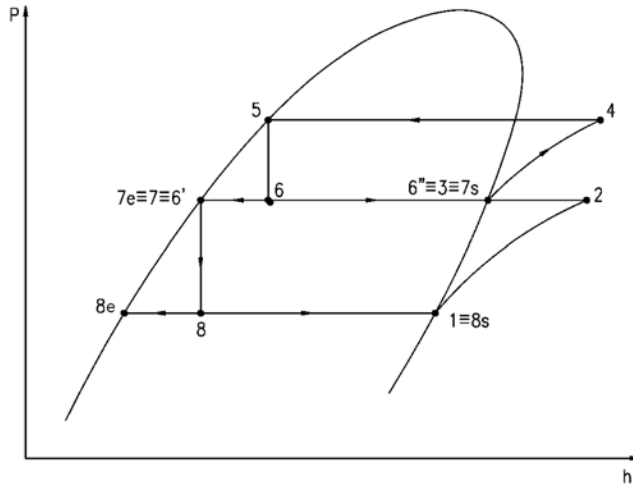


Figura 2.28 - Diagrama P x h para a instalação da Figura 2.27

a) Balanço de massa e energia para o separador de líquido de baixa

Aplicando a conservação de massa no volume de controle, em regime permanente, mostrado na Figura 2.29, tem-se:

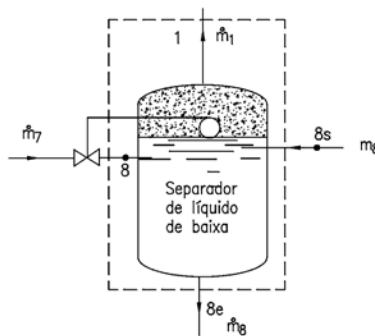


Figura 2.29 - Volume de controle no separador de líquido de baixa pressão

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (2.37)$$

Por sua vez, a aplicação de Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle da figura acima resultará em:

$$\dot{m}_7 h_8 + \dot{m}_8 h_{8s} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_{8e} \tag{2.38}$$

Combinando a equação 2.37 com a equação 2.38, tem-se:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 \frac{(h_{8s} - h_{8e})}{(h_1 - h_8)} \tag{2.39}$$

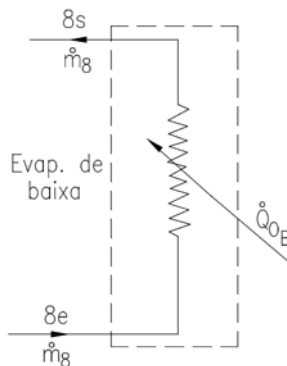


Figura 2.30 - Volume de controle no evaporador de baixa

Considerando-se o evaporador de baixa pressão (Figura 2.30), o balanço de energia resulta:

$$\dot{Q}_{oB} = \dot{m}_8 (h_{8s} - h_{8e}) \tag{2.40}$$

Portanto:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{oB}}{(h_1 - h_8)} \tag{2.41}$$

Assim, como mostra a equação 2.41, verifica-se que não há necessidade de se definir previamente o estado do refrigerante no evaporador de baixa.

$$\dot{Q}_{oA} = \dot{m}_{7'}(h_{7s} - h_{7e}) \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{7'} = \frac{\dot{Q}_{oA}}{(h_{7s} - h_{7e})} \quad (2.45)$$

Substituindo a equação 2.45 na equação 2.44, tem-se:

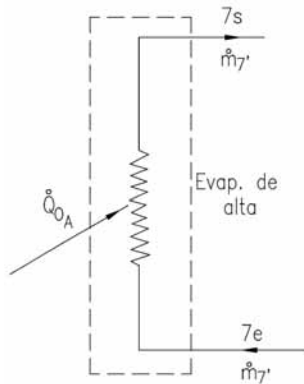


Figura 2.32 - Volume de controle no evaporador de alta

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_8) + \dot{Q}_{oA}}{(h_3 - h_6)} \quad (2.46)$$

c) Balanço de energia para os compressores

Considerando os volumes de controle mostrados na figura abaixo, pode-se determinar a potência que cada um dos compressores do sistema frigorífico em análise consome. Assim, tem-se:

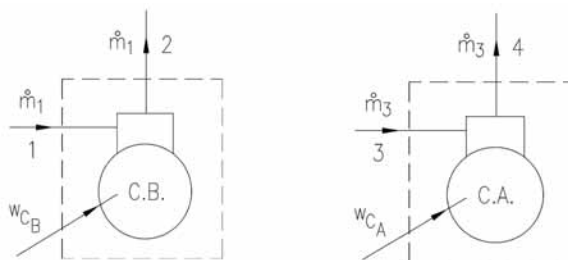


Figura 2.33 - Volume de controle para o compressor de baixa e de alta

Compressor de baixa: $\dot{W}_{CB} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$ (2.47)

Compressor de alta: $\dot{W}_{CA} = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$ (2.48)

2.3.6 Alguns exemplos de sistemas frigoríficos

A Figura 2.34 mostra os elementos principais de um sistema de refrigeração com múltiplos compressores (multiplex). Como pode ser observado, os compressores são montados em um skid (ou rack). As tubulações de descarga e sucção são conectadas a manifolds comuns e os compressores operam à mesma pressão de sucção. O uso de múltiplos compressores em paralelo pode ser um método de controle de capacidade bastante eficiente, uma vez que os compressores podem ser selecionados e acionados conforme a carga de refrigeração da instalação.

Estes sistemas são particularmente vantajosos para sistemas que apresentam grande variação de carga, como é o caso de supermercados, em que aspectos operacionais e meteorológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação a até 10% da nominal.

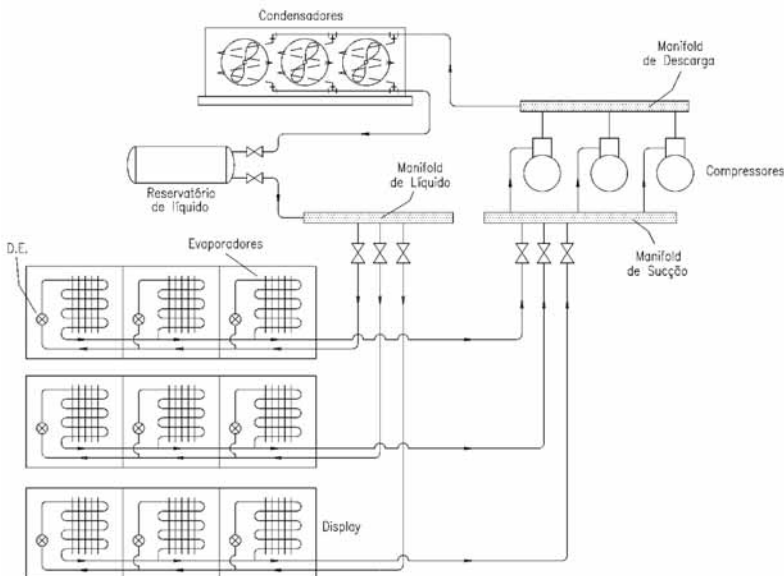


Figura 2.34 - Sistema frigorífico típico de supermercados (Multiplex)

A Tabela 2.2 apresenta uma comparação desses sistemas com as unidades individuais convencionais. Estes sistemas requerem, no entanto, cuidados especiais quanto ao retorno de óleo, de forma a garantir a equalização de nível entre os cárter dos compressores. A Figura 2.35 mostra uma forma eficiente de se garantir esta equalização,

Os sistemas de refrigeração indiretos podem assumir diversas formas, mas geralmente empregam um ou mais chillers para refrigerar um fluido intermediário, o qual é bombeado até as câmaras frias, ou displays, onde refrigera os produtos. A Figura 2.36 mostra os elementos básicos de uma instalação com fluido intermediário.

TABELA 2.2 - COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS EM PARALELO E OS SISTEMAS CONVENCIONAIS INDIVIDUAIS

ITEM	SISTEMA PARALELO	CONVENIONAL
Porte da instalação	Pequenas, médias e grandes	Micro e pequenas
Qtd. de ambientes refrigerados por equipamento	Diversos	Apenas um
Confiabilidade e segurança da instalação	Maior	Menor
Consumo de energia	Menor	Maior
Custo inicial	Maior	Menor
Vida útil	Maior	Menor
Tamanho do equipamento	Maior	Menor
Número de compressores	Mais de Dois	Apenas Um
Controle de capacidade	Depende da qtd. de compressores (min. 50 e 100%)	Sem Controle (liga/desliga)
Simplicidade	Menor	Maior

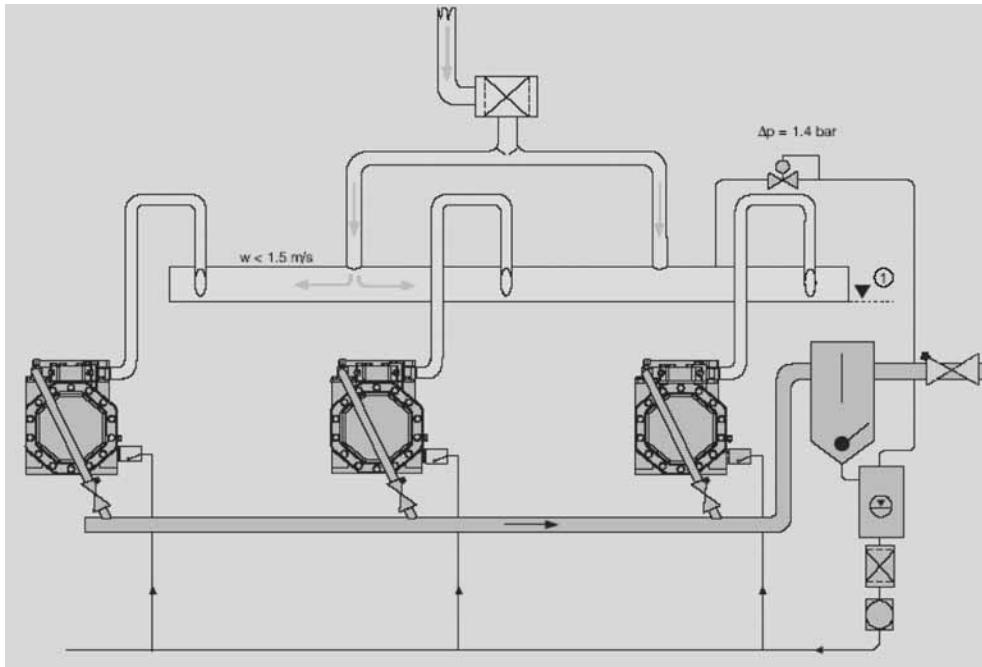


Figura 2.35 - Compressores em paralelo - equalização de óleo

Neste caso, os chillers, semelhantes, em termos de montagem, ao sistema da figura anterior (multiplex), fornecem fluido intermediário resfriado aos consumidores de frio. A descarga dos compressores ocorre em um manifold comum, de onde os gases são conduzidos para um condensador remoto, o qual geralmente está instalado no teto da casa de máquinas.

O uso de condensadores evaporativos pode produzir ainda uma temperatura de condensação baixa, o que, aliado ao menor consumo dos ventiladores, contribui para o estabelecimento de um sistema mais eficiente, do ponto de vista energético.

Os sistemas com fluidos intermediários têm características que tendem a melhorar a eficiência do sistema primário. Estas incluem a proximidade dos compressores com o trocador de calor intermediário, a possibilidade de sub-resfriar o refrigerante primário com o fluido secundário (salmoura) e a utilização do fluido intermediário, levemente aquecido, para descongelar os trocadores de calor (serpentina de resfriamento).

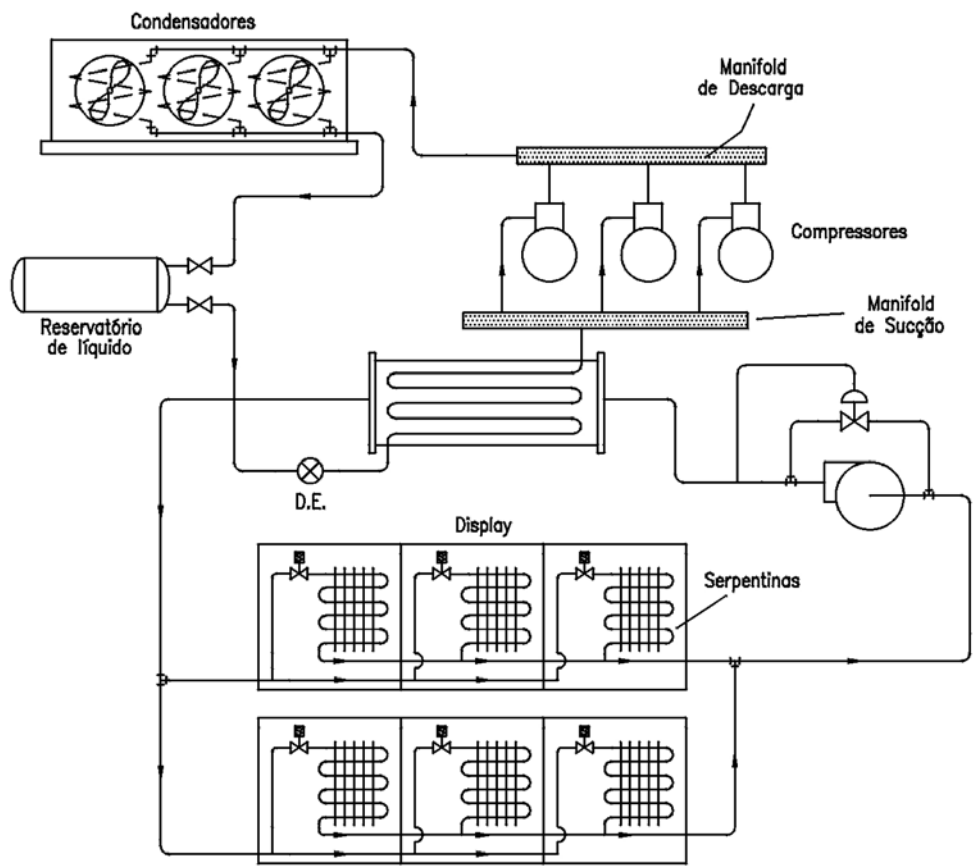


Figura 2.36 - Sistema frigorífico típico de expansão indireta

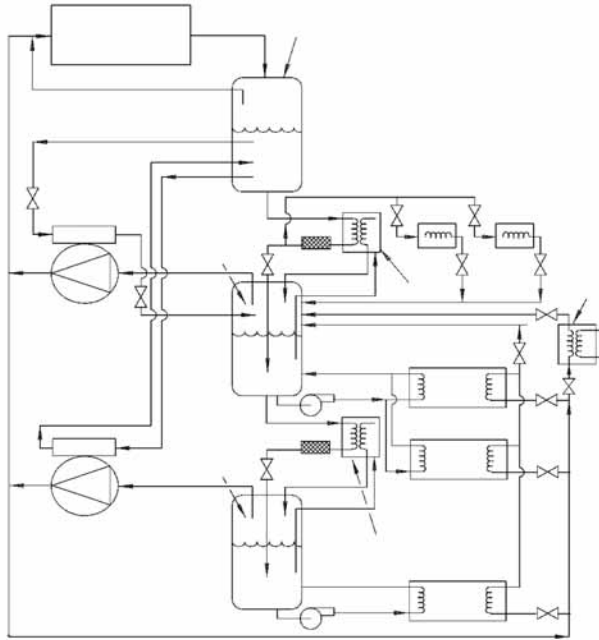


Figura 2.37 - Sistema frigorífico para baixas temperaturas

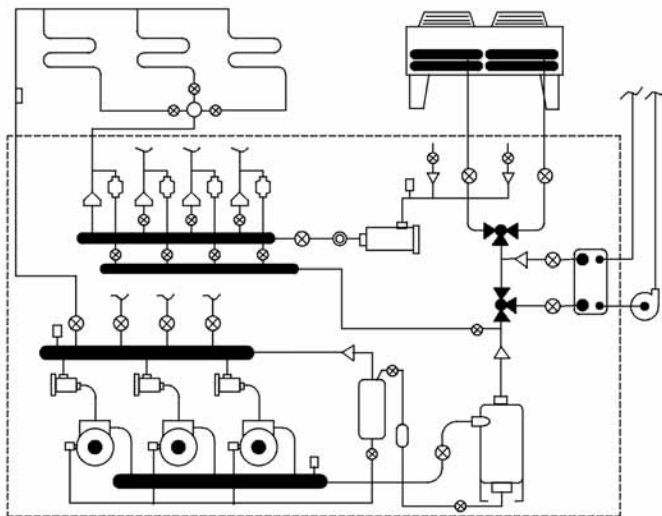


Figura 2.38 - Sistema frigorífico com compressores em paralelo e múltiplos evaporadores

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Compare a potência consumida pelo(s) compressor(es) de um sistema frigorífico que trabalha com R717 e que deve ter uma capacidade de 50 TR de refrigeração, com temperaturas de condensação e vaporização de 40°C e -30°C, respectivamente, para:

- sistema de um só estágio de compressão; e
- sistema de dois estágios de compressão com separador de líquido;

2) Determine para o problema anterior a eficácia dos sistemas dos itens a e b.

3) Determine qual deve ser a cilindrada dos compressores de alta e baixa do item b do primeiro problema.

4) Considere a Figura 2.20 e calcule que demanda de energia elétrica deve ser prevista para este sistema se a capacidade frigorífica das câmaras referentes aos evaporador I for de 10 TR; a das câmaras referentes aos evaporadores II for de 50 TR; e a das câmaras referentes aos evaporadores III for de 40 TR. As temperaturas de vaporização são, respectivamente: -10°C, -10°C e -35°C.

5) Considere a Figura 2.25 e calcule para uma condição qualquer de operação do sistema a economia de energia obtida com o trocador de calor economizador.

2.4 Carga térmica

Para o cálculo da carga térmica de câmaras frigoríficas para resfriamento, congelamento e armazenamento de produtos, além de um correto estabelecimento das condições climáticas do local e das condições internas da câmara, devem ser consideradas as seguintes parcelas:

- carga térmica decorrente da transmissão de calor pelas paredes, teto e piso;
- carga térmica decorrente dos produtos contidos na câmara;
- carga térmica decorrente da infiltração de ar externo quando da abertura e fechamento das portas de acesso das câmaras; e
- carga térmica decorrente das luzes, pessoas e de outras fontes de calor no interior da câmara.

2.4.1 Condições externas de projeto

As condições externas de projeto podem ser obtidas de fontes específicas para a cidade considerada ou de normas técnicas, como a NBR-6401 e o livro de Goulart et al. (1998), que trazem informações sobre as condições típicas de verão para diversas cidades. A Tabela 2.3 apresenta informações sobre condições parâmetros de projeto para algumas cidades brasileiras.

TABELA 2.3 - PARÂMETROS DE PROJETO PARA ALGUMAS CIDADES BRASILEIRAS

CIDADE	TEM. DE BULBO SECO (°C)	UMIDADE RELATIVA (%)	ALTITUDE (M)
Belo Horizonte	32,0	52,0	858,0
Cuiabá	36,0	50,0	176,0
Florianópolis	32,0	62,0	nível do mar
Manaus	35,0	65,0	92,0
Recife	32,0	62,0	nível do mar
Rio de Janeiro	35,0	50,0	nível do mar
Salvador	32,0	62,0	nível do mar
São Paulo	31,0	55,0	760,0

2.4.2 Condições internas de projeto

Para os melhores resultados, cada produto deveria ser armazenado de acordo com os seus requisitos específicos de temperatura e umidade relativa, especificados em manuais, como o Handbook - Applications da ASHRAE (1978). Porém, nem sempre se torna prático construir uma câmara individual para cada produto manipulado por uma indústria ou comércio. Assim, os produtos a serem armazenados são divididos em grupos que requerem condições de armazenamento semelhantes.

2.4.3 Carga térmica devido à transmissão de calor

A carga térmica devido à transmissão de calor é uma função do diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, da condutividade térmica dos ele-

mentos construtivos da câmara (paredes, teto, piso, portas, etc.) e da área das superfícies expostas ao diferencial de temperaturas. Assim, esta carga térmica pode ser calculada por:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (2.49)$$

Na equação 2.49 representa o fluxo de calor que penetra na câmara através das superfícies das paredes, teto e piso; A , a área destas superfícies; ΔT , o diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara; e R_T , a resistência térmica imposta ao fluxo de calor.

De modo geral, para o cálculo da resistência térmica deve-se levar em consideração o coeficiente de convecção interno, a condutividade térmica dos materiais construtivos da parede e o coeficiente de convecção interno. Assim, tomando-se uma câmara frigorífica com paredes de alvenaria, como o exemplo mostrado na Figura 2.39, a resistência térmica será dada por:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{\text{ext}} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{\text{cam}} A} \quad (2.50)$$

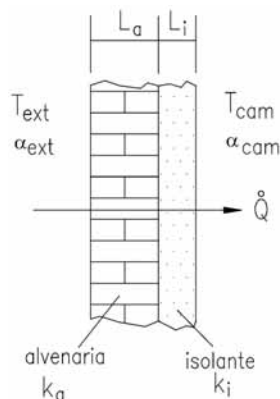


Figura 2.39 - Esquema de uma parede de alvenaria de uma câmara frigorífica

Em que: α_{ext} é o coeficiente de convecção externo;
 α_{cam} é o coeficiente de convecção interno;
 k_a é a condutividade térmica da alvenaria;
 k_i é a condutividade térmica do isolante;
 L_a é a espessura da alvenaria; e
 L_i é a espessura do isolante.

Como valores típicos do coeficiente de convecção externo, tem-se 7,0 kcal/h.m².°C para o ar parado e até 35 kcal/h.m².°C para o ar com velocidade próxima de 20 km/h. O coeficiente de convecção interno, que também depende da movimentação do ar dentro da câmara, varia de 7,0 a 15,0 kcal/h.m².°C. Os valores da condutividade térmica dos materiais construtivos das câmaras pode ser obtido de tabelas ou, para o caso dos isolantes, de dados do fabricante (vide Tabela 3.11).

Uma forma simplificada, porém bastante utilizada, para o cálculo da espessura do isolamento consiste na fixação de um valor para o fluxo de calor por unidade de área da parede (\dot{Q}/A). Segundo Costa (1982) e Chagas (2000), em função da qualidade do isolamento, podem ser adotados os seguintes valores para este fluxo:

- Isolamento excelente: 8,0 kcal/h.m² (9,3 W/m²)
- Isolamento bom: 10,0 kcal/h.m² (11,63 W/m²)
- Isolamento aceitável: 12,0 kcal/h.m² (13,96 W/m²)

Uma vez fixado este valor e desprezando-se a resistência térmica imposta pelo ar externo, pela parede e pelo ar interno, pode-se determinar a espessura do isolamento, pela equação 2.51.

$$L_i = \frac{k_i \Delta T}{(\dot{Q}/A)} \quad (2.51)$$

Com relação ao diferencial de temperatura que aparece na equação 2.51, se a câmara não sofrer efeitos da radiação solar direta, isto é, se ela não estiver exposta ao sol, conforme mencionado acima, ele corresponde à diferença entre a temperatura externa e a temperatura da câmara. No entanto, se a câmara sofre influência da radiação solar direta, o

valor do ΔT deve ser corrigido, em função da orientação da parede e de sua coloração, sendo seu cálculo efetuado de acordo com a equação 2.52, cujo valor de $\Delta T'$ é dado pela Tabela 2.4.

$$\Delta T = (T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}}) + \Delta T' \quad (2.52)$$

TABELA 2.4 - CORREÇÃO PARA A DIFERENÇA DE TEMPERATURAS EM CÂMARAS FRIGORÍFICAS ($\Delta T'$)

TIPO DE SUPERFÍCIE	PAREDES			TETO
	LESTE	OESTE	NORTE	PLANO
Cor escura (preto, azul escuro, marrom, ardósia, etc).	5,0 °C	5,0 °C	3,0 °C	11,0 °C
Cor Média (cinza, amarelo, azul, etc).	4,0 °C	4,0 °C	2,5 °C	9,0 °C
Cor Clara (branco, azul claro, verde claro).	3,0 °C	3,0 °C	2,0 °C	5,0 °C

Finalmente, a carga térmica devido à transmissão de calor pode ser calculada pela equação abaixo, em que (\dot{Q}/A) pode ser adotado de acordo com a qualidade do isolamento, como mencionado acima, e A é a área de todas as superfícies da câmara.

$$\dot{Q}_{\text{trm}} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} \right) A \cdot 24 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.53)$$

2.4.4 Carga térmica devido aos produtos

A carga térmica devido ao produto, que geralmente corresponde à maior porcentagem da carga térmica de câmaras de resfriamento e congelamento, é composta, basicamente, das seguintes parcelas:

- Calor sensível antes do congelamento. Esta parcela é devida ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de entrada na câmara até a temperatura de início de congelamento ou, no caso em que o produto somente vai ser resfriado, a sua temperatura final.

- Calor latente de congelamento. É o calor retirado do produto para promover a sua mudança de fase, isto é, seu congelamento.
- Calor sensível após o congelamento. Esta parcela corresponde ao calor que deve ser retirado do produto para reduzir sua temperatura desde a temperatura de congelamento até a temperatura final do produto.
- Calor de respiração. Representa o calor liberado na câmara devido ao processo de respiração de frutas frescas e vegetais. A liberação deste calor de respiração, também conhecido como calor vital, varia com a temperatura. Assim, quanto mais frio o produto, menor o calor liberado (ver Apêndice C).

O Apêndice B apresenta tabelas com exigências para armazenagem e propriedades de alimentos perecíveis. Considerando todas as parcelas mencionadas acima, tem-se:

$$\dot{Q}_{\text{prod}} = G_M [c_{p,1} (T_{\text{ent}} - T_1) + h_{\text{cg}} + c_{p,2} (T_1 - T_2)] + G_T Q_{\text{resp}} \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.54)$$

em que: G_M - é a movimentação diária de um determinado produto na câmara, em kg/dia.

$c_{p,1}$ - é o calor específico do produto antes do congelamento, em kcal/kg. °C.

T_{ent} - é a temperatura de entrada do produto na câmara, em °C.

T_1 - para câmaras de resfriamento, é a temperatura final do produto; para câmaras de congelamento, é a própria temperatura de congelamento do produto, em °C.

h_{cg} - é o calor latente de congelamento do produto, em kcal/kg.

$c_{p,2}$ - é o calor específico do produto após o congelamento, em kcal/kg. °C.

T_2 - é a temperatura final do produto congelado em °C.

G_T - é a quantidade total de produtos na câmara, em kg.

Q_{resp} - é a quantidade de calor liberado pela respiração do produto, em kcal/kg.dia.

2.4.5 Carga térmica devido à infiltração de ar externo

A carga térmica devido à infiltração de ar está relacionada com a entrada de ar quente (ar externo) e com a saída de ar frio da câmara frigorífica, através de portas ou quaisquer outras aberturas. Cada vez que uma porta da câmara é aberta, uma determinada quantidade de ar externo penetra na mesma, a qual deverá ser resfriada pelo sistema frigorífico da câmara, aumentando a carga térmica.

Assim, a quantidade de ar que entra em câmara pode ser estimada, entre outras formas, a partir do fator de troca de ar (FTA) de uma câmara, sendo este, por sua vez, dependente do volume e tipo da câmara. O FTA expressa o número de trocas de ar por dia (trocas/dia) da câmara. Pode ser calculado a partir da Tabela 2.5.

Uma vez que se conhece o volume de ar externo que entra na câmara por dia, pode-se determinar a carga de infiltração pela equação abaixo, em que V_{cam} é o volume da câmara, em m^3 , e $\Delta H'$ refere-se ao calor cedido por metro cúbico de ar que entra na câmara, sendo dado pela Tabela 2.6.

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} FTA \Delta H' \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.55)$$

TABELA 2.5 - FATOR DE TROCA DE AR DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS PARA CONSERVAÇÃO

CÂMARAS PARA PRODUTOS RESFRIADOS				CÂMARAS PARA PRODUTOS CONGELADOS			
VOLUME	FTA	VOLUME	FTA	VOLUME	FTA	VOLUME	FTA
[m ³]	[TROCAS/DIA]	[m ³]	[TROCAS/DIA]	[m ³]	[TROCAS/DIA]	[m ³]	[TROCAS/DIA]
40	15,00	500	3,60	40	11,00	500	2,80
50	13,00	700	3,00	50	10,00	700	2,30
60	12,00	1000	2,50	60	9,00	1000	1,90
80	10,00	1200	2,20	80	8,00	1200	1,70
100	9,00	1500	2,00	100	7,00	1500	1,50
125	8,00	2000	1,70	125	6,00	2000	1,30
150	7,00	3000	1,40	150	5,50	3000	1,10
200	6,00	5000	1,10	200	4,50	5000	1,00
300	5,00	10000	0,95	300	3,70	10000	0,80
400	4,10	15000	0,90	400	3,20	15000	0,80

TABELA 2.6 - CALOR CEDIDO PELO AR EXTERNO AO ENTRAR NA CÂMARA ($\Delta H'$, EM kcal/m³)

COND. EXTERNAS		TEMPERATURA NA CÂMARA [°C]									
UR [%]	T _{ext} [°C]	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
	15,0	23,2	21,3	19,4	17,4	15,5	13,4	11,1	8,5	5,5	2,2
	20,0	26,5	24,6	22,7	20,8	18,8	16,7	14,4	11,8	8,8	5,6
40	25,0	30,5	28,6	26,7	24,7	22,7	20,6	18,3	15,7	12,7	9,4
	30,0	35,1	33,2	31,3	29,3	27,3	25,1	22,8	20,2	17,2	13,9
	35,0	40,6	38,7	36,7	34,7	32,7	30,5	28,2	25,6	22,6	19,3
	40,0	47,2	45,2	43,2	41,2	39,1	37,0	34,6	32,0	28,9	25,6
	15,0	24,5	22,6	20,7	18,8	16,8	14,7	12,4	9,8	6,8	3,5
	20,0	28,4	26,5	24,6	22,6	20,6	18,5	16,2	13,6	10,6	7,3
50	25,0	33,0	31,0	29,	27,1	25,1	23,0	20,6	18,0	15,0	11,7
	30,0	38,4	36,5	34,5	32,5	30,5	28,3	26,0	23,4	20,3	17,0
	35,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,4	29,7	26,7	23,4
	40,0	52,8	50,8	48,8	46,7	44,6	42,4	40,0	37,4	34,3	30,9
	15,0	25,9	23,9	22,0	20,1	18,1	16,0	13,7	11,1	8,1	4,8
	20,0	30,2	28,3	26,4	24,4	22,4	20,2	17,9	15,3	12,3	9,0
60	25,0	35,4	33,5	31,5	29,6	27,5	25,4	23,0	20,4	17,4	14,1
	30,0	41,7	39,7	37,8	35,7	33,7	31,5	29,1	26,5	23,5	20,1
	35,0	49,3	47,3	45,3	43,2	41,1	38,9	36,5	33,9	30,8	27,4
	40,0	58,5	56,4	54,4	52,3	50,1	47,9	45,5	42,8	39,7	36,3
	15,0	27,2	25,3	23,4	21,4	19,4	17,3	14,9	12,3	9,3	6,0
	20,0	32,1	30,1	28,2	26,2	24,2	22,0	19,7	17,1	14,1	10,7
70	25,0	37,9	35,9	34,0	32,0	29,9	27,7	25,4	22,8	19,7	16,4
	30,0	45,0	43,0	41,0	39,0	36,9	34,7	32,3	29,6	26,6	23,2
	35,0	53,6	51,6	49,5	47,5	45,4	43,1	40,7	38,0	34,9	31,5
	40,0	64,1	62,0	60,0	57,8	55,7	53,4	50,9	48,2	45,1	41,6

2.4.6 Cargas diversas

Todos os equipamentos elétricos instalados no interior da câmara frigorífica (lâmpadas, motores, etc.) dissipam calor. Portanto, também devem ser incluídos no cálculo da carga térmica. O calor dissipado por motores elétricos pode ser obtido a partir da sua potência e do seu rendimento. Na ausência de dados específicos sobre um item determinado, podem ser utilizados os valores da Tabela 2.7, a qual fornece o calor dissipado em função da potência do motor.

TABELA 2.7 - CALOR DISSIPADO POR MOTORES ELÉTRICOS

POTÊNCIA DO MOTOR [cv]	RENDIMENTO DO MOTOR [%]	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (motor e carga na câmara)	CALOR LIBERADO [kcal/h.cv] (carga na câmara e motor fora)
Menor que 1/4	≅ 60	1050 (1,221)	632 (0,735)
1/2 a 1,0	≅ 70	900 (1,046)	632 (0,735)
1 ^{1/2} a 5,0	≅ 78	800 (0,930)	632 (0,735)
7 ^{1/2} a 20	≅ 84	750 (0,872)	632 (0,735)
Acima de 20 cv	≅ 88	725 (0,843)	632 (0,735)

Obs.: Os valores entre parênteses estão em kW/cv.

O calor dissipado pelo sistema de iluminação depende da potência das lâmpadas instaladas e do seu tempo de utilização, podendo se considerar que a potência dissipada pelo sistema de iluminação é de aproximadamente 10 W/m². Assim, tem-se:

$$\dot{Q}_{\text{ilum}} = 10 A \tau 0,86 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.56)$$

A carga térmica decorrente da presença de pessoas no interior das câmaras frigoríficas depende da atividade que estas pessoas estão exercendo, do tipo de vestimenta e, sobretudo, da temperatura da câmara. Uma forma de estimar a carga térmica decorrente das pessoas e por meio da equação 2.57.

$$\dot{Q}_{\text{pes}} = (272 + 6T_{\text{cam}}) \tau n 0,86 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.57)$$

em que: T_{cam} - é a temperatura da câmara, em °C.
 τ - é o tempo de permanência das pessoas na câmara, em h/dia.
 n - é o número de pessoas na câmara.

2.4.7 Carga térmica devido aos motores dos ventiladores

Outra fonte de calor que está presente no interior das câmaras frigoríficas são os motores dos ventiladores dos evaporadores. No entanto, somente é possível determinar a potência dissipada por estes ventiladores após a seleção dos evaporadores, mediante consulta ao catálogo do respectivo fabricante.

Os evaporadores somente podem ser selecionados após o cálculo da carga térmica total da câmara, o que inclui o calor liberado pelos evaporadores. Isto nos remete a uma solução iterativa, em que, primeiramente, estima-se potência dos ventiladores e, em seguida, selecionam-se os evaporadores. A potência dos ventiladores, dada pelo catálogo do fabricante, deve ser então comparada com o valor inicialmente estimado. Caso não haja concordância entre estes valores, uma nova potência deve ser estimada para os ventiladores. Como estimativa inicial, podem ser utilizados valores entre 0,5 e 1,0 cv por TR (tonelada de refrigeração) para a potência mecânica dos ventiladores. Assim, a carga térmica destes equipamentos pode ser dada diretamente pela equação abaixo, ou pela Tabela 2.7.

$$\dot{Q}_{vent} = \frac{\dot{W}_{vent}}{\eta_{vent}} \tau 632 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (2.58)$$

em que: \dot{W}_{vent} - é a potência total dos ventiladores, em cv.
 τ - é o tempo de operação dos ventiladores que é igual ao tempo de operação dos compressores (op (ver item 2.4.8), em h/dia.
 η_{vent} - é o rendimento dos ventiladores (ver Tabela 2.7).

2.4.8 Capacidade frigorífica do compressor

Uma vez determinadas todas as parcelas da carga térmica, o passo seguinte será determinar a capacidade frigorífica do compressor. Conforme observado nos itens anteriores, as

parcelas da carga térmica foram determinadas para um dia; isto é, seus valores são dados em kcal/dia. Porém, o compressor do sistema frigorífico não deve operar 24 horas por dia, o que exige uma fixação do seu tempo de operação para a determinação de sua capacidade frigorífica.

O tempo de operação dos compressores, normalmente varia de 16 a 20 h/dia, de acordo com o tipo de instalação e a temperatura da câmara, como indicado na Tabela 2.8. Vale lembrar que, exceto para o caso de degelo por circulação de ar, o tempo de operação dos ventiladores dos evaporadores é igual ao dos compressores.

Após a definição do tempo de operação dos compressores, a capacidade frigorífica será dada pela equação 2.59.

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{ilum} + \dot{Q}_{pes} + \dot{Q}_{vent}}{\tau_{op}} \quad [\text{kcal/hora}] \quad (2.59)$$

em que: \dot{Q}_o - é a capacidade frigorífica do compressor, em kcal/h;
 τ_{op} - é o tempo de operação dos compressores, em h/dia.

TABELA 0.8 - TEMPO DE OPERAÇÃO TÍPICO DE COMPRESSOS FRIGORÍFICOS

TIPO DE DEGELO DOS EVAPORADORES	TEMPO DE OPERAÇÃO DOS COMPRESSORES
Natural ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	16 a 18 h/dia
Circulação de Ar e Aspersão de Água ($T_{CAM} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	18 a 20 h/dia
Elétrico	até 20 h/dia
Por Gás Quente	20 a 22 h/dia

3 Sistemas de Refrigeração

3.1 Compressores componentes dos sistemas de refrigeração

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e Scroll. A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da capacidade da instalação, que pode ser dividida, em termos de temperatura de vaporização e do fluido frigorífico utilizado em: pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR). TR significa tonelada de refrigeração, uma expressão comumente utilizada em refrigeração para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas (1TR = 3,5 kw).

De acordo com as características do processo de compressão, os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados como: máquinas de deslocamento positivo ou máquinas de fluxo. O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido refrigerante pela redução do volume interno de uma câmara de compressão por meio de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e Scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como máquina de fluxo em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor o aumento de pressão se deve, principalmente, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática.

Dependendo da concepção de construção, os compressores podem ser classificados como: herméticos, semi-herméticos e abertos. No compressor hermético, tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento são alojados no interior de uma carcaça, apresentando como acesso de entrada e saída apenas as conexões elétricas do motor. Este tipo de compressor opera exclusivamente com refrigerantes halogenados e o vapor de fluido refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. São geralmente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar com potências da ordem de 30kW.

Os compressores semi-herméticos são semelhantes aos herméticos, porém permitem a remoção do cabeçote, tornando possível o acesso às válvulas e aos pistões.

Nos compressores do tipo aberto o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça, permitindo o acionamento por um motor externo. Este tipo de compressor é adequado para operar com amônia, podendo também utilizar refrigerantes halogenados.

3.1.1 Compressores alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração. Encontram-se em estágio de desenvolvimento bastante avançado e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade. São fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700kW). Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C são freqüentemente utilizados com estes compressores em sistemas de ar condicionado para conforto e processos, enquanto o refrigerante R-717 (amônia) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial. Os compressores alternativos podem ser:

- de simples ou duplo efeito;
- de um ou mais cilindros;
- abertos, herméticos ou semi-herméticos; e
- horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

A Figura 3.1 apresenta, esquematicamente, o princípio de funcionamento de um compressor alternativo. Durante a expansão do êmbolo, gás refrigerante é aspirado pela válvula de admissão, que pode estar localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote. Durante a compressão, o êmbolo comprime o refrigerante, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro.

Quando o compressor possui um virabrequim que atravessa a carcaça de maneira que um motor externo possa ser acoplado ao seu eixo, ele é denominado "compressor aberto". Neste tipo de compressor deve ser previsto um selo de vedação, para evitar fugas de gás refrigerante ou infiltração de ar externo, quando a pressão do sistema for inferior a atmosférica. Para evitar esse tipo de problema, pode-se alojar o motor e o compressor dentro da mesma carcaça. Nesse caso, tem-se um compressor hermético. A grande maioria das aplicações de pequeno porte utiliza esse tipo de compressor. Compressores herméticos de grande capacidade possuem cabeçotes

removíveis, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos. Tais compressores são denominados "semi-herméticos". Há compressores que apresentam molas na parte que fixa as sedes das válvulas de descarga, funcionando como segurança do compressor ao abrir passagem para gotículas de líquido.

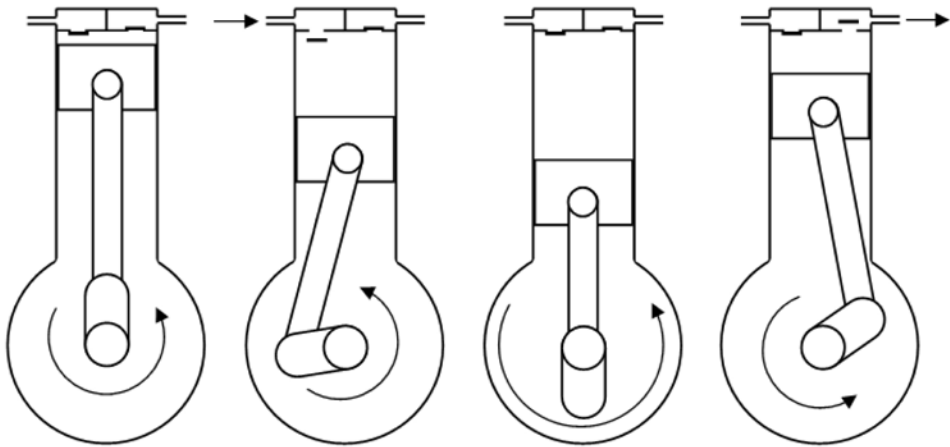


Figura 3.1 - Princípio de funcionamento de um compressor alternativo

Eficiência volumétrica efetiva

A eficiência volumétrica efetiva $\eta_{v,ef}$ é definida como:

$$\eta_{v,ef} = \frac{\text{vazão que entra no compressor (m}^3/\text{s)}}{\text{taxa de deslocamento do compressor (m}^3/\text{s)}} \times 100 \quad (3.1)$$

em que a taxa de deslocamento do compressor é o volume coberto pelos êmbolos, do ponto morto superior ao ponto morto inferior, durante o tempo de aspiração, por unidade de tempo.

Eficiência volumétrica de espaço morto

Seja considerada a Figura 3.2. O volume máximo ocorre quando o êmbolo se encontra na posição 3 e o volume mínimo, denominado “volume de espaço morto”, V_m , ocorre quando o êmbolo se encontra na posição m.

Seja considerada a pressão de descarga igual a p_d e a pressão de aspiração igual a p_1 . O gás retido no espaço morto se expande até o volume V_1 antes que a pressão no interior do cilindro seja pequena o suficiente para permitir a abertura da válvula de admissão e a admissão de gás. O volume de gás admitido no cilindro é dado por $V_3 - V_1$ e a eficiência volumétrica de espaço morto é definida como:

$$\eta_{v,m} = \frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_m} \times 100 \quad (3.2)$$

Definindo a fração de espaço morto, r_m , como:

$$r_m = \frac{V_m}{V_3 - V_m} \times 100 \quad (3.3)$$

Após algum algebrismo, tem-se,:

$$\eta_{v,m} = 100 - r_m \left(\frac{v_{asp}}{v_{des}} - 1 \right) \quad (3.4)$$

em que v_{asp} é o volume específico do vapor admitido no compressor e v_{des} é o volume específico do vapor após a compressão isentrópica até p_d . Esses volumes podem ser obtidos nas tabelas de propriedade dos fluidos ou nos diagramas.

Considerando-se a expansão politrópica, em que:

$$\frac{v_{asp}}{v_{des}} = \left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{1/n} \quad (3.5)$$

Resulta:

$$\eta_{v,m} = 100 - r_m \left[\left(\frac{p_d}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3.6)$$

O expoente n pode assumir valores entre 1, para expansão isotérmica, e k (C_p/C_v) para expansão adiabática, sendo k a razão de calores específicos, C_p o calor específico a pressão constante e C_v o calor específico a volume constante.

No compressor ideal, considera-se a compressão e a expansão do gás retido no espaço morto como isentrópica. O único fator que afeta eficiência volumétrica do compressor ideal é expansão do gás retido no espaço morto.

A Figura 3.3 apresenta o efeito da temperatura de evaporação sobre a eficiência de espaço morto de um compressor ideal. Para determinar a eficiência volumétrica do compressor com fração de espaço morto de 4,5%, operando a uma temperatura de condensação de 35°C, com refrigerante R22 e uma taxa de deslocamento de 0,05 m³/s, utilizou-se a equação 3.4. De acordo com essa figura, a eficiência de espaço morto é nula para uma temperatura de vaporização de -61°C, cuja pressão de evaporação corresponde à p_3 da Figura 3.2. Para a pressão de aspiração igual pressão de descarga, a eficiência volumétrica é de 100%.

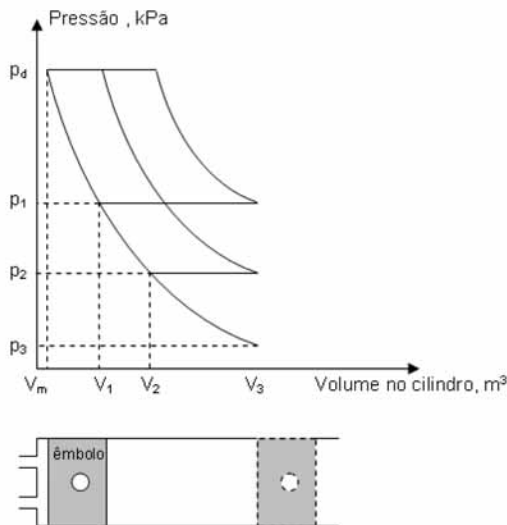


Figura 3.2 - Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal.

Vazão em massa

A vazão em massa \dot{m} é dada por:

$$\dot{m} = \text{taxa de deslocamento} \times \frac{\eta_{v,m}}{100 v_{asp}} \tag{3.7}$$

À medida que a pressão de aspiração diminui, o volume específico do gás que entra no compressor aumenta, diminuindo assim a vazão e a eficiência volumétrica.

Potência

Para um compressor ideal, a potência é dada pelo produto da vazão pela variação da entalpia na compressão isentrópica, como segue:

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta h_i \tag{3.8}$$

em que: W é a potência, \dot{m} é a vazão e Δh_i é a variação de entalpia na compressão isentrópica.

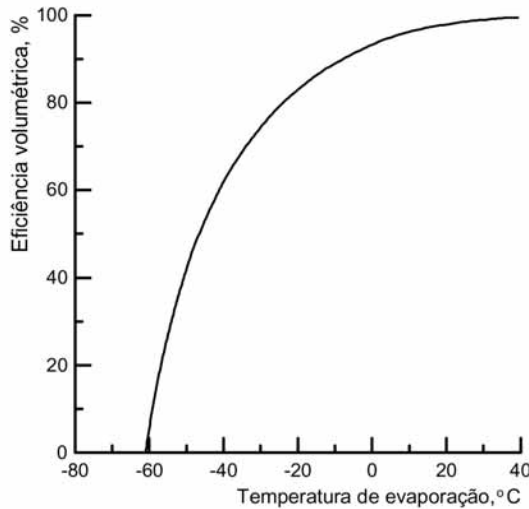


Figura 3.3 - Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de evaporação para um compressor ideal, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22

A Figura 3.4 apresenta a variação da potência P e do trabalho de compressão Δh_i em função da temperatura de evaporação. Para temperaturas de evaporação baixas, Δh_i é grande. À medida que a temperatura de evaporação vai aumentando, Δh_i vai diminuindo, até atingir zero, quando então a pressão de aspiração se iguala à de descarga. A curva de potência apresenta valor nulo em dois pontos. O primeiro ponto corresponde à vazão nula; o segundo, corresponde à condição de temperatura de evaporação igual à de condensação. Entre esses dois pontos a curva de potência atinge um valor máximo.

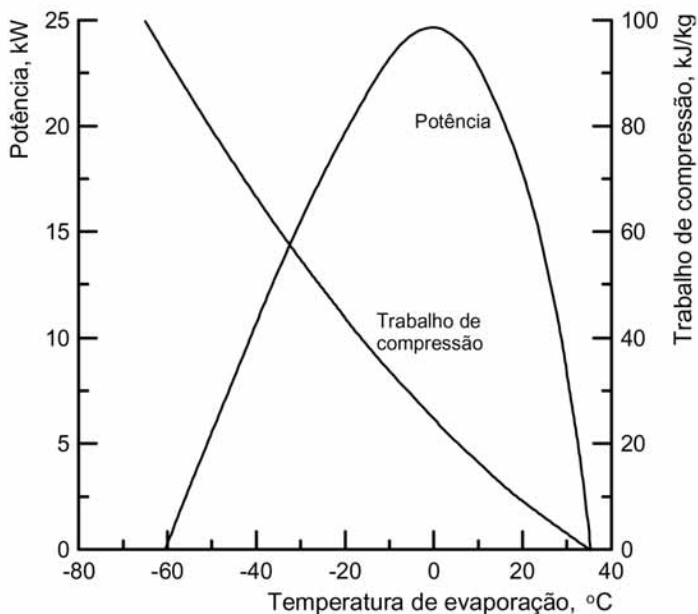


Figura 3.4 - Trabalho de compressão e potência de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22

A maioria dos sistemas frigoríficos trabalha à esquerda do pico da curva de potência. Durante a partida, a temperatura no evaporador é alta, e a potência passa pelo pico. Muitas vezes, os motores são superdimensionados para suportar este pico, o que não é adequado em termos de uso eficiente de energia. O superdimensionamento, no entanto, pode ser evitado reduzindo-se artificialmente a pressão de evaporação por meio de um dispositivo de estrangulamento.

Durante a operação normal, cargas térmicas elevadas aumentam a temperatura de evaporação e, conseqüentemente, a potência do compressor, podendo sobrecarregar o motor.

Capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração é dada por:

$$q = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.9)$$

em que h_1 e h_4 são as entalpias do refrigerante na saída e na entrada do evaporador, respectivamente.

A capacidade de refrigeração em função da temperatura de evaporação é apresentada na Figura 3.5. A capacidade de refrigeração aumenta com o aumento da temperatura de evaporação.

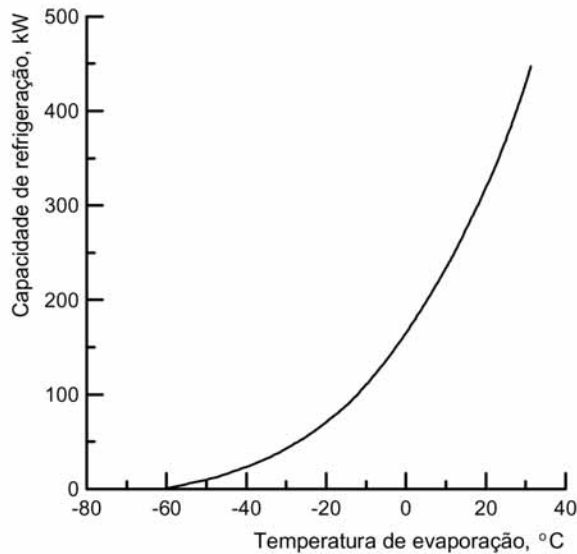


Figura 3.5 - Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22

Coefficiente de eficácia

O coeficiente de eficácia, definido pela relação entre a capacidade de refrigeração e a potência, em função da temperatura de evaporação, é apresentado na Figura 3.6. O coefi-

coeficiente de eficácia aumenta com o aumento da temperatura de evaporação. À medida que a temperatura de evaporação diminui, o volume específico aumenta e a vazão em massa no compressor diminui, reduzindo a capacidade de refrigeração e, conseqüentemente, o coeficiente de eficácia.

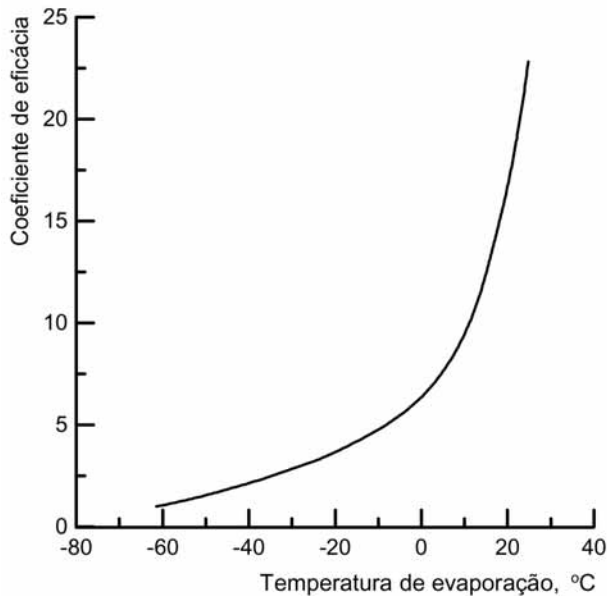


Figura 3.6 - Coeficiente de eficácia de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22

Efeito da temperatura de condensação

Instalações frigoríficas normalmente rejeitam calor através do condensador para a atmosfera, cujas condições variam ao longo do ano. A Figura 3.7 apresenta eficiência volumétrica de espaço morto de um compressor operando a uma temperatura de evaporação de -20°C em função da temperatura de condensação. À medida que temperatura de condensação aumenta, a eficiência volumétrica diminui. O mesmo ocorre com a capacidade de refrigeração, apresentada na Figura 3.8.

A potência em função da temperatura de condensação é apresentada na Figura 3.9. A curva de potência apresenta valor máximo do mesmo modo que a variação da potência

com a temperatura de evaporação. Apesar de não apresentado, o coeficiente de eficácia diminui com o aumento temperatura de condensação.

Considerando a potência e a eficiência, é interessante que a temperatura de condensação seja a menor possível. Assim, é importante manter o condensador limpo, trabalhando com o agente de resfriamento (ar ou água) o mais frio possível.

Eficiência volumétrica efetiva

Além da expansão do gás residual do espaço morto, outros fatores, tais como perda de carga e fugas através das válvulas de admissão e descarga, fugas pelos anéis dos êmbolos e aquecimento do gás aspirado pelo cilindro, afetam a eficiência volumétrica. Todos esses fatores contribuem para a diminuição da eficiência volumétrica. A Figura 3.10 apresenta eficiência volumétrica efetiva comparada com a eficiência volumétrica de espaço morto, em função da razão entre a pressão de descarga e a de aspiração. Para o cálculo da eficiência volumétrica de espaço morto, foi admitida uma fração de espaço morto de 4,5%.

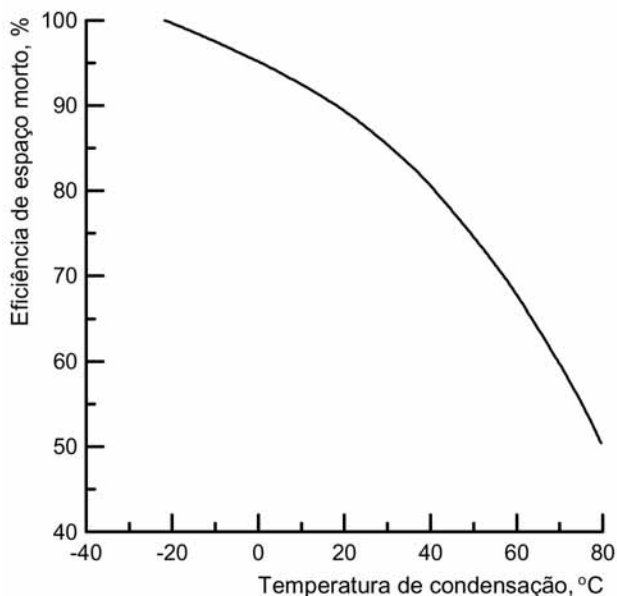


Figura 3.7 - Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de condensação para um compressor ideal, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22

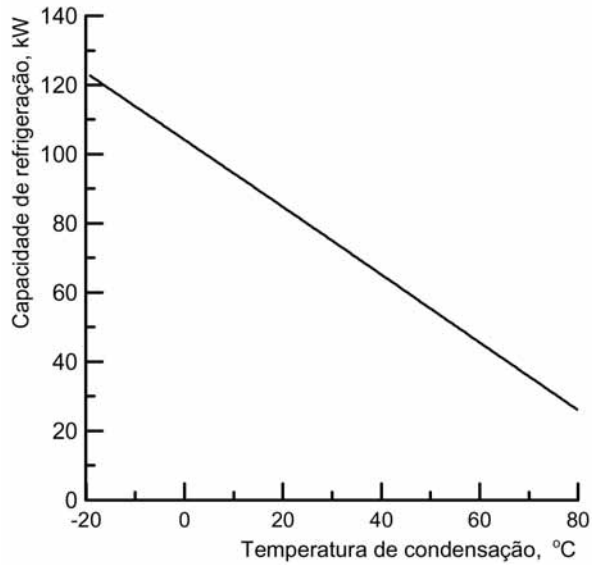


Figura 3.8 - Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22

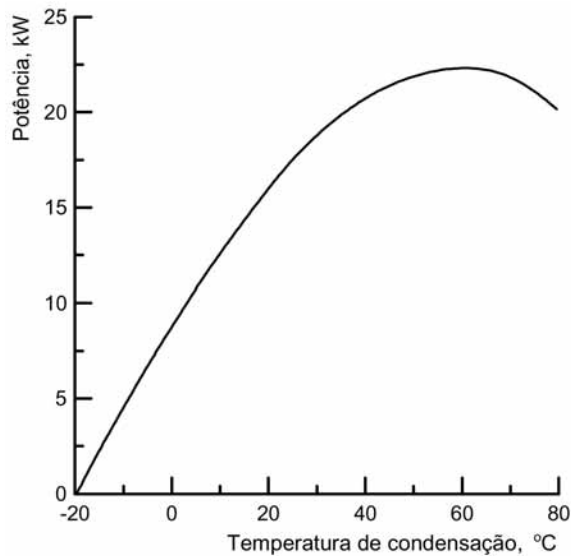


Figura 3.9 - Potência de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22

Eficiência de compressão

A eficiência de compressão η_c , em porcentagem, é dada por:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabalho de compressão isoentrópica, kJ/kg}}{\text{Trabalho real de compressão, kJ/kg}} \times 100 \quad (3.10)$$

em que os trabalhos de compressão referem-se às mesmas pressões de aspiração e descarga. Para compressores alternativos abertos, essas eficiências variam entre 65 e 70%.

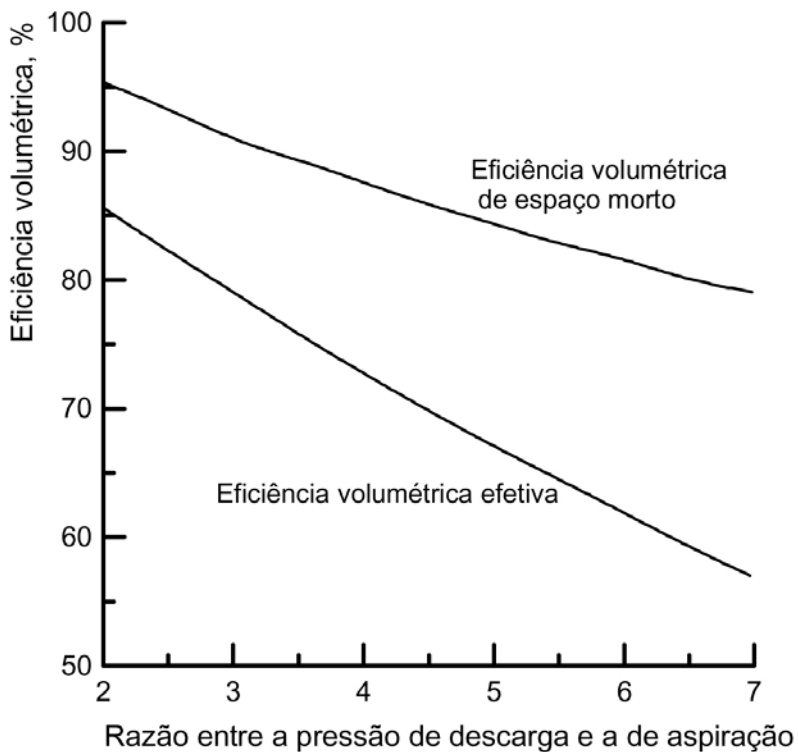


Figura 3.10 - Eficiência volumétrica efetiva e de espaço morto de um compressor operando com R22 em função da razão entre a pressão de descarga e a de aspiração

Temperatura de descarga do compressor

Temperaturas de descarga do compressor excessivamente altas podem deteriorar o óleo de lubrificação, resultando em desgaste excessivo e redução da vida útil das válvulas, especialmente das válvulas de descarga. De maneira geral, quanto maior a razão de pressões maior a temperatura de descarga. O refrigerante utilizado também influencia a temperatura de descarga do compressor. A amônia, por exemplo, apresenta altas temperaturas de descarga, exigindo compressores com cabeçotes refrigerados a água.

Controle de capacidade

Os sistemas frigoríficos em operação estão sujeitos a variações de carga térmica. O aumento de carga térmica sem uma resposta do compressor pode provocar aumento na temperatura de evaporação e comprometer a qualidade dos produtos armazenados. Por outro lado, o funcionamento contínuo do compressor para uma condição de carga térmica reduzida pode baixar demasiadamente a temperatura de evaporação, o que pode ser indesejável, por exemplo, na conservação de alimentos frescos, cuja temperatura é controlada.

Entre os vários métodos empregados no controle de capacidade do compressor estão:

- atuação no compressor, ligando-o ou desligando-o;
- estrangulamento do gás de aspiração entre o evaporador e o compressor por meio do uso de uma válvula reguladora de pressão de sucção;
- desvio do gás na descarga do compressor para a linha de aspiração ou para o evaporador; e
- funcionamento a vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga;

3.1.2 Compressor parafuso

Os compressores parafuso podem ser classificados como: de parafuso simples e de parafuso duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao fato de apresentar eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4%.

A Figura 3.11 apresenta um corte transversal dos rotores de um compressor de parafuso duplo. O rotor macho aciona o rotor fêmea, que fica alojado em uma carcaça estacionária. O refrigerante entra pela parte superior em uma das extremidades e sai pela parte inferior da outra extremidade. Quando o espaço entre os ressaltos passa pela entrada, a cavidade é preenchida pelo refrigerante, pois em rotação contínua o refrigerante retido na cavidade move-se, circulando pela carcaça do compressor, até encontrar um ressalto do rotor macho, que começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, reduzindo o volume da cavidade e comprimindo o gás. Ao atingir o orifício de saída, ocorre a descarga, devido ao encaixe do ressalto na cavidade. Com a finalidade de lubrificação e vedação, óleo é adicionado ao sistema. Assim, em sistemas operando com compressores parafuso torna-se necessário à instalação de um separador de óleo.

O desempenho de um compressor parafuso depende do seu projeto, que define suas razões de volume e de pressão. A Figura 3.12 apresenta eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes e pressões. A menos que ocorra uma variação drástica na razão de pressão, os valores da eficiência de compressão sofrem pouca variação.

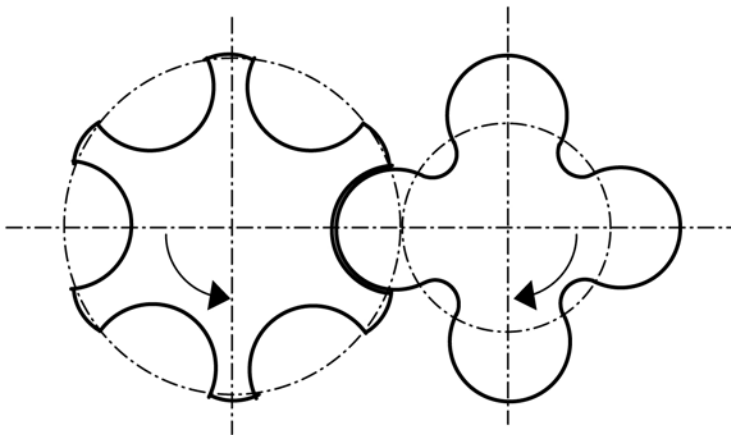


Figura 3.11 - Rotores de um compressor parafuso e corte transversal

A capacidade de resfriamento dos compressores de parafuso duplo está na faixa de 20 a 1300TR (70 a 4570kW). Capacidades de resfriamento entre 50 e 350TR (176 a 1230kW) são normalmente utilizadas. A relação de pressão em compressores parafuso pode ser da ordem de 20:1 em simples estágio. Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C são normalmente empregados em compressores parafuso para condicionamento de ar para conforto. A amônia (R-717) é utilizada para aplicações industriais.

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores parafuso com condensação a água são:

- Capacidade inferior a 150TR - COP = 3,8
- Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2

O controle de capacidade em compressores parafuso pode ser feito por meio de válvulas corrediças localizadas na carcaça do compressor, que se movem na direção axial, provocando retardamento do início da compressão.

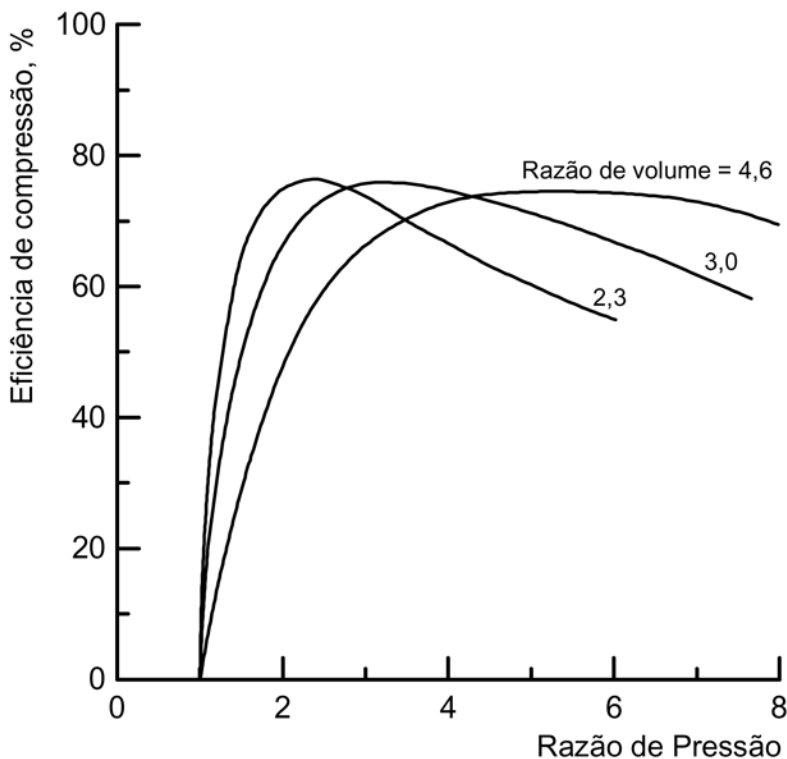


Figura 3.12 - Eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes em função da razão de pressão

3.1.3 Compressor de palhetas

Os compressores de palhetas podem ser divididos em dois tipos básicos:

- compressor de palheta simples; e
- compressor de múltiplas palhetas.

A Figura 3.13 apresenta um compressor de palheta simples. Nesse tipo de compressor, a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contato à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

O HCFC-22 é o refrigerante mais utilizado nesse tipo de compressor. Os refrigerantes HFC-407C e HFC-410A são seus substitutos. A eficiência mecânica típica de um compressor de palhetas operando com uma relação de pressão de 3,5 é de 0,87.

A taxa de deslocamento de um compressor de palhetas simples é dada por:

$$Q_{des} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) L U_{rot} , \quad m^3 / s \quad (3.11)$$

em que: d_1 Diâmetro do cilindro, m;
 d_2 Diâmetro do rotor, m;
 L Comprimento do cilindro, m; e
 U_{rot} Velocidade de rotação, rot/s.

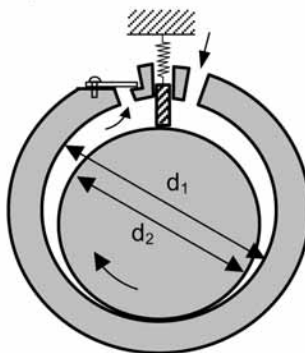


Figura 3.13 - Compressor de palheta simples

A Figura 3.14 apresenta compressores de múltiplas palhetas. Nesses compressores o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou mais palhetas, que permanecem em contato com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga.

De acordo com a ASHRAE Handbook (1996), para uma temperatura ambiente de 35°C, temperatura de evaporação de 1,7°C, temperatura de condensação de 54,4°C e subresfriamento de 8,3°C o COP de um sistema com compressor de palhetas deve estar em torno de 2,7. Devido ao movimento rotativo, os compressores de palhetas apresentam menor ruído em relação aos alternativos.

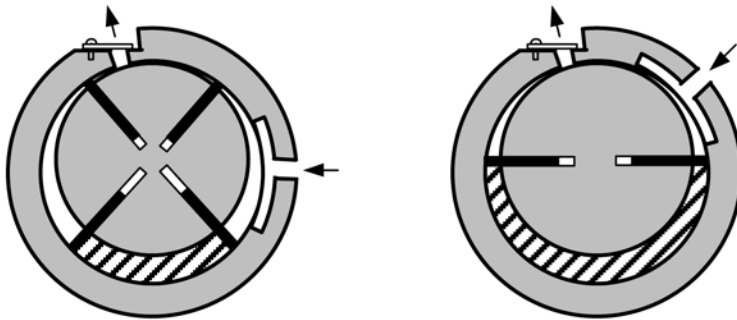


Figura 3.14 - Compressores de múltiplas palhetas

3.1.4 Compressores centrífugos

Os compressores centrífugos foram introduzidos em instalações frigoríficas por Willis Carrier, em 1920. São amplamente utilizados em sistemas de grande porte. Seu princípio de funcionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor ou a voluta, parte de sua energia cinética é transformada em pressão. Em situações em que são necessárias altas razões de pressão, podem-se utilizar compressores de múltiplos estágios. A Figura 3.15 apresenta o desenho esquemático de um compressor centrífugo.

A Figura 3.16 apresenta um gráfico característico de desempenho de um compressor centrífugo. No eixo das abscissas, tem-se a vazão; no eixo das ordenadas, a razão de pressões. O gráfico apresenta o desempenho do compressor para diversas rotações e as linhas de eficiência constante.

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores centrífugos com condensação a água são idênticos aos compressores parafuso, ou seja:

- Capacidade inferior a 150TR - COP = 3,8
- Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2

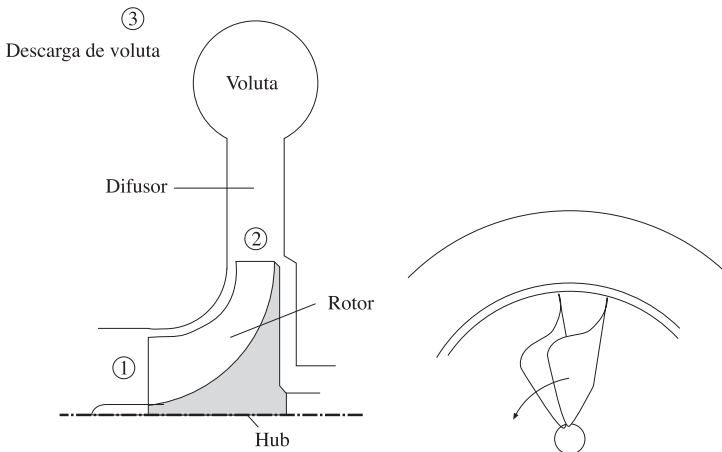


Figura 3.15 - Desenho esquemático de um compressor centrífugo

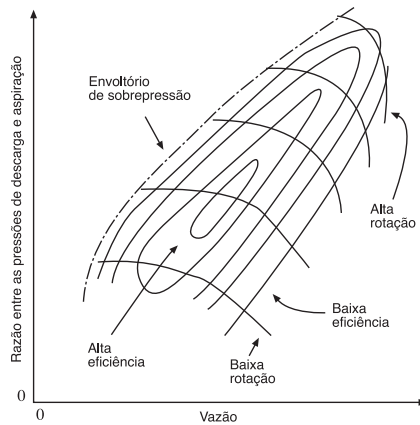


Figura 3.16 - Desempenho de um compressor centrífugo

O torque que o rotor de um compressor centrífugo exerce sobre fluido refrigerante é dado por:

$$T = \dot{m}(V_{2t} r_2 - V_{1t} r_1) \quad (3.12)$$

em que: T Torque, N.m
 \dot{m} Vazão em massa, kg/s;
 V_{2t} Velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor, m/s;
 r_2 Raio externo do rotor, m;
 V_{1t} Velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor, m/s; e
 r_1 Raio médio da seção de entrada do rotor, m.

Para uma entrada axial do refrigerante no rotor ($V_{1t} = 0$), tem-se:

$$T = \dot{m} V_{2t} r_2 \quad (3.13)$$

A potência no eixo é o produto do torque pela rotação.

$$\dot{W} = T \omega = \dot{m} V_{2t} r_2 \omega \quad (3.14)$$

em que W é a potência em Watts e (ω é a rotação em rad/s.

Admitindo-se que a velocidade periférica do rotor seja igual velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor, tem se:

$$r_2 \omega = V_{2t} \quad (3.15)$$

A potência pode ser escrita como:

$$\dot{W} = \dot{m} V_{2t}^2 \quad (3.16)$$

Controle de capacidade

Os métodos mais eficientes utilizados no controle de capacidade de compressores centrífugos são:

- regulagem das pás de pré-rotação na entrada do rotor; e
- variação da rotação.

Pode-se ainda desviar o refrigerante da descarga do compressor para aspiração. Porém, este não é um método eficiente.

Em compressores centrífugos acionados por turbina a gás ou vapor, o controle de capacidade pode ser feito pela variação da rotação.

3.1.5 Compressores scroll

O compressor Scroll foi inventado em 1905 pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era avançada o suficiente para permitir a fabricação de um protótipo, devido a, principalmente, problemas de vedação. Para um funcionamento efetivo, o compressor Scroll requer tolerâncias de fabricação muito pequenas, que foram atendidas apenas a partir da segunda metade do século 20, com o desenvolvimento de novas tecnologias de máquinas operatrizes e processos de manufatura.

O princípio de funcionamento do compressor Scroll, baseado num movimento orbital, difere fundamentalmente do tradicional compressor a pistão, baseado num movimento alternativo, apresentando diversas vantagens como:

- eficiência de 5 a 10 % maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- ausência de válvulas;
- menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- operação suave e silenciosa; e
- baixa variação de torque com conseqüente aumento da vida útil e redução de vibração.

A Figura 3.17 apresenta um compressor Scroll indicando seus diversos componentes.

Princípio de funcionamento

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll possui duas peças em forma de espiral, conforme a Figura 3.18, encaixadas face a face, uma sobre a outra. A espi-

ral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico.

A sucção do gás ocorre na extremidade do conjunto de espirais e a descarga ocorre através da abertura da espiral fixa (Figura 3.19). A espiral superior possui selos que deslizam sobre a espiral inferior, atuando de maneira semelhante aos anéis do pistão de um compressor alternativo, garantindo a vedação do gás entre as superfícies de contato das espirais.

1. Válvula de Retenção
2. Válvula Dinâmica de Descarga
3. Válvula de Alívio
4. Selo Flutuante
5. Espiral Fixa
6. Espiral Móvel
7. Válvula de Serviço de Óleo
8. Visor de Óleo
9. Injeção de Líquido
10. Mancais tipo "DU"
11. Protetor Térmico Interno
12. Lubrificação

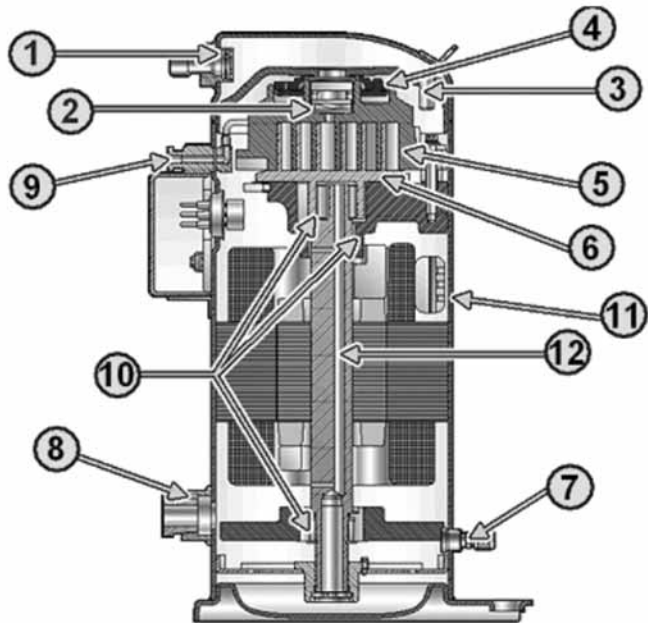


Figura 3.17 - Compressor Scroll e componentes



Figura 3.18 - Espirais do compressor Scroll

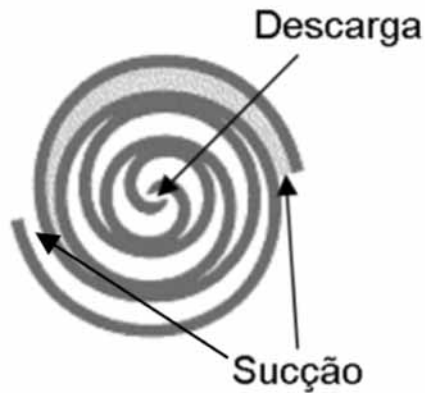


Figura 3.19 - Sucção e descarga nas espirais

Como ilustrado na Figura 3.20, o processo de compressão ocorre da seguinte forma:

- 1 - Durante a fase de sucção, o gás entra pela lateral da espiral.
- 2 - As superfícies das espirais na periferia se encontram, formando bolsas de gás.
- 3 - Na fase de compressão, o volume da bolsa de gás é progressivamente reduzido e o gás caminha para o centro das espirais.
- 4 - O volume da bolsa de gás é reduzido ainda mais. O gás caminha para o centro e a compressão continua.
- 5 - Na fase de descarga, o volume na parte central das espirais é reduzido a zero, forçando o gás a sair pela abertura de descarga.



Figura 3.20 - Processo de compressão em um compressor Scroll

Capacidade e eficiência dos compressores Scroll

A capacidade de refrigeração dos compressores Scroll, para sistemas de expansão direta, está na faixa de 1 a 15 TR (52,3 kW). Para resfriadores (Chiller), está na faixa de 10 a 60 TR (35 a 210kW). Os compressores Scroll possuem alta eficiência volumétrica, variando de 96,9 a 93,6% para um aumento de relação de pressão de 2,77 para 3,58. Para relações de pressão em torno de 3, a eficiência isentrópica é de 70%. Os compressores Scroll possuem maior COP (3,35) em relação aos compressores rotativos e alternativos.

O HCFC-22 é o refrigerante utilizado atualmente em compressores Scroll. Os refrigerantes HFC-407C e HFC-410A são, em longo prazo, seus substitutos. O ano previsto para o fim da fabricação do refrigerante HCFC-22 em países desenvolvidos é 2020. Já em países em desenvolvimento, tal refrigerante deixará de ser fabricado em 2040.

Seleção do compressor

A seleção do compressor mais eficiente para uma determinada aplicação envolve vários aspectos, entre eles:

- condições de operação;
- capacidade requerida; e
- curva de carga (variação e controle de capacidade).

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores acionados por motores elétricos com potência de até 5 kW, tais como pequenas câmaras frias, pequenos chillers e outras aplicações comerciais, pode-se usar a figura 3.21 com indicativo, porém a seleção final deve ser analisada caso a caso.

Para compressores de grande capacidade, as opções são os alternativos e os parafusos, abertos e semi-herméticos, ou, em alguns casos, os centrífugos. A opção mais eficiente não pode ser definida facilmente, e diferentes opções devem ser investigadas, determinando-se o consumo dos equipamentos por meio de dados dos fabricantes.

A Tabela 3.1 a mostra a comparação entre compressores alternativos e os parafuso, abertos e semi-herméticos, para duas condições de operação e utilizando o refrigerante R407c. Os dados mostrados a seguir foram obtidos dos fabricantes dos equipamentos para as condições mostradas e considerando subresfriamento de 5°C e superaquecimento de 8 °C.

TABELA 3.1 - COMPARAÇÃO ENTRE COMPRESSORES ALTERNATIVOS E PARAFUSO

$T_0 = 0\text{ °C} / T_C = 50\text{ °C}$	CAPACIDADE KW	POTÊNCIA KW	COP -
Alternativo - Aberto	63,0	22,39	2,81
Alternativo - Semi-hermético	60,2	20,41	2,95
Parafuso - Aberto	63,0	24,98	2,52
Parafuso - Semi-hermético	57,1	24,10	2,27
$T_0 = -15\text{ °C} / T_C = 40\text{ °C}$			
Alternativo - Aberto	55,7	24,19	2,30
Alternativo - Semi-hermético	53,4	21,96	2,43
Parafuso - Aberto	56,0	25,89	2,16
Parafuso - Semi-hermético	53,1	23,86	2,22

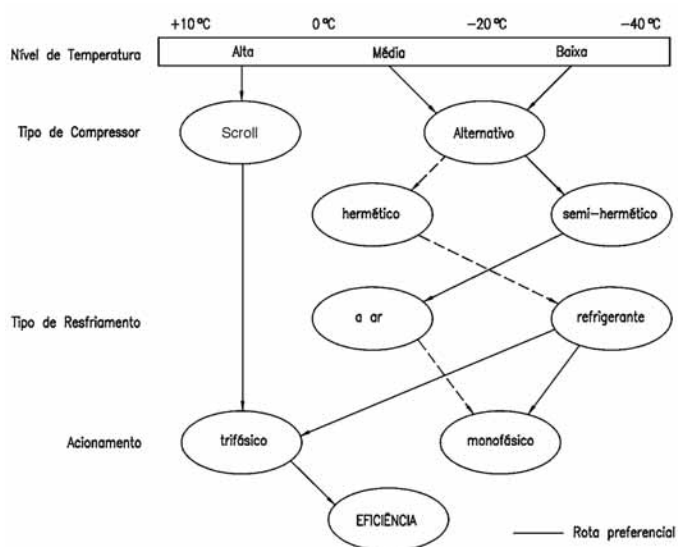


Figura 3.21 - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW)

No exemplo da Tabela 3.1, o compressor mais eficiente e, portanto, o indicado seria o semi-hermético alternativo. Os resultados mostrados acima poderiam ser completamente diferentes para outras situações, dependendo de:

- capacidade do sistema (capacidade dos motores e dos compressores parafuso aumenta com a capacidade);
- condições de operação; e
- refrigerante.

3.2 Condensadores

3.2.1 Capacidade dos condensadores

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa, porque o vapor de fluido frigorífico entra no condensador superaquecido e, quando atinge o início da condensação, após o início de resfriamento, a fração de líquido e de vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

Considere a Figura 3.22, na qual é mostrado o perfil de temperaturas do refrigerante e do meio de resfriamento (no caso, o ar) de um dado condensador. Considerando-se que neste processo o meio de resfriamento não muda de fase, pode-se escrever pela Primeira Lei da Termodinâmica que:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a c_p (T_{sa} - T_{ea}) \quad (3.17)$$

em que: \dot{Q}_c é o calor recebido pelo meio de resfriamento (ar ou água);

\dot{m}_a é a vazão em massa do meio de resfriamento;

c_p é o calor específico, a pressão constante, do meio de resfriamento;

T_{sa} é a temperatura na qual o meio de resfriamento deixa o condensador;

e

T_{ea} é a temperatura na qual o meio de resfriamento entra no condensador.

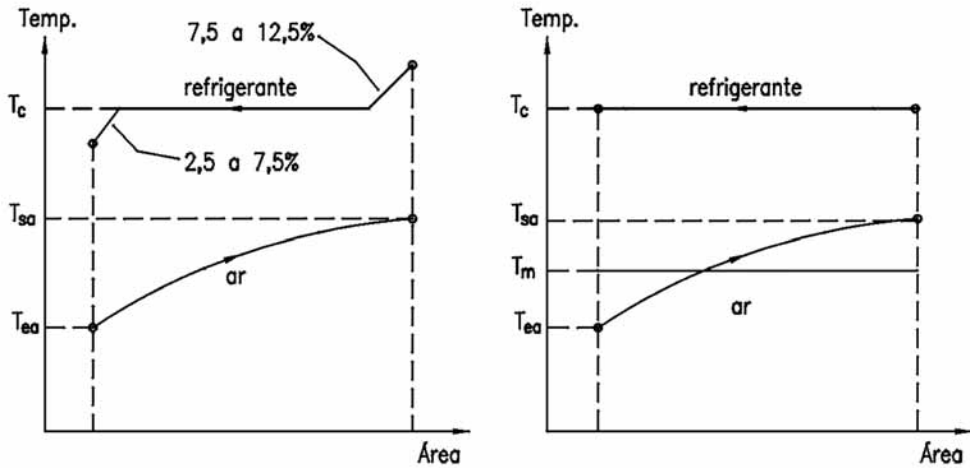


Figura 3.22 - Variação de temperatura do refrigerante e do meio de resfriamento de um condensador

Para o comportamento do condensador, enquanto trocador de calor, pode-se utilizar a equação 3.18 para expressar o fluxo de calor trocado, em que U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e ΔT_{ml} é a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o meio de resfriamento, dada pela equação 3.19.

$$\dot{Q}_c = U A \Delta T_{ml} \tag{3.18}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_c - T_{ea}) - (T_c - T_{sa})}{\ln\left(\frac{(T_c - T_{ea})}{(T_c - T_{sa})}\right)} = \frac{T_{sa} - T_{ea}}{\ln\left(\frac{(T_c - T_{ea})}{(T_c - T_{sa})}\right)} \tag{3.19}$$

Utilizando-se uma análise simplificada, mas suficiente para o propósito deste texto, que usa como base a temperatura média do meio de resfriamento, como mostrado na Figura 3.22, pode-se escrever que a temperatura média logarítmica é aproximadamente igual a:

$$\Delta T_{ml} = T_c - T_m \qquad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \tag{3.20}$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se uma expressão que permite calcular o fluxo de calor no condensador a partir da temperatura de condensação e da temperatura de entrada do meio de resfriamento no condensador. Assim, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \frac{2 \dot{m}_a c_p U A}{(U A + 2 \dot{m}_a c_p)} (T_c - T_{ea}) \quad (3.21)$$

Para um dado fluxo mássico do meio de resfriamento e nas condições de projeto do trocador de calor, o coeficiente global de transferência de calor, U , é praticamente constante. Assim, para essas condições, infere-se da equação 3.21 que o calor transferido por um dado trocador de calor é função direta da diferença de temperatura, $(T_c - T_{ea})$; respectivamente, temperatura de condensação e temperatura de entrada do meio de resfriamento no condensador, que pode ser ar ou água. Com essas considerações, a equação 3.21 pode ser escrita como mostrado a seguir, em que F_{cond} é o fluxo de calor por diferença unitária de temperatura, também chamado de “fator de troca de calor do condensador”; um parâmetro encontrado com frequência nos catálogos de fabricantes destes equipamentos.

$$\dot{Q}_c = F_{cond} (T_c - T_{ea}) \quad (3.22)$$

Na realidade, para as condições de fluxo mássico do meio de resfriamento diferentes das condições de projeto do condensador o coeficiente global de transferência de calor varia com o fluxo mássico. Conseqüentemente, o fator de troca de calor do condensador também varia. A Figura 3.23 mostra uma curva típica do fator do condensador (F_{cond}) em função da vazão de água, para um dado condensador.

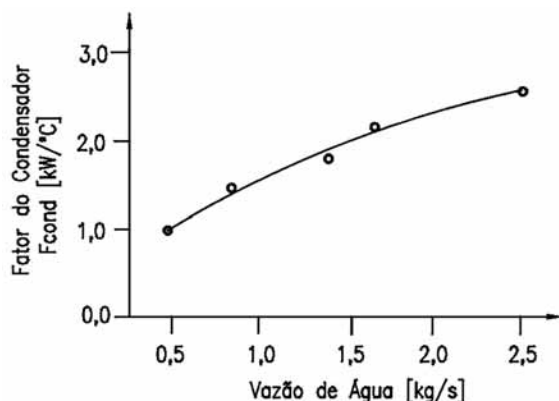


Figura 3.23 - Fator de troca de calor de um condensador, em função do fluxo mássico de água

As características típicas dos condensadores resfriados a ar e a água são mostradas nas figuras 3.24 e 3.25. A Figura 3.24 (a) mostra a capacidade frigorífica de um determinado condensador quando integrado a um sistema frigorífico, em função da temperatura de condensação e da temperatura de entrada do ar de resfriamento do condensador. Na Figura 3.24 (b) tem-se a capacidade de rejeição de calor por metro quadrado de área de face em função da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de entrada do ar no condensador, para diferentes velocidades de face.

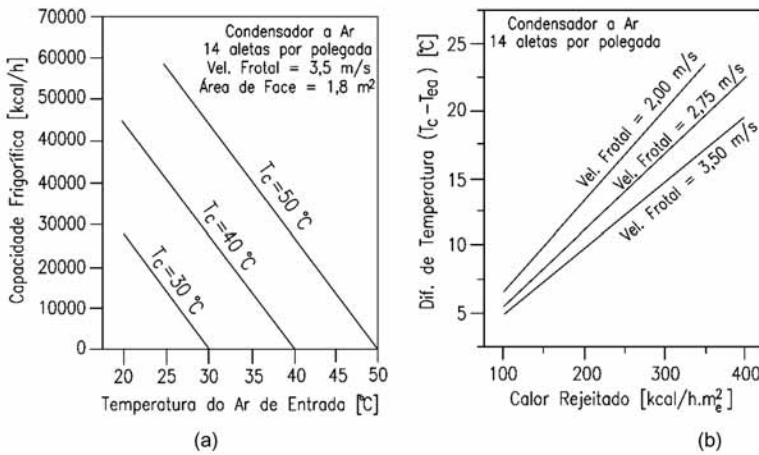


Figura 3.24 - Características típicas de condensadores resfriados a ar

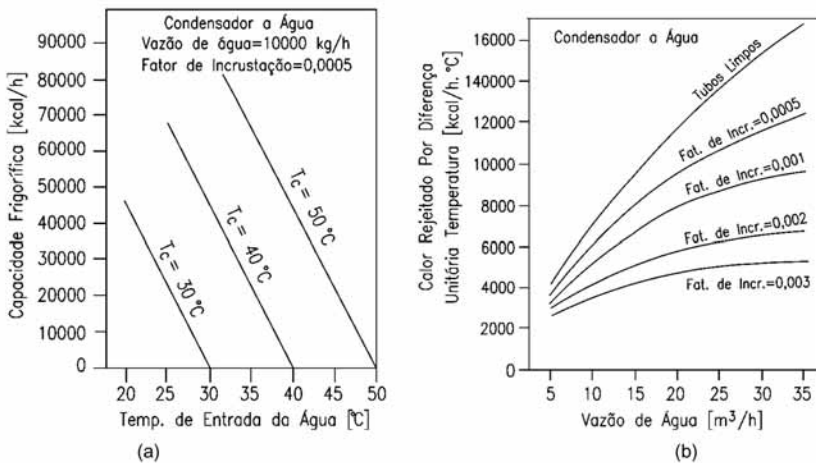


Figura 3.25 - Características típicas de condensadores resfriados a água

A Figura 3.25 (a) mostra a capacidade frigorífica de um determinado condensador a água quando operando em um sistema frigorífico em função da temperatura de condensação e da temperatura de entrada da água no condensador. Na Figura 3.25 (b), tem-se o calor rejeitado por diferença unitária de temperatura em função da vazão de água de condensação, para diferentes fatores de incrustação. Como visto, à medida que aumenta o fator de incrustação a capacidade de rejeição de calor do condensador diminui.

3.2.2 Características dos condensadores

Condensadores resfriados a Ar

Para a seleção de condensadores resfriados a ar devem ser levados em consideração diversos fatores, tais como: consumo de energia, instalação, disponibilidade e nível de ruído.

Os condensadores resfriados a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados nas situações em que não é econômica a utilização de sistemas resfriados a água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade da água. A faixa de capacidades mais comum destes condensadores cobre a gama de valores de 1 a 100 TR (7 a 352 kW), porém é usual a sua montagem em paralelo, atingindo capacidades bastante superiores.

Para um determinado compressor e para uma determinada temperatura do ar de resfriamento que entra no condensador, aumenta-se a pressão de condensação e diminui-se a capacidade frigorífica com a diminuição do tamanho do condensador. O aumento da temperatura do ar de resfriamento também resulta nos mesmos efeitos acima, para um determinado condensador.

A temperatura de condensação deve ser fixada em um valor entre 11°C e 15°C maior que a temperatura de bulbo seco do ar que entra no condensador. Do ponto de vista econômico, o valor ótimo da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar que deixa o condensador deve estar entre 3,5 e 5,5°C.

Recomenda-se que, em qualquer situação, a temperatura de condensação nunca seja superior a 55°C. No entanto, para garantir a eficiência do sistema de compressão e, ao mesmo tempo, obter uma maior vida útil dos compressores, a temperatura de condensação não deve ser maior que:

- 48°C, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for maior ou igual a 0°C; e
- 43°C, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for menor que 0°C.

Os condensadores a ar devem ser instalados em nível elevado, em relação ao solo, para prevenir a acumulação de sujeira sobre as serpentinas. Deve-se sempre garantir que existam aberturas adequadas e livres de qualquer obstrução para a entrada de ar frio e para a saída do ar quente. As entradas de ar devem ser localizadas longe do lado de descarga do ar, para evitar a aspiração de ar quente pelos ventiladores (curto-circuito do ar).

Devido à grande quantidade de ar manejada por estes condensadores, eles geralmente são bastante barulhentos. Assim, quando da sua instalação devem ser levadas em consideração as normas locais sobre os níveis máximos de ruído permitidos. Em algumas situações, especialmente em zonas residenciais em centros urbanos, deverão ser empregados sistemas para controle da rotação dos ventiladores (motores de duas velocidades ou inversores de frequência), os quais atuarão no período noturno, reduzindo a rotação dos ventiladores e, conseqüentemente, o ruído emitido por estes condensadores.

Em sistemas que usam válvulas de expansão termostáticas, a pressão de condensação deve ser mantida relativamente constante. Temperaturas ambientes, isto é, temperaturas de entrada do ar no condensador, muito baixas podem resultar em pressão de condensação tão baixa que as válvulas de expansão dos evaporadores não operarão corretamente. Em climas moderados, o controle da operação dos ventiladores (liga-desliga) pode manter a pressão de condensação nos níveis fixados no projeto, garantindo a correta operação das válvulas de expansão. Em climas mais frios, podem ser necessários outros sistemas automáticos para controle da pressão de condensação, por exemplo:

- instalação de dampers para controlar a vazão de ar de resfriamento dos condensadores; e
- instalação de válvulas de estrangulamento que controlam a pressão de condensação reduzindo o fluxo de líquido do condensador. Assim, há inundação de parte do condensador, reduzindo a superfície de condensação útil.

Condensadores resfriados a água

Condensadores resfriados a água, quando limpos e corretamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores resfriados a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente, estes condensadores utilizam água proveniente de uma torre de resfriamento. A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0°C e 8,0°C maior que a temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre.

Quatro tipos de condensadores resfriados a água são discutidos abaixo, considerando os aspectos relacionados a sua aplicação e economia.

Condensador duplo tubo

Este tipo de condensador é formado por dois tubos concêntricos, geralmente de 1 1/4" para o tubo interno e de 2" para o externo. O tubo por onde circula a água é montado dentro do tubo de maior diâmetro. O fluido frigorífico, por sua vez, circula em contracorrente no espaço anular formado pelos dois tubos, sendo resfriado ao mesmo tempo pela água e pelo ar que está em contato com a superfície externa do tubo de maior diâmetro. Estes condensadores são normalmente utilizados em unidades de pequena capacidade ou como condensadores auxiliares, operando em paralelo com condensadores a ar, somente nos períodos de carga térmica muito elevada. Esses condensadores são difíceis de se limpar e não fornecem espaço suficiente para a separação de gás e líquido.

Condensador carcaça e serpentina (Shell and Coil)

Este tipo de condensador é constituído por um ou mais tubos, enrolados em forma de serpentina, que são montados dentro de uma carcaça fechada (Figura 3.27). A água de resfriamento flui por dentro dos tubos, enquanto o refrigerante a ser condensado escoar pela carcaça. Embora, sejam de fácil fabricação, a limpeza destes condensadores é mais complicada, sendo efetuada por meio de produtos químicos (solução com 25% de HCl em água, com inibidor). É usado em unidades de pequena e média capacidade, tipicamente até 15 TR.

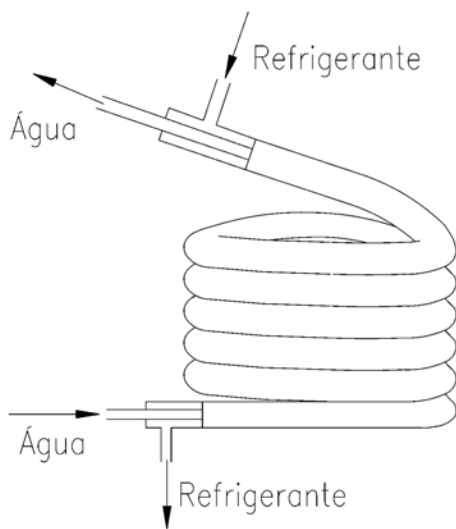


Figura 3.26 - Condensador duplo tubo

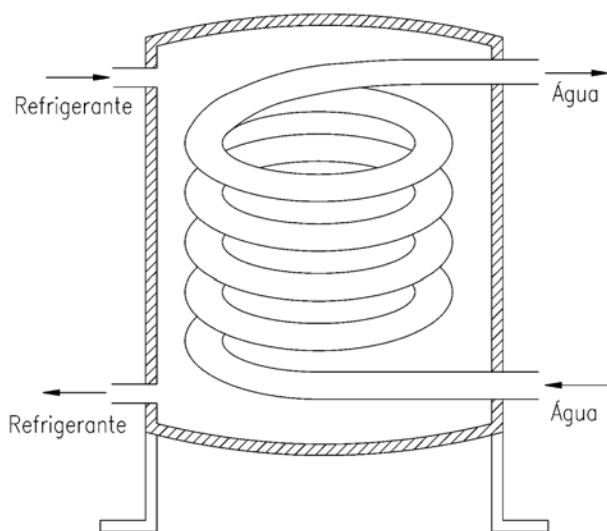


Figura 3.27 - Carça e serpentina (shell and coil)

Condensador carcaça e tubo (Shell and tube)

Este tipo de condensador é constituído de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, conectados a duas placas dispostas em ambas as extremidades (Figura 3.28). A água de resfriamento circula por dentro dos tubos e o refrigerante escoar dentro da carcaça, em volta dos tubos. Os tubos são de cobre e os espelhos de aço são para hidrocarbonetos halogenados. Para amônia, tanto os tubos como os espelhos devem ser de aço. É de fácil limpeza (por varetamento) e manutenção. É fabricado para uma vasta gama de capacidades, sendo amplamente utilizado em pequenos e grandes sistemas de refrigeração.

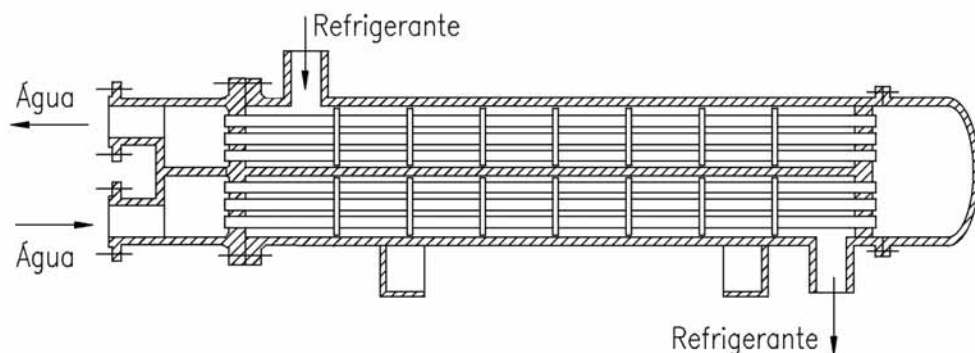


Figura 3.28 - Condensador carcaça e tubo (shell and tube)

A velocidade ótima da água em um condensador Shell and Tube deve ser da ordem de 1,0 a 2,0 m/s. Nunca deve ultrapassar 2,5 m/s. O fluxo de água deve ser de cerca de 0,10 a 0,15 l/s por tonelada de refrigeração. Este fluxo de água deve ser distribuído entre os tubos, de forma a não exceder a velocidade indicada acima.

Para a seleção econômica desses condensadores, devem ser considerados os fatores listados abaixo, que afetam os custos iniciais e operacionais do sistema.

1) Aumentando-se o tamanho de um condensador, aumenta-se a eficiência do compressor, mas, ao mesmo tempo, seu custo inicial também aumentará.

2) Aumentando-se o fluxo de água de resfriamento, aumenta-se a capacidade de condensador, porém também aumentam-se o custo de bombeamento da água e o seu consumo.

3) Reduzindo-se o diâmetro da carcaça e aumentando-se o comprimento dos tubos, reduz-se o custo inicial do condensador, mas aumenta-se a perda de carga no circuito de água.

4) O fator incrustação (fouling factor), que está associado a uma resistência térmica adicional devido à formação de incrustações, depende da qualidade da água. Geralmente, para condensadores novos que operam com água de boa qualidade, considera-se um fator de incrustação da ordem de $0,000044 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$ ($0.00025 \text{ h.ft}^2 \cdot \text{°F/Btu}$).

TABELA 3.2- AUMENTO DA SUPERFÍCIE DE TRANSFERÊNCIA PARA COMPENSAR O FATOR DE INCRUSTAÇÃO

FATOR DE INCRUSTAÇÃO [$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$]	ESPESSURA MÉDIA DA INCRUSTAÇÃO [mm]	AUMENTO DE ÁREA NECESSÁRIO DA ÁREA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR [%]
Tubos Limpos	0,0000	0%
0,00004	0,1524	45%
0,00017	0,3048	85%
0,00035	0,5558	170%
0,00052	0,9144	250%

Para sistemas com baixa qualidade da água de resfriamento (grande quantidade de sais dissolvidos ou compostos orgânicos), deve ser considerado fator de incrustação ainda mais elevado. Os condensadores selecionados para um fator de incrustação mais elevado serão mais caros. Isto pode ser observado na Tabela 3.2, que mostra de quanto deve ser aumentada a superfície de transferência de calor para compensar o aumento do fator de incrustação, para uma mesma taxa de transferência de calor.

Condensador de placa

Este tipo de condensador é geralmente constituído de placas de aço inox ou, em casos especiais, de outro material, de pequena espessura (0,4 a 0,8 mm). As placas são montadas paralelamente umas as outras, com um pequeno afastamento (1,5 a 3,0 mm). A água de resfriamento e o fluido frigorífico circulam entre espaços alternados, formados pelas placas.

Este trocador de calor começa a ser utilizado cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente global de transferência de calor (2500 a 4500 W/m² °C), porém seu uso ainda é restrito na refrigeração industrial.

Apresenta-se em dois tipos: placas soldadas (brazed), empregados para refrigerantes halogenados; e placas duplas soldadas a laser, montadas em estrutura metálica, os quais são empregados para amônia. Estes últimos apresentam a vantagem da facilidade de aumento de sua capacidade, pela simples inclusão de placas.

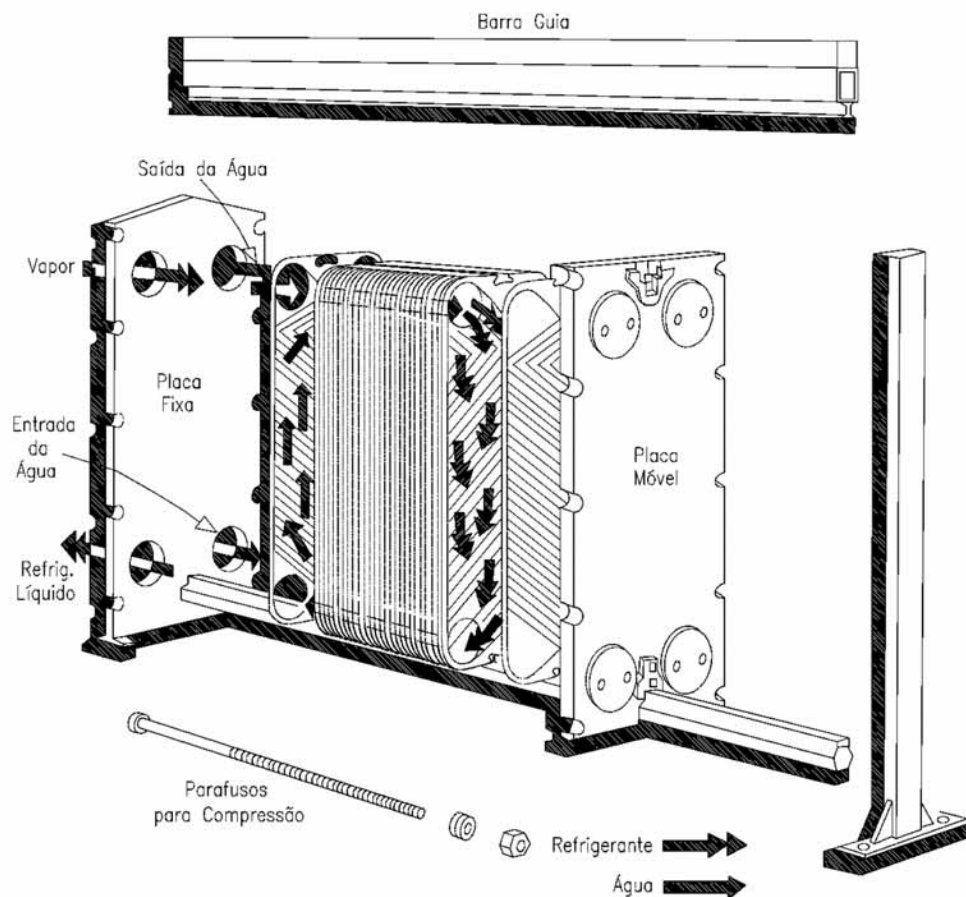


Figura 3.29 - Condensador de placas

Condensadores evaporativos

Este tipo de condensador é formado por uma espécie de torre de resfriamento de tiragem mecânica, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoo o fluido frigorífico (Figura 3.30). No topo destes condensadores são instalados bicos injetores que pulverizam água sobre a tubulação de refrigerante. A água escoo, em contracorrente com o ar, em direção à bacia do condensador. O contato da água com a tubulação por onde escoo o refrigerante provoca a sua condensação. Ao mesmo tempo, uma parcela da água evapora e, num mecanismo combinado de transferência de calor e massa entre a água e o ar, esta última é também resfriada. A água que chega à bacia do condensador é recirculada por uma bomba, e a quantidade de água é mantida por meio de um controle de nível (válvula de bóia), acoplado a uma tubulação de reposição.

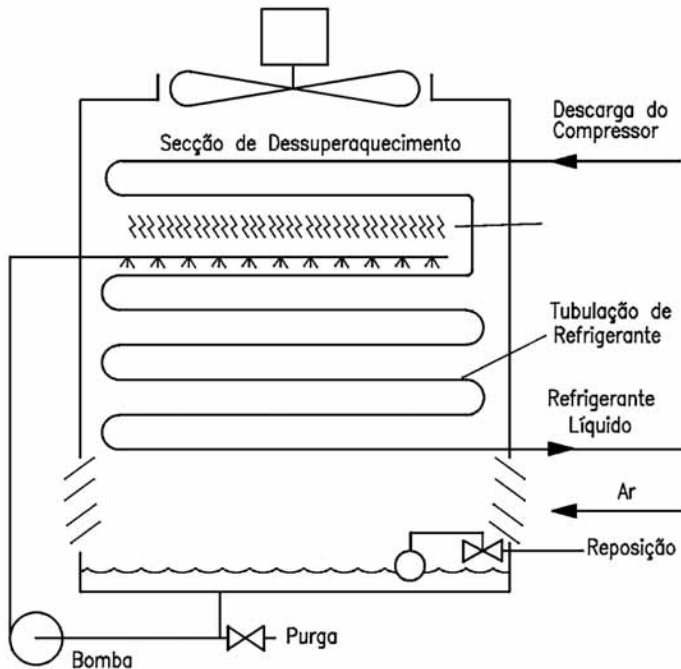


Figura 3.30 - Condensador evaporativo

O consumo total de água neste tipo de condensador (por evaporação, arraste e drenagem) é da ordem de 8,8 a 12,1 l/h por tonelada de refrigeração. Geralmente, os condensadores evaporativos são seleccionados com base em uma diferença de 10 a 15°C, entre a

temperatura de condensação e a temperatura de bulbo úmido do ar que entra no condensador. As menores diferenças de temperatura resultarão em menor consumo de potência, uma vez que a temperatura de condensação será mais baixa.

O contato da água com as regiões de elevada temperatura da serpentina, onde o fluido frigorífico ainda se encontra superaquecido, pode provocar a formação excessiva de incrustações sobre a superfície dos tubos. Assim, em alguns condensadores evaporativos instala-se uma primeira serpentina acima da região onde a água é borrifada. Esta serpentina, chamada de “dessuperaquecedor”, tem a função de reduzir a temperatura do refrigerante pela troca de calor com o ar saturado que deixa o condensador, o que reduz a formação de incrustações na região onde há água.

Em alguns condensadores evaporativos, é adicionada ainda uma serpentina para promover o sub-resfriamento do refrigerante líquido, a uma temperatura inferior à temperatura de condensação. Embora o sub-resfriamento do líquido aumente a capacidade de refrigeração total, seu principal benefício é a redução da possibilidade de formação de vapor na linha de líquido, devido à queda de pressão nesta linha.

Comparação entre os tipos de condensadores

Por último, cabe efetuar uma análise das temperaturas de condensação típicas resultantes da utilização de condensadores resfriados a ar, água e evaporativos. Como pode ser observado na Figura 3.31, a utilização de condensadores a água em sistema aberto, isto é, utilizando-se água proveniente, por exemplo, de um rio, resulta em menores temperaturas de condensação. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a intensa formação de incrustações e da disponibilidade de água, a qual, na grande maioria das vezes, não existe.

Considerando uma ordem crescente de temperaturas de condensação, aparecem em seguida os condensadores evaporativos, os resfriados a água em sistema fechado e os resfriados a ar, sendo estes os mais empregados para sistemas com capacidades inferiores a 100 kW.

Comparando-se os sistemas com condensadores evaporativos com condensadores resfriados a água em sistema fechado, isto é, com torre de resfriamento, observa-se que os evaporativos resultam em menores temperaturas de condensação, em decorrência da existência de somente um diferencial de temperatura. Uma vantagem adicional dos condensadores evaporativos é que a bomba de água destes condensadores é de menor capacidade que a requerida pelos condensadores resfriados a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (conexão entre o compressor e o condensador).

Reservatórios de Líquidos

Em condensadores shell and tube, o próprio condensador, isto é, o espaço entre a carcaça e os tubos, pode ser usado como reservatório para armazenamento do refrigerante condensado. Em condensadores resfriados a ar, duplo tubo e evaporativos, deve-se instalar um reservatório separado, pois estes condensadores não têm volume suficiente para armazenar o fluido frigorífico.

Todo sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de refrigerante, durante as paradas para manutenção ou devido à sazonalidade do processo de produção do qual faz parte o sistema frigorífico. A carga total de refrigerante não deve ocupar área maior que 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento não superior a 40°C; para temperaturas de armazenamento maiores que 40°C, a carga de refrigerante não deve ser superior a 80% do volume do reservatório.

Tipo de Condensador	Arranjo Esquemático	Temp. de Condensação Típica (Tc)
Resfriado a Ar		
Evaporativo		
Resfriado a Água (sistema aberto)		
Resfriado a Água (sistema fechado)		

Figura 3.31 - Temperaturas de condensação típicas

3.3 Evaporadores

3.3.1 Capacidade dos evaporadores

Seguindo o mesmo procedimento realizado para os condensadores, será mostrada neste item a variação de temperaturas do refrigerante e do meio a ser resfriado - no caso, o ar - em um dado evaporador de um sistema frigorífico (Figura 3.32).

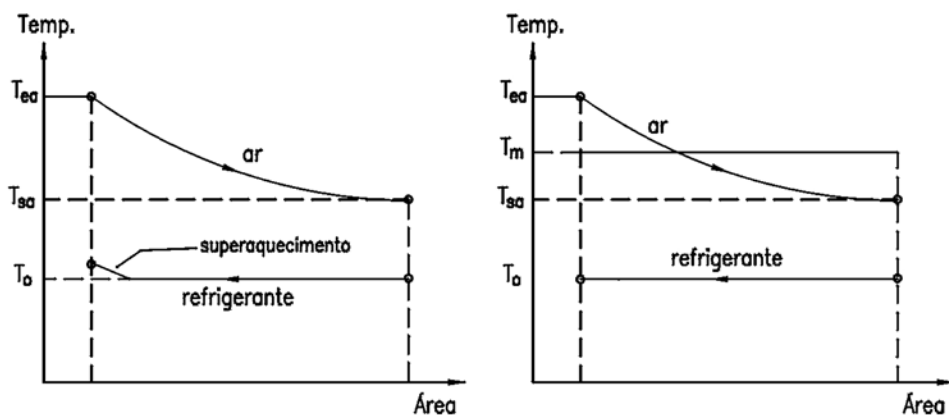


Figura 3.32 - Variação de temperaturas do refrigerante e do ar em um dado evaporador

Considerando-se que neste processo não ocorre condensação do vapor de água do ar, pode-se escrever pela Primeira lei da termodinâmica, que:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_a c_p (T_{ea} - T_{sa}) \quad (3.23)$$

em que: \dot{Q}_o é a capacidade frigorífica do evaporador (serpentina);
 \dot{m}_a é a vazão em massa do fluido a ser resfriado (água ou ar);
 c_p é o calor específico, a pressão constante, do fluido a ser resfriado;
 T_{ea} é a temperatura na qual o fluido a ser resfriado entra no evaporador;

e

T_{sa} é a temperatura na qual o fluido a ser resfriado deixa o evaporador.

Do ponto de vista do evaporador, enquanto trocador de calor, pode-se utilizar a equação 3.24 para calcular a sua capacidade frigorífica. Nesta equação, U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência de calor e ΔT_m é a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o fluido a ser resfriado, dada pela equação 3.25.

$$\dot{Q}_o = U A \Delta T_{ml} \tag{3.24}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{ea} - T_o) - (T_{sa} - T_o)}{\ln\left(\frac{(T_{ea} - T_o)}{(T_{sa} - T_o)}\right)} = \frac{T_{ea} - T_{sa}}{\ln\left(\frac{(T_{sa} - T_o)}{(T_{sa} - T_o)}\right)} \tag{3.25}$$

Valendo-se de uma simplificação semelhante àquela utilizada para o condensador, pode-se calcular a diferença de temperatura média logarítmica em função da temperatura média do fluido a ser resfriado, como mostrada na Figura 3.32. Assim, tem-se:

$$\Delta T_{ml} = T_m - T_o \qquad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \tag{3.26}$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se uma expressão que permite calcular a capacidade do evaporador a partir da temperatura de entrada do fluido no mesmo e da temperatura de evaporação, como mostra a equação 3.27.

$$\dot{Q}_o = \frac{2 \dot{m}_a c_p U A}{(U A + 2 \dot{m}_a c_p)} (T_{ea} - T_o) \tag{3.27}$$

Analogamente ao caso do condensador, pode-se escrever a equação 3.27 considerando-se a capacidade do evaporador por diferença unitária de temperatura (F_{evap}), também chamada de “fator de troca de calor do evaporador”, o qual, para um dado fator de incrustação do evaporador, também varia em da vazão do fluido a ser resfriado.

$$\dot{Q}_o = F_{evap} (T_{ea} - T_o) \tag{3.28}$$

As características típicas de evaporadores para resfriamento de ar e água são mostradas nas figuras abaixo. Na Figura 3.33 (a), é mostrada a capacidade frigorífica de um determinado evaporador, em função da temperatura de evaporação e da temperatura de entrada do ar no evaporador, para dois valores típicos de velocidade de face. Na Figura 3.33 (b),

tem-se a capacidade frigorífica de um resfriador de água, em função da temperatura de evaporação e da temperatura da água que entra no evaporador, para uma vazão de água de 2,0 kg/s.

Quando ocorre condensação sobre a superfície da serpentina de resfriamento de ar, a capacidade das mesmas pode aumentar, tornando-se maior do que aquela dada pela equação 3.23. Alguns fabricantes destes equipamentos fornecem curvas para a correção da capacidade da serpentina, quando ocorre condensação de vapor de água sobre as mesmas.

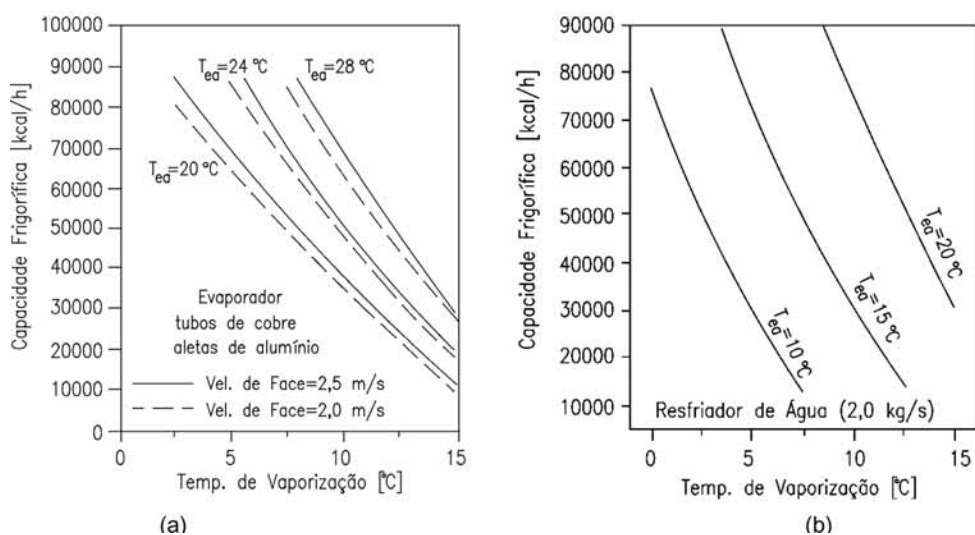


Figura 3.33 - Características típicas de evaporadores para resfriamento de ar e água

3.3.2 Classificação dos evaporadores quanto ao sistema de alimentação

Quanto ao seu sistema de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em: seco e inundado.

Evaporador seco (ou de expansão direta)

O refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor em seu escoamento pelo interior dos tubos (Figura 3.34). Assim,

em uma parte do evaporador existe fluido refrigerante saturado (líquido + vapor) e na outra parte, fluido superaquecido. Este tipo de evaporador é bastante utilizado com fluidos refrigerantes halogenados, especialmente em instalações de pequena capacidade.

Sua principal desvantagem está relacionada com o seu relativamente baixo coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhada com refrigerante e da superfície necessária para promover o superaquecimento.

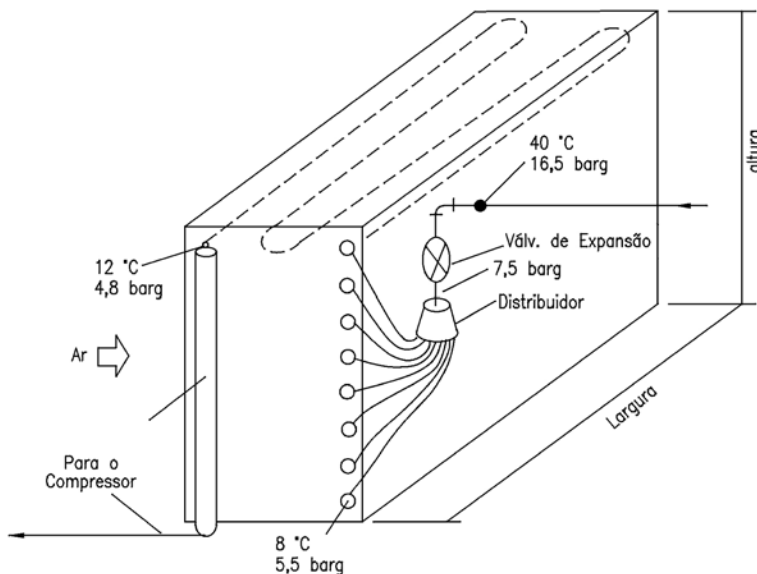


Figura 3.34 - Evaporadores de expansão direta

Evaporadores Inundados

O líquido, após ser admitido por uma válvula de expansão do tipo bóia, escoar através dos tubos da serpentina, removendo calor do meio a ser resfriado. Ao receber calor no evaporador, uma parte do refrigerante evapora, formando uma mistura de líquido e vapor, a qual, ao sair do evaporador, é conduzida até um separador de líquido. Este separador, como o próprio nome diz, tem a função de separar a fase vapor da fase líquida. O refrigerante no estado de vapor saturado é aspirado pelo compressor, enquanto o líquido retor-

na para o evaporador, à medida que se faz necessário. Como existe líquido em contato com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Este tipo de evaporador é muito usado em sistemas frigoríficos que utilizam amônia como refrigerante, porém seu emprego é limitado em sistemas com refrigerantes halogenados, devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exige grandes quantidades de refrigerante e também possui custo inicial mais elevado.

Os evaporadores inundados podem ainda ter sua alimentação classificada em:

- Alimentação por gravidade. Os separadores de líquido, que podem ser individuais, parciais ou único, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação; e
- Recirculação de líquido. Os evaporadores são alimentados com fluido frigorífico líquido, geralmente por meio de uma bomba, em uma vazão maior que a taxa de vaporização. Portanto, o interior destes evaporadores também sempre contém fluido frigorífico líquido (Figura 3.35). A relação entre a quantidade de refrigerante que entra no evaporador e a quantidade de refrigerante que se evaporaria devido à carga aplicada é conhecida com “taxa de recirculação” (n). Alguns valores típicos desta taxa são mostrados na Tabela 3.3.

$$n = \frac{\text{vazão de refrigerante}}{\text{vazão evaporada}} \quad (3.29)$$

TABELA 3.3 - TAXAS DE RECIRCULAÇÃO TÍPICAS

FLUÍDO FRIGORÍFICO - ALIMENTAÇÃO	TAXA DE RECIRCULAÇÃO
Amônia -Alimentação por cima e tubos de grande diâmetro	6 a 7
Amônia - Alimentação normal e tubos de pequeno diâmetro	2 a 4
R12, R134a, R502.	2
R22 - Alimentação por cima	3

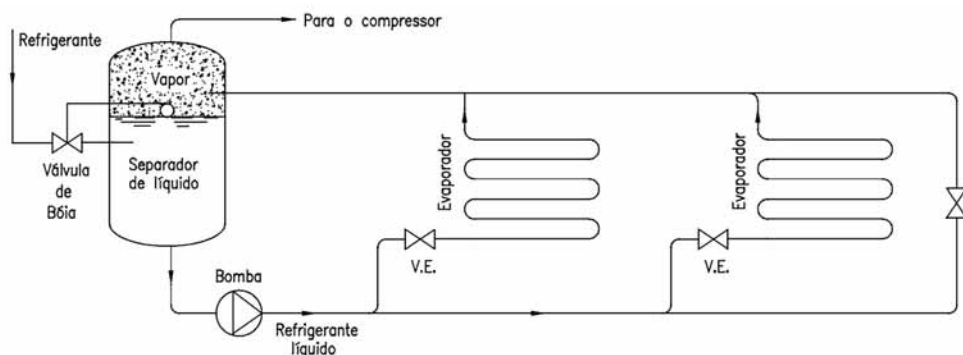


Figura 3.35 - Evaporador inundado com recirculação de líquido (por bomba)

3.3.3 Classificação dos evaporadores quanto ao fluido a resfriar

O evaporador é um dos quatro componentes principais de um sistema de refrigeração. Tem a finalidade de extrair calor do meio a ser resfriado; isto é, extrair calor do ar, água ou outras substâncias. Assim, de acordo com a substância ou meio a ser resfriado, os evaporadores podem ser classificados em:

- Evaporador para ar;
- Evaporador para líquidos; e
- Evaporador de contato.

Evaporador para o resfriamento de ar

Neste tipo de evaporador, o fluido frigorífico, ao vaporizar no interior de tubos, aletados ou não, resfria diretamente o ar que escoar pela superfície externa do trocador de calor. O ar frio é então utilizado para resfriar os produtos contidos em um câmara, balcão frigorífico, sala climatizada, etc.

Quanto à circulação do ar, estes evaporadores podem ainda ser classificados em: evaporador com circulação natural; e evaporador com circulação forçada.

Evaporador com circulação natural do ar (convecção natural)

Pode ser constituído tanto de tubos lisos quanto de tubos aletados, tendo sido bastante utilizados em situações em que se deseja baixa velocidade do ar e elevada umidade relativa no ambiente refrigerado. Com a evolução dos sistemas de controle e de distribuição do ar nas câmaras frigoríficas, é atualmente pouco empregado.

Os coeficientes de transmissão de calor destes evaporadores são baixos, o que exige grandes áreas de troca de calor. Porém, por questões de limitação dos valores de perda de carga, não devem ser usados tubos muito longos, o que requer o emprego de tubos paralelos. Quanto ao formato de como são dobrados os tubos, há bastante variação entre fabricantes, sendo os principais dobramentos em forma de espiral cilíndrica, trombone, hélice ou zigue-zague.

Abaixo, são fornecidos valores típicos para os coeficientes globais de transferência de calor de evaporadores com circulação natural de ar:

- Tubos lisos: 14 a 21 W/m²K
- Tubo aletados: 6 a 9 W/m²K

Quanto aos materiais empregados em sua construção, os evaporadores de circulação natural podem ser construídos com tubos de cobre, aço ou, até mesmo alumínio. Em casos especiais, quando o meio no qual estão instalados é corrosivo, pode ser utilizado aço inoxidável. No caso de evaporador aletado, as aletas podem ser de alumínio, cobre ou aço inoxidável, também para aplicações especiais.

Este tipo de evaporador deve ser colocado na parte superior da câmara, junto ao teto, e devem ser instaladas bandejas para a coleta de condensado sob os mesmos, evitando o gotejamento de água sobre os produtos. Quando, por questões de espaço, não for possível a instalação somente no teto, podem também ser utilizadas as paredes, desde que os evaporadores sejam montados de forma a facilitar as correntes de convecção natural do ar no interior da câmara.

Evaporador com circulação forçada do ar

O evaporador com circulação forçada (unit coolers ou frigidifusores) é atualmente o tipo mais utilizado em câmaras frigoríficas, salas de processamento e túneis de congela-

mento, sendo constituídos, basicamente, por uma serpentina aletada e ventiladores, montados em um gabinete compacto (Figura 3.36).

Quanto à posição do ventilador em relação à serpentina aletada, pode ser classificado em:

- Draw-Through (ventilador succionando). Esta configuração permite maior alcance do fluxo de ar frio, porém o calor dissipado pelo motor do ventilador não é retirado imediatamente.
- Blow-Through (ventilador soprando). Embora o alcance desta configuração seja menor, o calor dissipado pelo motor do ventilador é retirado do ar imediatamente após a sua liberação.

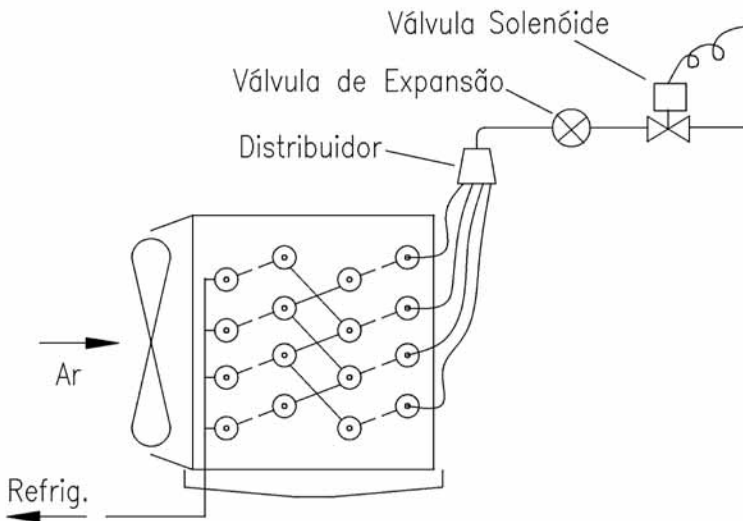


Figura 3.36 - Evaporador com circulação forçada do ar (ventilador soprando)

Um dos artifícios utilizados para melhorar o coeficiente de transmissão de calor de um evaporador seria o de molhar a sua superfície externa, pela aspersão de um líquido na forma de spray ou chuva, dando origem aos chamados “evaporadores de superfície úmida” (sprayed coil).

A aspersão de líquido, além de manter a serpentina sempre limpa, também apresenta as seguintes finalidades: aumentar a umidade relativa do ambiente, para temperatu-

ras acima de 0°C. Utiliza-se a aspersão de água; e eliminar a formação de gelo e, conseqüentemente, reduzir o tempo e perda de energia no degelo. Utiliza-se a aspersão de glicol ou salmoura.

Quando não há aspersão de líquido sobre a superfície externa do evaporador, este é dito “de superfície seca”. Isto não significa que a superfície esteja sempre seca. Na verdade, ela pode estar molhada com vapor de água condensado, para temperaturas positivas, ou pode ter gelo, para temperaturas negativas. O que significa é que não existe qualquer aspersão intencional de líquido sobre o evaporador.

Comportamento em função de parâmetros dimensionais e operacionais

Os principais parâmetros que influenciam o comportamento dos evaporadores para resfriamento de ar são:

- área de face (e velocidade de face);
- quantidade de aletas por unidade de comprimento;
- profundidade da serpentina, no sentido do ar;
- temperatura do refrigerante; e
- vazão de ar.

A área de face de um evaporador, que corresponde ao produto da sua altura pela sua largura, determina a velocidade de face, que, por sua vez, influencia o coeficiente global de transferência de calor, na variação de temperatura do ar e na redução da sua umidade. Reduzindo-se a área de face, aumenta-se a velocidade de face, e o coeficiente global de transferência de calor aumenta até um determinado valor, a partir do qual não ocorrem mais aumentos significativos. A variação de temperatura do ar diminui com o aumento da velocidade de face, e a umidade do ar na saída da serpentina aumenta.

Normalmente, são utilizados valores usuais de velocidade de face da ordem de 2,0 a 4,0 m/s. Para evitar o arraste de gotas de água condensada, este valor não deve ser superior 3,0 m/s para serpentinas simples e 3,5 m/s para serpentinas com eliminadores de gotas.

As aletas, que servem como superfícies secundárias de transferência de calor, têm o efeito de aumentar a superfície efetiva do evaporador, melhorando a sua eficiência. A fixação das aletas deve obedecer a técnicas apuradas para que seja mantido um íntimo contato da aleta com o tubo. Normalmente, as aletas são perfuradas, montadas no tubo. Posteriormente, é feita a expansão mecânica ou hidráulica do tubo.

O tamanho e o espaçamento das aletas dependem da aplicação para a qual a serpentina foi projetada e do diâmetro dos tubos. Tubos de pequeno diâmetro requerem aletas pequenas. Para aplicações em refrigeração industrial, o número de aletas de uma serpentina varia de 4 a 6 aletas por polegada, para temperaturas acima de 0°C , e no máximo de 2,5 aletas por polegada para temperaturas abaixo de 0°C . Em serpentinas projetadas para condicionamento de ar, que trabalham com temperaturas elevadas, este número pode ser de 12 a 15 aletas por polegada.

Aumentando-se o número de aletas por unidade de comprimento, isto é, diminuindo-se o afastamento entre as aletas, aumenta-se a variação de temperatura e a redução de umidade do ar que atravessa a serpentina.

Outro parâmetro importante é a profundidade da serpentina, a qual é caracterizada pelo número de fileiras (número de rows) de tubos na direção do escoamento. O número de rows influencia a remoção de calor latente. Quanto maior este número, maior a redução de umidade do ar ao atravessar a serpentina. O número de rows normalmente varia de 4 a 8, sendo limitado pela temperatura do refrigerante.

A redução de temperatura e da umidade do ar que atravessa a serpentina é função da temperatura da superfície externa da mesma, a qual, por sua vez, é determinada pela temperatura do refrigerante. Temperaturas mais elevadas do refrigerante implicarão temperaturas mais elevadas da superfície externa da serpentina, o que diminui a variação de temperatura do ar e a redução de umidade. Porém, estas variações não ocorrem na mesma proporção que a variação da temperatura do refrigerante. Normalmente, a temperatura do refrigerante deve ser de 3 a 8°C inferior à temperatura de entrada do ar na serpentina.

O aumento da vazão de ar que atravessa uma dada serpentina aumenta a velocidade de face. E, conforme mencionado acima, a variação de temperatura e a remoção de umidade do ar diminuem com o aumento da velocidade de face.

Tomando-se como base o que foi exposto acima, quando da seleção de evaporadores para o resfriamento de ar devem se observados os seguintes fatores:

1. Temperatura do refrigerante. Geralmente, a diferença entre a temperatura do ambiente a ser resfriado (câmara) e a temperatura do refrigerante (vide equação 4.28), deve obedecer aos critérios estabelecidos na tabela 3.4, a fim de garantir a correta umidade relativa da câmara. Obviamente, a diferença entre a temperatura da câmara e a do refrigerante está diretamente relacionada com o tamanho (área) do evaporador e com a quantidade de calor que deve ser removida. Serpentinhas com menores diferenças de temperatura entre o ar e o refrigerante necessitarão de elevada área de troca de calor, as quais são mais caras e ocupam mais espaço no ambiente refrigerado.

2. Número de evaporadores. O número adequado de evaporadores deve ser tal que garanta uma distribuição uniforme do ar frio por toda a área da câmara. Ambientes irregulares ou muito grandes podem necessitar de mais de um evaporador para garantir uma correta distribuição do ar.

3. Velocidade do ar. A velocidade do ar nas câmaras de conservação de produtos não deve ser superior a 0,5 m/s, para evitar a desidratação excessiva dos produtos.

TABELA 3.4 - DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DE PROJETO PARA SELEÇÃO DE EVAPORADORES

UMIDADE RELATIVA	VARIAÇÃO DE TEMPERATURA				
[%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
$(T = (T_{ea} - T_o)) [(C)$	10,0 a 9,0	9,0 a 8,0	8,0 a 6,5	6,5 a 5,5	5,5 a 4,0

Evaporadores para o resfriamento de líquidos

O líquido é resfriado até uma determinada temperatura e, então, é bombeado para equipamentos remotos, tais como serpentinhas de câmaras frigoríficas e serpentinhas de fan-coils, onde será utilizado para o resfriamento de uma outra substância ou meio.

Os principais tipos de evaporadores para líquidos são:

1. carcaça e tubo (Shell and tube);
2. carcaça e serpentina e (Shell and coil);
3. cascata ou Baudelot; e
4. evaporadores de placas.

1. Carcaça e tubo (shell and tube)

Este tipo de evaporador é um dos mais utilizados na indústria de refrigeração para o resfriamento de líquidos. É fabricado em uma vasta gama de capacidades, podendo ser do tipo inundado, com alimentação por gravidade, em que o refrigerante evapora por fora dos tubos e o líquido a resfriar escoar por dentro dos tubos, ou de expansão direta ou de recirculação por bomba, em que o refrigerante escoar por dentro dos tubos e o líquido a resfriar escoar na parte de fora dos tubos (Figura 3.37).

É fabricado em chapas calandradas com cabeçotes fundidos, espelhos de aço e tubos de cobre ou aço, com aletas ou não. Pode conter vários passes (ou passagens) de modo a manter a velocidade do líquido no interior dos tubos em limites aceitáveis, evitando-se perdas de carga excessivas. Pode conter ainda chicanas (ou baffles) no espaço entre os tubos e a carcaça, que ajudam a posicionar os tubos e direcionam o escoamento, para que o líquido escoar perpendicularmente aos tubos.

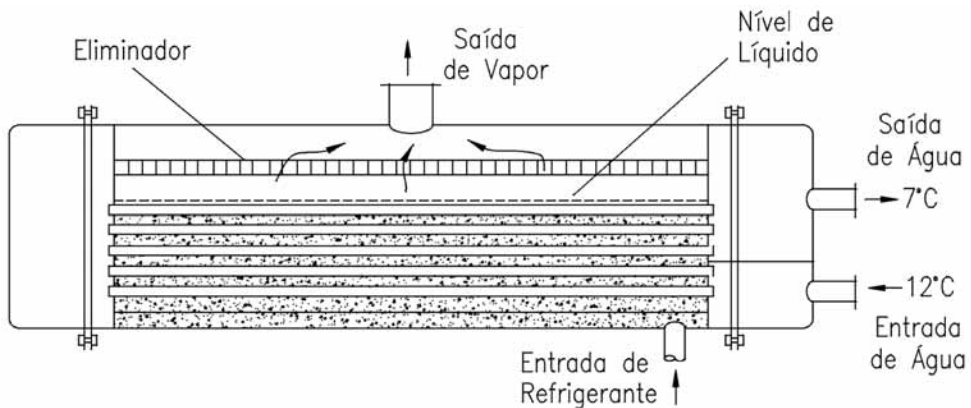


Figura 3.37 - Evaporador carcaça de tubo (shell and tube)

2. Carcaça e serpentina (shell and coil)

Neste tipo de evaporador o fluido frigorífico escoar por dentro do tubo, que é dobrado em forma de serpentina, e o líquido circula por fora do mesmo. Devido a dificuldades de limpeza da serpentina, bem como ao baixo coeficiente global de transferência de calor, não é muito utilizado, restringindo-se a instalações com refrigerantes haloge-

nados de pequena capacidade ou a resfriadores intermediários fechados dos sistemas de duplo estágio.

3. Cascata ou baudelot

Este tipo de evaporador é utilizado para o resfriamento de líquidos, normalmente água para processo, até uma temperatura em torno de 0,5°C acima do seu ponto de congelamento. É projetado de forma que não seja danificado se houver congelamento do líquido.

Os modelos mais antigos destes evaporadores eram constituídos de uma série de tubos, montados uns por cima dos outros, sobre os quais o líquido a resfriar escorre, numa fina película, sendo que o refrigerante circula por dentro deles. Os modelos mais recentes utilizam chapas estampadas e corrugadas de aço inoxidável, com as ondulações servindo de passagem para o refrigerante. A superfície continua permite melhor controle da distribuição do líquido, e o aço inoxidável oferece uma superfície higiênica e de fácil limpeza.

Este evaporador também é muito utilizado na indústria de bebidas (cervejarias), bem como para o resfriamento de leite.

4. Evaporadores de placas

Da mesma forma que no caso dos condensadores, este tipo de evaporador está sendo utilizado cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente de transmissão de calor. Pode ser usado com alimentação por gravidade, recirculação por bomba ou por expansão direta (válvulas termostáticas).

É construído a partir de lâminas planas de metal interligadas por curvas de tubo soldadas a placas contíguas. Pode ser feita também de placas rebaixadas ou ranhuras e soldadas entre si, de modo que as ranhuras formem uma trajetória determinada ao fluxo do refrigerante.

Evaporadores de contato

Este tipo de evaporador constitui um caso particular do evaporador de placas, sendo muito utilizado para o congelamento de produtos sólidos, pastosos ou líquidos.

Atualmente, é construído em chapas de alumínio (liga especial), porém no passado foram utilizados principalmente o cobre e o aço. A sua alimentação pode ser por gravidade, circulação por bomba ou expansão direta.

É mais comumente utilizado como serpentinas de prateleiras em congeladores. O refrigerante circula através dos canais, e o produto a congelar é colocado entre as placas. Esse tipo de evaporador pode ainda ser produzido pelo sistema roll-bond, em que são tomadas duas chapas de alumínio, sobre as quais são impressos canais em grafite com o formato desejado. Faz-se então a união das chapas por caldeamento a 500°C (o caldeamento não ocorre nos pontos onde há grafite). Por último, os canais são expandidos sob uma pressão de até 150 bar, retirando o grafite e deixando o formato dos canais.

A seguir, são mostrados alguns valores típicos do coeficiente global de transmissão de calor (U) dos evaporadores discutidos acima:

TABELA 3.5 - COEFICIENTES GLOBAIS DE TRANSMISSÃO DE CALOR DE ALGUNS EVAPORADORES PARA LÍQUIDOS

TIPO DE EVAPORADOR	U (kcal/m ² h°C)
Shell and tube inundado	244 - 732
Shell and tube inundado para salmoura	146 a 488
Shell and tube seco, com refrigerante halogenado nos tubos e água na carcaça	244 a 561
Baudelot inundado, para água	488 a 976
Baudelot seco, para água	292 a 732
Shell and coil	48 a 122
Evaporador de placas, para água	2100 a 3800

3.3.4 Dispositivos de expansão

Em um sistema de refrigeração, o dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Ao mesmo tempo, este dispositivo deve regular a vazão de refrigerante que chega ao evaporador, de modo a satisfazer a carga térmica aplicada ao mesmo. Neste item serão conside-

Alguns dos principais tipos de dispositivos de expansão, entre eles: válvula de expansão termostática, válvulas de expansão eletrônicas, válvulas de bóia, válvulas de expansão de pressão constante e tubos capilares.

Válvula de expansão termostática

Devido a sua alta eficiência e a sua pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação, as válvulas de expansão termostática (VET) são os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas de refrigeração de expansão direta. Elas regulam o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter um certo grau de superaquecimento do vapor que deixa o mesmo.

A Figura 3.38 mostra o esquema de uma válvula de expansão termostática conectada a uma serpentina de expansão direta. Estas válvulas são constituídas de corpo, mola, diafragma, parafuso de ajuste e bulbo sensível. O bulbo, que contém em seu interior fluido frigorífico saturado do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, é conectado com a parte superior do diafragma por meio de um tubo capilar e deve ser posicionado em contato com a tubulação de saída do evaporador, bem próximo a este. A saída da VET é conectada com a tubulação de entrada do evaporador. Caso este seja de múltiplos circuitos, deve-se utilizar um distribuidor de líquido.

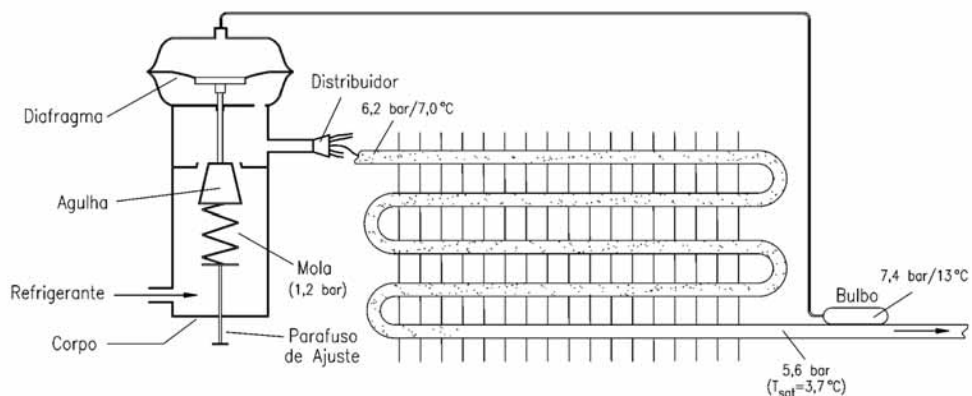


Figura 3.38 - Válvula de expansão termostática (equalização interna).

Quando o refrigerante passa através do orifício da válvula, a sua pressão é reduzida até a pressão de vaporização. O refrigerante líquido escoar através do distribuidor e dos tubos do evaporador, vaporizando-se à medida que recebe calor. Em determinada posição ao longo do comprimento dos tubos, todo o refrigerante líquido já se vaporizou. A partir deste ponto, qualquer fluxo adicional de calor provocará aumento da temperatura do refrigerante. Assim, quando alcança a saída do evaporador, o refrigerante apresenta pequeno grau de superaquecimento, com relação à temperatura de saturação, para a pressão de vaporização.

Se a carga térmica aumenta, mais refrigerante se vaporiza. Conseqüentemente a posição do ponto em que termina a vaporização do refrigerante se move em direção à entrada do evaporador. Isto causa aumento do superaquecimento do refrigerante, o que está associado a um aumento de temperatura na região onde está instalado o bulbo da válvula. Como dentro do bulbo existe refrigerante saturado, este aumento de temperatura provoca aumento de pressão no interior do mesmo e na parte superior do diafragma, faz a agulha obturadora mover para baixo, abrindo a válvula e aumentando a vazão de refrigerante. Assim, mais líquido entra no evaporador, de forma a satisfazer a carga térmica.

Se ocorrer diminuição da carga térmica, o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador tende a diminuir, o que provoca fechamento da válvula, diminuição da vazão de fluido frigorífico e aumento da diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula.

O grau de superaquecimento pode ser ajustado pela variação da tensão impressa à mola da válvula. Maiores tensões na mola exigirão maiores pressões no bulbo para a abertura da válvula, o que implica maiores superaquecimentos.

A Figura 3.39 mostra uma curva em que se tem a capacidade de uma VET em função do superaquecimento. Nesta figura, ΔT_{SS} representa o superaquecimento estático, quando a válvula está fechada e sem carga. O superaquecimento estático não gera pressão suficiente para abrir a válvula a partir da sua posição de completamente fechada. Geralmente, o superaquecimento estático varia de 2,0 a 4,5°C.

O superaquecimento de abertura é designado por ΔT_O . Representa o superaquecimento necessário para levar a válvula da posição completamente fechada até a posição completamente aberta, correspondendo à carga máxima de projeto do evaporador. O superaquecimento de abertura varia de 3,5 a 4,5°C. O superaquecimento de operação, que é designado por ΔT_{OP} , representa o superaquecimento em que se está operando para atender a uma

determinada capacidade frigorífica. O termo ΔT_{RL} , que corresponde à soma de ΔT_{SS} com ΔT_O , representa o superaquecimento fixado para a operação da válvula, cuja carga é fornecida pelo fabricante da válvula em seus catálogos. Seu valor varia entre 5,5 e 11,0°C.

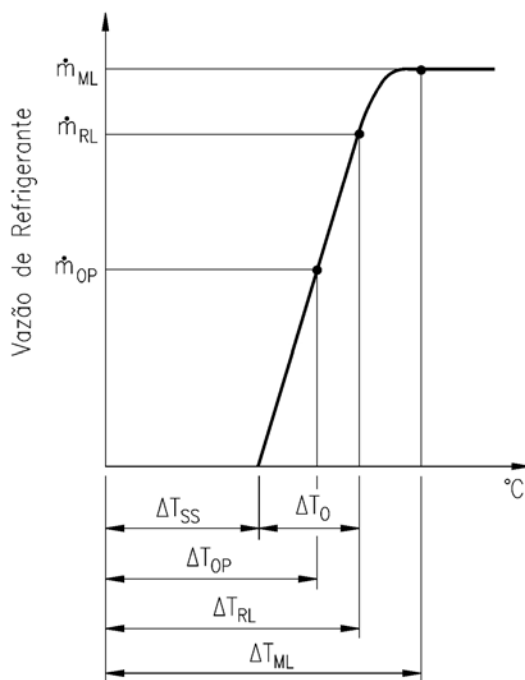


Figura 3.39 - Variação da capacidade de uma VET em função do superaquecimento

Um superaquecimento excessivo ($> 11^{\circ}\text{C}$) significa que grande parte da superfície da serpentina está sendo utilizada para superaquecer o refrigerante, o que diminui a sua capacidade e eficiência. Um superaquecimento muito baixo pode ser perigoso, pois há o risco da sucção de líquido pelo compressor.

Uma VET de equalização externa (Figura 3.40) possui uma tubulação de pequeno diâmetro, que conecta a câmara localizada abaixo do diafragma com a saída do evaporador. Assim a pressão reinante embaixo do diafragma é a mesma da saída do evaporador. As serpentinhas de expansão direta, principalmente aquelas alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável. Portanto, as válvulas de expansão utilizadas com serpentinhas de expansão direta são geralmente do tipo equalização externa.

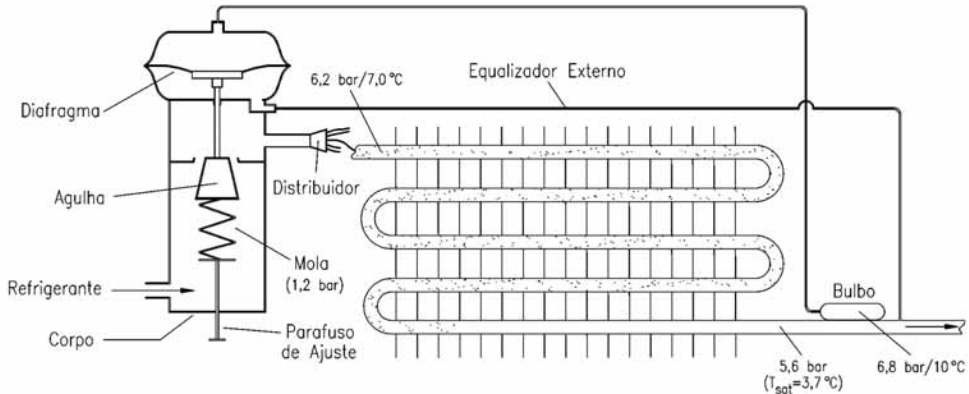


Figura 3.40 - Válvula de expansão termostática de equalização externa

Considere como exemplo uma serpentina de expansão direta utilizando R22 como refrigerante. A temperatura de evaporação na entrada do evaporador é de $7,0^{\circ}\text{C}$, o que corresponde a uma pressão de saturação de 6,2 bar. Se a perda de carga do evaporador é de 0,6 bar, a pressão na saída do mesmo será de 5,6 bar, que corresponde a uma temperatura de saturação de $3,7^{\circ}\text{C}$.

Utilizando-se uma válvula de expansão termostática de equalização interna, para a qual a tensão da mola foi ajustada em 1,2 bar, a pressão no bulbo será de 7,4 bar ($6,2 + 1,2$ bar), o que corresponde a uma temperatura de saturação de aproximadamente 13°C . Neste caso, o superaquecimento do fluido na saída do evaporador será de $9,3^{\circ}\text{C}$ ($13 - 3,7^{\circ}\text{C}$).

Se uma válvula de expansão termostática de equalização externa é usada junto com a serpentina acima, com a mesma tensão na mola, a pressão no bulbo será de 6,8 bar ($5,6 + 1,2$ bar). A esta pressão corresponde uma temperatura de saturação de 10°C . Portanto, o superaquecimento será de $6,3^{\circ}\text{C}$ ($10 - 3,7^{\circ}\text{C}$).

Quando o bulbo da válvula contém refrigerante do mesmo tipo que o utilizado no sistema frigorífico, ao qual a mesma está acoplada, diz-se que a válvula é de carga normal. Se a quantidade de líquido do bulbo é limitada, diz-se que a válvula é carga limitada. Para este caso, todo o líquido se evapora a uma determinada temperatura, como mostra a Figura 3.41. Qualquer aumento da temperatura acima deste ponto resulta somente em pequeno aumento de pressão no diafragma, pois todo o vapor está superaquecido. Assim, limita-se a pressão máxima de operação do evaporador e, conseqüentemente, a temperatura, evitando-se sobrecargas no motor do compressor.

Se o tipo de refrigerante do bulbo da válvula é diferente daquele utilizado na instalação, diz-se que a válvula é de carga cruzada. O objetivo principal destas válvulas é manter um grau de superaquecimento aproximadamente constante para toda a gama de temperaturas de evaporação do sistema frigorífico, o que pode não acontecer para as VET de carga normal.

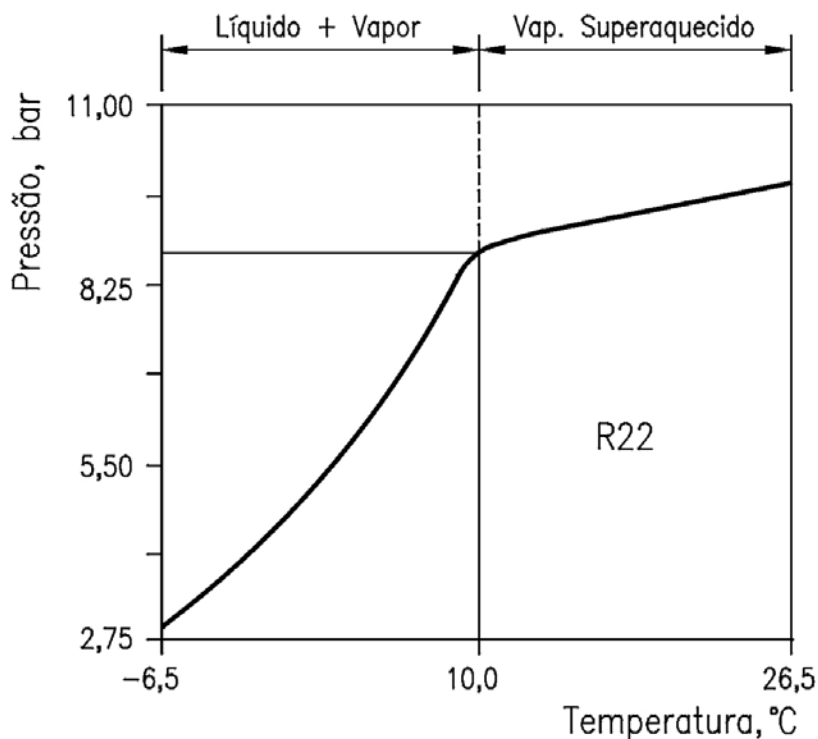


Figura 3.41 - Válvula de expansão termostática com carga limitada

A Figura 3.42.a mostra uma curva da pressão no bulbo em função da temperatura para uma VET de carga normal. Para um valor constante da tensão da mola, o valor da diferença entre a pressão no bulbo e a pressão de evaporação ($\Delta P_M = P_B - P_O$) é constante. Assim, para diferentes temperaturas de evaporação a diferença entre a temperatura do bulbo e a temperatura do refrigerante na saída do evaporador ($\Delta T_B = T_B - T_{SE}$) varia. No caso das VET de carga cruzada (Figura 3.42.b), o valor de ΔT_B é aproximadamente constante, o que previne a aspiração de líquido pelo compressor em condições de elevada temperatura de evaporação.

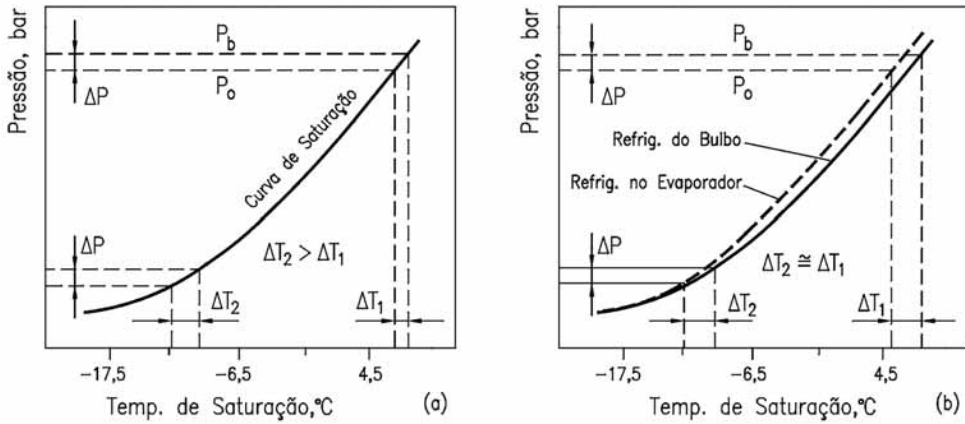


Figura 3.42 - Características das VET. Carga normal (a) e carga cruzada (b)

Em algumas situações podem ocorrer instabilidades na operação da VET, resultando em ciclos de superalimentação e subalimentação do evaporador, sendo este fenômeno conhecido como hunting da válvula. O hunting causa flutuações de pressão e temperatura, podendo reduzir a capacidade do sistema frigorífico.

O intervalo de tempo necessário para o escoamento do refrigerante desde a entrada do evaporador até o ponto onde está instalado o bulbo pode levar, em determinadas condições, a uma abertura excessiva da válvula, o que alimenta o evaporador com excesso de refrigerante líquido. Algumas gotas deste líquido podem ser transportadas até a saída do evaporador, resfriando rapidamente a parede do tubo onde está instalado o bulbo e reduzindo subitamente a alimentação de refrigerante pela válvula, a qual passa a operar em ciclos rápidos de sobrealimentação e subalimentação, isto é, em hunting.

O hunting de uma válvula de expansão termostática é determinado pelos seguintes fatores:

- da válvula - uma válvula superdimensionada pode levar ao hunting;
- grau de superaquecimento - quanto menor o grau de superaquecimento, maiores as chances da válvula entrar em hunting;
- carga do bulbo - válvulas de carga cruzada são menos susceptíveis ao hunting; e

- posição do bulbo - a correta seleção da posição do bulbo freqüentemente minimiza o hunting, devendo o bulbo ser instalado na parte lateral (a 45°) de uma secção horizontal da tubulação, localizada imediatamente na saída do evaporador.

A Figura 3.43 mostra a variação da capacidade frigorífica de uma válvula de expansão termostática típica, em função da temperatura de vaporização e condensação. Os fabricantes de válvulas de expansão normalmente fornecem a capacidade frigorífica da válvula em função da diferença de pressão, sob a qual a válvula deve operar, e da temperatura de vaporização, como mostrado na Figura 3.44.

Além dos parâmetros mencionados acima, o fabricante fornece, em geral, uma tabela de correção para diferentes valores de temperatura de condensação, como mostrado na Figura 3.45.

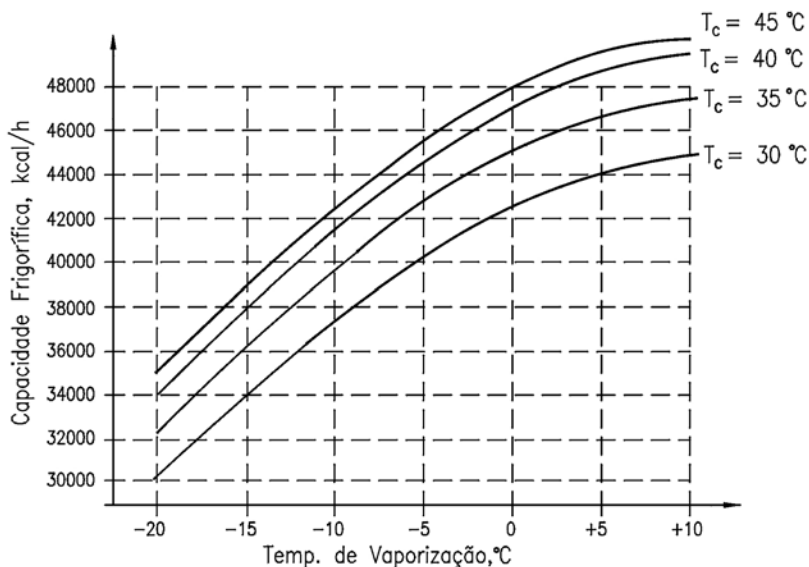


Figura 3.43 - Capacidade frigorífica da válvula de uma VET

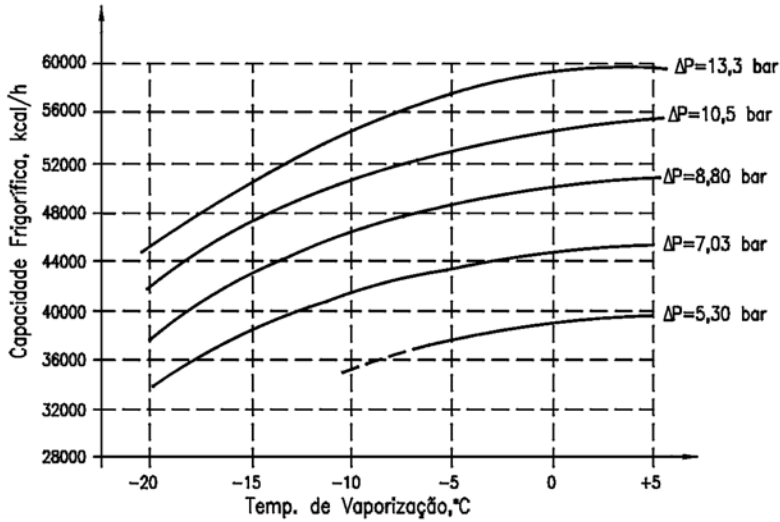


Figura 3.44 - Capacidade frigorífica de uma dada válvula de expansão termostática

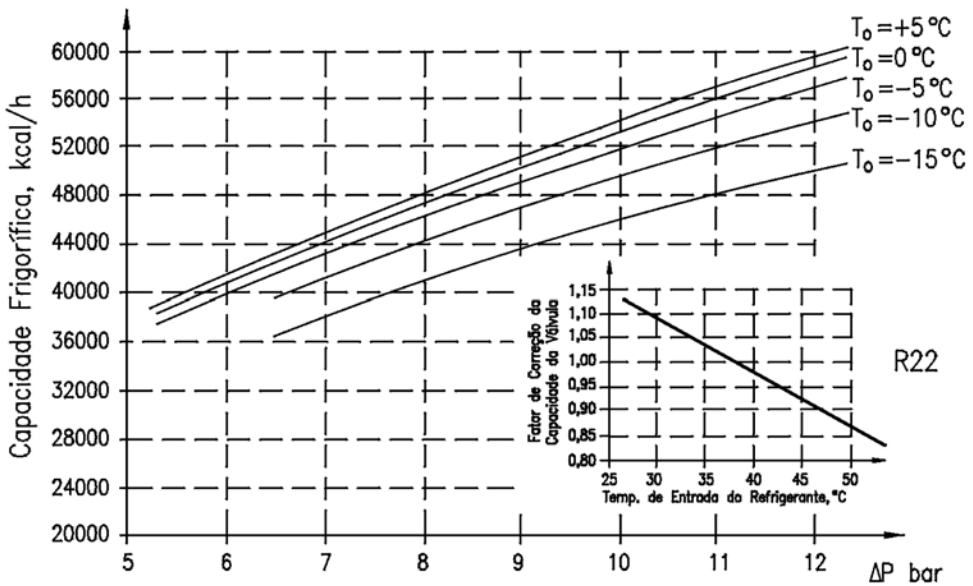


Figura 3.45 - Capacidade frigorífica da dada válvula de expansão termostática

Válvulas de expansão eletrônicas

As válvulas de expansão elétricas ou, mais precisamente, as eletrônicas ou microprocessadas, são capazes de promover um controle mais preciso e eficiente do fluxo de refrigerante, resultando em economia de energia. Atualmente, existem três tipos básicos de válvulas de expansão elétricas: as acionadas por motores de passo; as de pulsos de largura modulada; e as analógicas.

Os motores de passo podem ser eletronicamente controlados, de forma que se pode obter rotação contínua do seu eixo nas duas direções. Além disto, eles podem ter o seu eixo movimentado de forma discreta, em frações da sua rotação. Utilizando um acoplamento por engrenagens e cremalheiras, o movimento de rotação destes motores pode ser facilmente transformado em movimento de translação, o que permite executar movimentos de abertura e fechamento das válvulas de expansão. Dolin (1997) afirma que determinados modelos de válvulas de expansão eletrônica acionadas por motor de passo podem ter até 1532 passos para um curso de apenas 3.2 mm. Utilizadas em um sistema com R22, estas válvulas permitem variar a vazão mássica de refrigerante de 0,001 kg /min, ou a capacidade em 0,88 W, a cada passo.

No caso do controle por pulsos de largura modulada, são utilizadas válvulas solenóides para controlar a vazão. Como se sabe, as válvulas solenóide operam de forma on/off; isto é, elas podem estar completamente abertas ou completamente fechadas. No entanto, pode-se controlar a vazão de refrigerante com estas válvulas alterando-se o seu tempo, largura do pulso ou duração de abertura. Por exemplo, se uma válvula com largura de pulso modulada opera com 5 pulsos por segundo e se a vazão deve ser reduzida para 40% da nominal, a válvula deverá ficar aberta por 5 segundos e fechada por 5 segundos.

O fechamento repentino da válvula pode causar golpes de líquido na linha de refrigerante que alimenta a válvula, gerando vibração excessiva. A introdução de um amortecimento onde o refrigerante líquido é forçado acima ou abaixo do êmbolo da válvula por uma pequena passagem pode ser uma forma efetiva de reduzir a velocidade de abertura e fechamento.

Ao invés de abrir ou fechar completamente a válvula, pode-se utilizar uma válvula analógica e variar a intensidade do campo magnético aplicado à sua bobina, de forma que a agulha da válvula (ou êmbolo) pare em várias posições intermediárias. Uma vez que o circuito de acionamento destas válvulas é mais complicado do que o necessário para gerar o sinal digital requerido para o controle dos motores de passo e para modulação de pul-

sos, necessários aos outros dois tipos de válvulas, a eficiência das válvulas analógicas não é tão boa quanto a dos outros dois modelos.

Comparadas com as válvulas de expansão termostática, as válvulas eletrônicas são:

- promovem controle mais preciso da temperatura;
- promovem controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável;
- são capazes de operar com menores pressões de condensação, o que é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente; e
- podem resultar em economia de energia de 10% (ou mais).

Entre os três tipos de válvulas citados, as acionados por motores de passo são as que têm melhor eficiência e promovem o controle mais preciso.

O sinal para controle das válvulas eletrônicas pode ser gerado a partir de um termistor, instalado na saída do evaporador, que pode detectar a presença de refrigerante líquido. Quando não ocorre a presença de líquido, a temperatura do termistor se eleva, o que reduz sua resistência elétrica. Esta variação de resistência pode ser analisada por um circuito, que enviará o sinal digital para posicionamento da agulha da válvula.

Válvulas de bóia

Este é um tipo de válvula de expansão que mantém constante o nível de líquido em um recipiente, diretamente no evaporador ou nos separadores de líquido. Existem dois tipos de válvula de bóia para sistemas de refrigeração: alta pressão e baixa pressão.

A válvula de bóia de alta pressão controla de forma indireta a vazão de refrigerante que vai ao evaporador, mantendo constante o nível de líquido em uma câmara de alta pressão. A Figura 3.46 mostra o esquema de uma válvula de bóia de alta pressão. A agulha obturadora da válvula está conectada com o flutuador, de forma que qualquer elevação do nível da câmara abrirá a válvula, permitindo a passagem de refrigerante para o evaporador.

Como a câmara de alta pressão comporta somente uma pequena quantidade de refrigerante, a maior parte do líquido é armazenada no evaporador. Assim, o controle da carga

de refrigerante é essencial. Cargas excessivas podem levar à aspiração de líquido pelo compressor, enquanto a falta de fluido pode reduzir a capacidade do sistema.

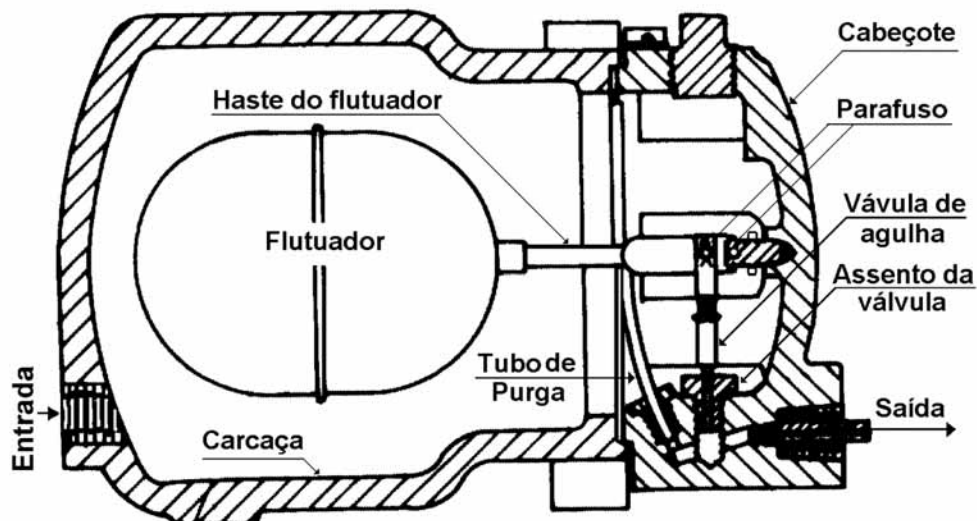


Figura 3.46 - Válvula de bóia de alta pressão

A válvula de bóia de baixa pressão (Figura 3.47) controla a alimentação de refrigerante de forma a manter um nível de líquido constante no evaporador. Quando cai o nível de líquido no evaporador, o flutuador se move para baixo, abrindo a válvula e injetando mais refrigerante no mesmo. Em sistemas de pequena capacidade, o flutuador é colocado diretamente dentro do evaporador, em lugar de se usar uma câmara separada. A operação das válvulas de bóia de baixa pressão pode ser de forma contínua ou intermitente. O controle da carga de refrigerante não é tão crítico quanto no caso da válvula de alta pressão.

Em evaporador com altas taxas de evaporação, a formação de bolhas de vapor pode elevar o nível de refrigerante durante a operação, criando um "falso" nível. Assim, o flutuador deve ser colocado em uma posição adequada, para o correto controle do nível. Em grandes instalações, emprega-se válvula de bóia combinada com solenóides, que são acionadas pelo flutuador da válvula de bóia.

A válvula de bóia de alta pressão pode ser utilizada em sistemas de expansão seca ou em evaporadores inundados. A válvula de baixa pressão é freqüentemente utilizada com evaporadores ou serpentinas inundadas.

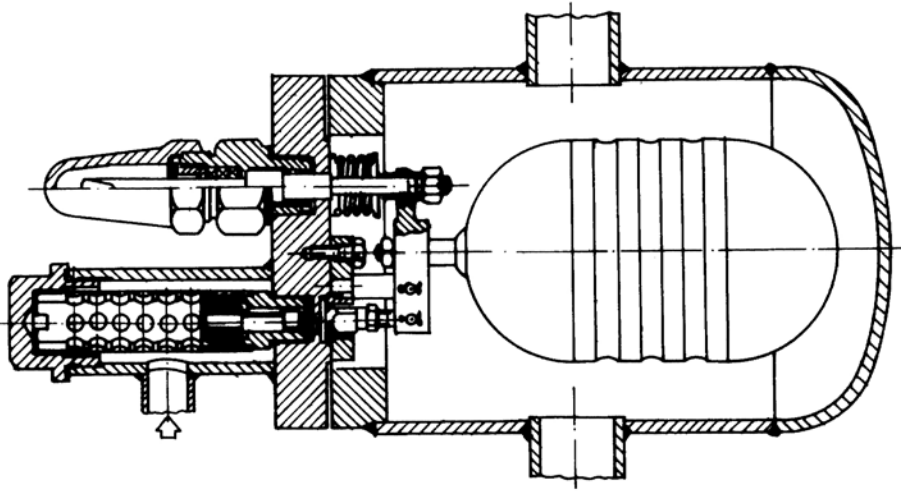


Figura 3.47 - Válvula de bóia de baixa pressão

Válvula de expansão de pressão constante

A válvula de expansão de pressão constante mantém uma pressão constante na sua saída, inundando mais ou menos o evaporador, em função das mudanças de carga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interação de duas forças opostas: pressão do fluido refrigerante no evaporador e da pressão de mola, como mostrado na Figura 3.48. A pressão do fluido refrigerante exercida sobre um lado do diafragma age para mover a agulha na direção de fechamento do orifício da válvula, enquanto a pressão de mola, agindo sobre o lado oposto do diafragma, move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício.

É importante observar que as características de operação da válvula de expansão de pressão constante são tais que esta fechará suavemente quando o compressor é desligado e permanecerá fechada até que o compressor volte a ser ligado. Por questões ligadas ao seu princípio de operação, a válvula de expansão de pressão constante se adapta melhor a aplicações em que a carga térmica é aproximadamente constante. Por conseguinte, ela tem uso limitado.

Sua utilidade principal é em aplicações em que a temperatura de vaporização deve ser mantida constante, em determinado valor, para controlar a umidade em câmaras frigorífi-

cas ou evitar o congelamento em resfriadores de água. Elas também podem ser vantajosas quando se torna necessário proteger contra sobrecarga do compressor. A principal desvantagem deste tipo de válvula é sua eficiência relativamente baixa, quando comparada com os outros tipos de controle de fluxo, especialmente em condições de carga térmica variável.

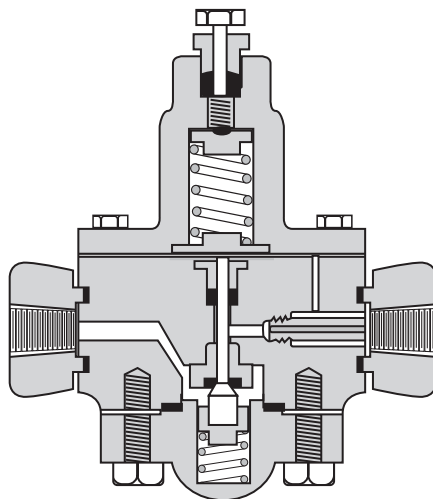


Figura 3.48 - Válvula de expansão de pressão constante

Tubos capilares

Nos sistemas de pequena capacidade (geladeiras, aparelhos de ar condicionado de janela, freezers, etc.) o dispositivo de expansão mais utilizado é o tubo capilar, que nada mais é que um tubo de pequeno diâmetro, com determinado comprimento, que conecta a saída do condensador com a entrada do evaporador.

O diâmetro interno de um tubo capilar (D_i) varia de 0,5 a 2,0 milímetros, com comprimentos (L) desde 1,0 até 6,0 metros. Para refrigerantes halogenados, o tubo capilar geralmente é feito de cobre. Nos últimos anos, observa-se uma tendência da utilização de capilares mais curtos, nos quais a relação L/D_i é da ordem de 3 a 20. Estes capilares mais curtos têm sido fabricados de latão ou outras ligas à base de cobre.

Quando se utiliza tubo capilar em um sistema de refrigeração, devem ser tomados cuidados adicionais com a instalação. A presença de umidade e resíduos sólidos ou o estran-

gulamento do componente por dobramento poderão ocasionar obstrução parcial ou total na passagem do refrigerante através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. Também pode ser utilizado um filtro de tela metálica antes do capilar, o qual tem a função de reter impurezas e materiais estranhos, evitando o entupimento do mesmo.

O tubo capilar difere de outros dispositivos de expansão também pelo fato de não obstruir o fluxo de refrigerante para o evaporador quando o sistema está desligado. Quando o compressor é desligado, ocorre equalização entre as pressões dos lados alto e baixo através do tubo capilar, e o líquido residual do condensador passa para o evaporador. Estando este líquido residual à temperatura de condensação, se a sua quantidade for demasiadamente grande provocar-se-á degelo do evaporador e/ou ciclagem curta do compressor. Além disso, há ainda o risco de que, ao se ligar o compressor, algum líquido passe do evaporador para o compressor.

Por essas razões, a carga de refrigerante em um sistema que usa tubo capilar é crítica, não sendo empregado nenhum tanque coletor entre o condensador e o tubo capilar. A carga de refrigerante deve ser a mínima possível para satisfazer os requisitos do evaporador e, ao mesmo tempo, manter uma vedação, com refrigerante líquido, da entrada do tubo capilar no condensador. Qualquer refrigerante em excesso somente, irá estagnar-se no condensador, provocando as seguintes conseqüências:

- durante a operação, haverá elevação da pressão de condensação, reduzindo-se assim a eficiência do sistema;
- haverá também uma tendência a uma maior vazão de refrigerante através do capilar, com conseqüente variação da capacidade frigorífica;
- pode haver sobrecarga do motor do compressor; e
- durante o tempo em que o sistema está desligado, todo o líquido excedente passará do condensador para o evaporador, com as conseqüências já vistas acima.

Devido à carga crítica de refrigerante, um tubo capilar nunca deve ser empregado em conjunto com um compressor do tipo aberto. As fugas de refrigerante ao redor da vedação do eixo poderiam tornar o sistema inoperante dentro de um curto espaço de tempo. O uso de tubos capilares em sistemas divididos, nos quais o compressor está localizado a uma certa distância do evaporador, também deve ser evitado, pois são difíceis de se carregar com exatidão e as longas linhas de sucção e de líquido requerem uma grande carga de refrigerante, o qual se concentraria no evaporador quando o sistema estivesse desligado.

Com relação aos condensadores projetados para operar com tubos capilares, devem ser observados os seguintes requisitos:

- O líquido deve ser capaz de fluir livremente para o evaporador quando o sistema estiver desligado. Caso contrário, haverá vaporização do líquido no condensador e condensação no evaporador, acelerando ainda mais o degelo.
- Os tubos devem ter o menor diâmetro possível, de modo a se conseguir uma pressão de condensação adequada com uma quantidade mínima de refrigerante.

Com relação ao evaporador, deve-se prever um dispositivo para acúmulo de líquido na sua descarga, a fim de evitar que este passe para o compressor durante a partida. O líquido se vaporiza no acumulador e chega ao compressor somente sob a forma de vapor. A troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção do compressor garante maior subresfriamento do líquido e minimiza a formação de vapor no interior do capilar. Assim, previne-se a redução da vazão de refrigerante.

Vantagens dos tubos capilares

- (não apresenta partes móveis);
- baixo custo;
- permite a equalização das pressões do sistema durante as paradas (motor de acionamento do compressor pode ser de baixo torque de partida); e
- redução da quantidade e custo do refrigerante e eliminação da necessidade de um tanque coletor.

Desvantagens dos tubos capilares

- Impossibilidade de regulagem para satisfazer distintas condições de carga;
- risco de obstrução por matéria estranha;
- exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos; e

- redução da eficiência operacional para qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação.

3.3.5 Torre de resfriamento

Sistemas de refrigeração, de ar condicionado e processos industriais, geralmente geram calor, que deve ser extraído e dissipado. Normalmente utiliza-se água como elemento de resfriamento.

Se existe água disponível em quantidade suficiente e temperatura adequada, sem problemas econômicos ou ecológicos, basta utilizá-la de maneira contínua, retirando-a por exemplo, de um rio. Se esta solução não for possível ou se for inviável econômica ou ecologicamente, o procedimento mais comum é empregar uma torre de resfriamento, que permite por meio da evaporação de uma pequena quantidade de água, transmitir calor para o ar, de forma que água possa ser empregada novamente para resfriamento, devendo-se repor ao circuito apenas a parte de água perdida por evaporação. Assim, uma torre de resfriamento é uma instalação para resfriamento de água por meio do contato com o ar atmosférico, como mostra a Figura 3.49.

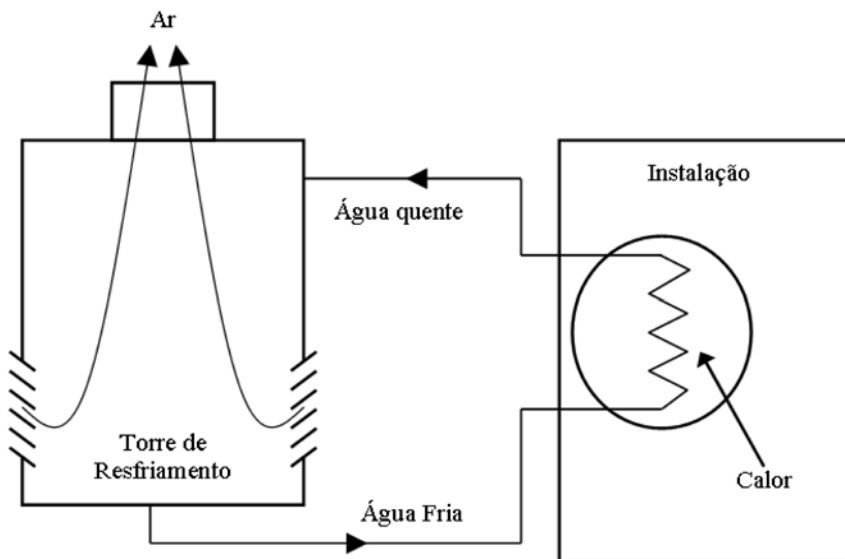


Figura 3.49 - Instalação com torre de resfriamento

Tipos de torres de resfriamento

Os métodos para expor a água à corrente de ar são numerosos, tendo cada um suas vantagens específicas, que devem ser consideradas de acordo com a aplicação e o rendimento requeridos em cada caso.

Uma primeira classificação pode ser feita em função da forma como a água é distribuída para se obter bom contato com o ar ascendente. Existem dois métodos básicos: estender a água em finas camadas sobre superfícies; ou produzir gotas mediante o choque da água em sua queda, como mostra a Figura 3.50.

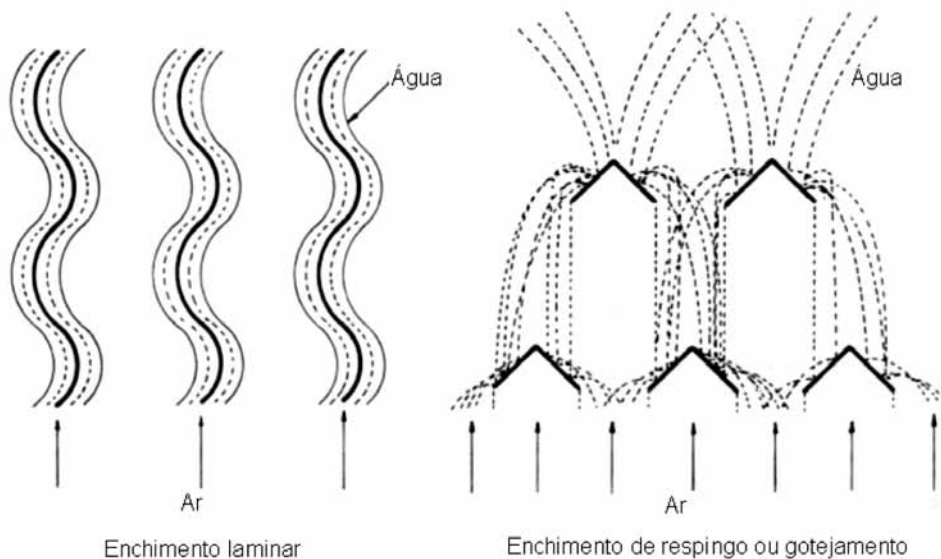


Figura 3.50 - Sistemas de distribuição de água

Uma segunda classificação é a que se baseia no fluxo relativo entre as correntes de água e ar (Figura 3.51). De acordo com esse critério, têm-se:

- torres de fluxo em contracorrente; ou
- torres de fluxo cruzado.

Comparação entre os sistemas:

- nas torres de fluxo em contracorrente, a água mais fria entra em contato com o ar mais seco, alcançando a máxima eficiência;
- nas torres de fluxo cruzado, o acesso aos elementos mecânicos e ao sistema de distribuição é mais fácil;
- nas torres de fluxo cruzado, a entrada de ar pode abranger toda a altura da torre, tendo como consequência torres mais baixas, reduzindo assim a potência de bombeamento; w
- nas torres de fluxo em contracorrente, existe menor risco de recirculação de ar.

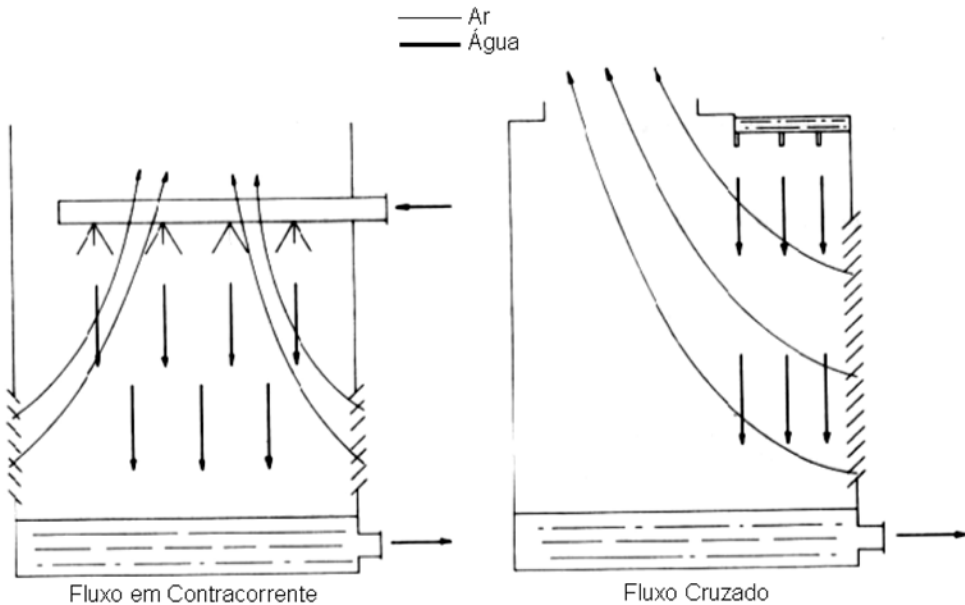


Figura 3.51 - Relação entre os fluxos de água e ar

A classificação mais difundida e de maior importância na avaliação de torres de resfriamento é aquela baseada na forma de movimentação do ar através da mesma. De acordo com essa classificação, têm-se quatro tipos de torres:

Torre atmosférica

Neste tipo de torre, a água cai em fluxo cruzado em relação ao movimento horizontal do ar, produzindo certo efeito de contracorrente, devido às correntes de convecção produzidas pela água quente. O movimento do ar depende principalmente do vento.

Principais características:

- alto tempo de vida, com baixo custo de manutenção;
- não se produz recirculação do ar utilizado;
- a torre precisa ser localizada num espaço amplo;
- devido a sua altura é preciso uma ancoragem segura contra o vento;
- a torre deve ser orientada na direção dos ventos dominantes;
- a temperatura da água varia com a direção e a velocidade do vento;
- não é possível atingir uma pequena temperatura de aproximação; e
- o custo é quase tão alto quanto o de uma torre com elementos mecânicos.

Em relação a este tipo de torre, podem-se distinguir entre aquelas que não possuem enchimento e aquelas que possuem enchimento de respingo (Figura 3.52). Estas últimas possuem comportamento muito melhor que as anteriores. Porém, em qualquer caso, as torres atmosféricas estão ultrapassadas e constituem uma mínima parte das torres existentes.

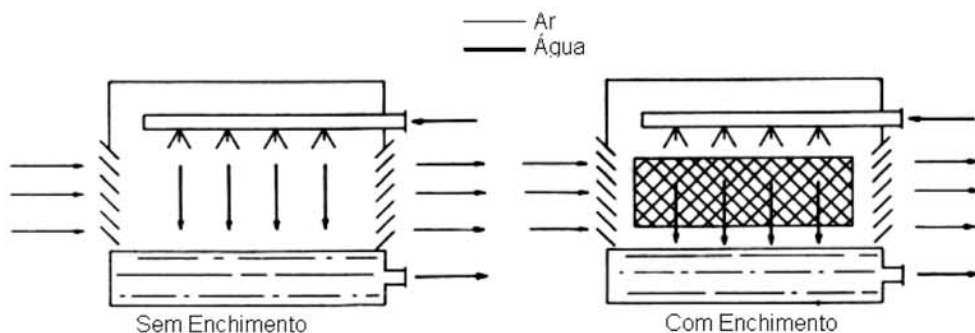


Figura 3.52 - Torres atmosféricas

Torres de tiragem mecânica

A utilização de ventiladores para mover o ar através da torre proporciona um controle total da entrada de ar. As suas principais características são:

- compactas, necessitam de pouca superfície;
- controle fino da temperatura da água fria;
- menor altura de bombeamento;
- a orientação da torre não é determinada pelos ventos dominantes;
- com um enchimento eficiente, é possível atingir temperaturas de aproximação de 1 a 2°C, apesar de que é preferível manter-se entre 3 a 4°C
- as falhas mecânicas reduzem bastante a confiabilidade;
- a potência de ventilação pode ser importante, aumentando os gastos de operação;
- a recirculação do ar usado deve ser evitada, pois a eficiência é afetada;
- os custos de operação e manutenção são maiores que os das torres de tiragem natural; e
- os ruídos e vibrações produzidos pelos ventiladores podem constituir um problema, dependendo da localização.

Torre de tiragem mecânica forçada

Neste tipo de torre os ventiladores são posicionados na entrada de ar, de tal forma que forcem o ar através do enchimento (Figura 3.53). As suas principais características são:

- o equipamento mecânico se encontra no nível do solo;
- é mais eficiente que a corrente induzida (apresentada a seguir), já que a velocidade da corrente de ar é convertida em pressão estática, realizando um trabalho útil, e o ventilador trabalha com ar frio com densidade maior que no caso da tiragem induzida;
- os equipamentos mecânicos se encontram situados em uma corrente de ar relativamente seca e são de fácil acesso para manutenção

- o tamanho do ventilador é limitado, necessitando de grande número de ventiladores pequenos e de maior velocidade, comparado com uma instalação de tiragem induzida (conseqüentemente, o nível de ruído é maior);
- existe tendência de formação de gelo nos ventiladores durante as épocas frias, com conseqüente obstrução da entrada de ar; e
- alguns tipos apresentam problemas de recirculação de ar usado em direção a zona de baixa pressão criada pelo ventilador na entrada de ar, especialmente quando a velocidade de saída do ar é baixa.

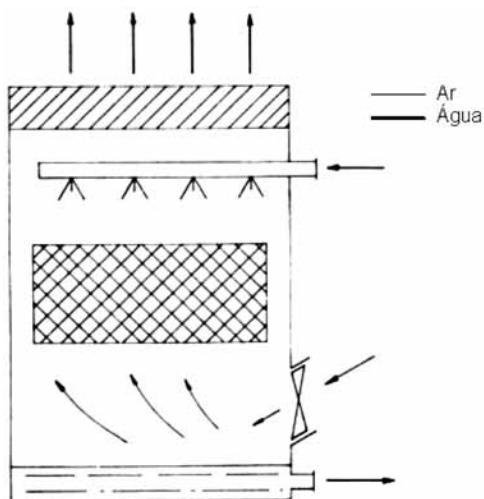


Figura 3.53 - Torre de tiragem forçada

Figura 3.53 - Torre de tiragem forçada

Torre de tiragem mecânica induzida

Neste tipo de torre os ventiladores são posicionados na saída de ar, geralmente na parte superior da torre (Figura 3.54). As suas principais características são:

- é possível instalar grandes ventiladores, de forma que podem ser mantidas velocidades e níveis de ruído baixos;

- o ar entra a uma velocidade considerável, podendo arrastar consigo corpos estranhos e permitindo a instalação de filtros de ar;
- devido às altas velocidades de saída do ar, os problemas de recirculação são bastante reduzidos;
- tendência a produzir vibrações, devido à montagem do ventilador sobre a estrutura;
- os elementos mecânicos são de difícil acesso e encontram-se submergidos em uma corrente de ar úmido e quente; e
- menor superfície ocupada que o sistema mecânico forçado, devido à ausência de ventiladores ao redor da torre.

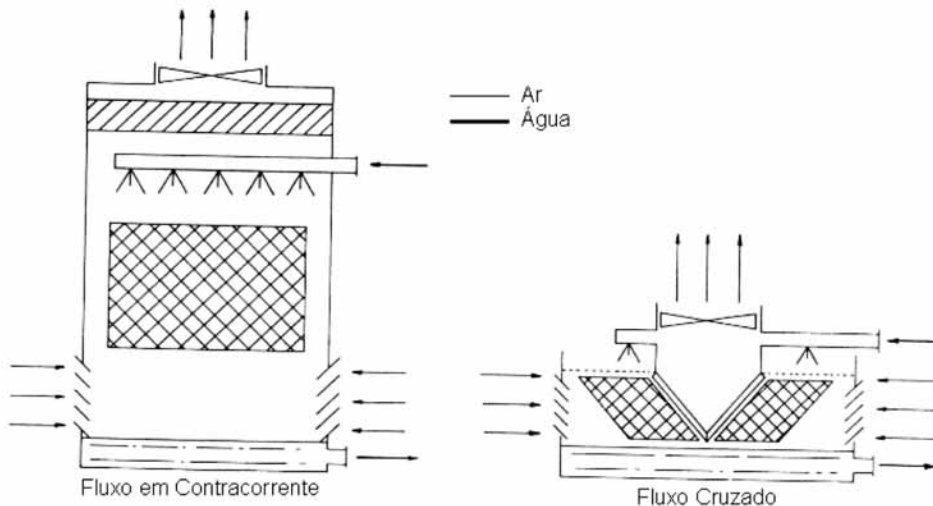


Figura 3.54 - Torre de tiragem induzida

Descrição dos sistemas vinculados à utilização de energia

Sistema de distribuição de água

Os sistemas de distribuição de água são classificados como:

- por gravidade; e
- por pressão.

O sistema por gravidade é utilizado quase sempre com torres de fluxo cruzado, enquanto que em torres de contracorrente geralmente é utilizado o sistema por pressão.

Sistema por gravidade (Figura 3.55)

Sua principal vantagem consiste na pequena altura de bombeamento requerido, a qual conduz a baixos custos de operação. A regulagem da vazão de água por célula, necessária para atingir a máxima eficiência, é feita mediante a simples inspeção visual e a consequente variação do nível de água na bandeja. A manutenção das bandejas abertas não oferece problemas e pode ser realizada mesmo com a torre em operação.

Raramente se utiliza este sistema para torres com fluxo em contracorrente, devido às dificuldades de projeto e ao ajuste da distribuição de água. Ocorre interferência com o fluxo de ar.

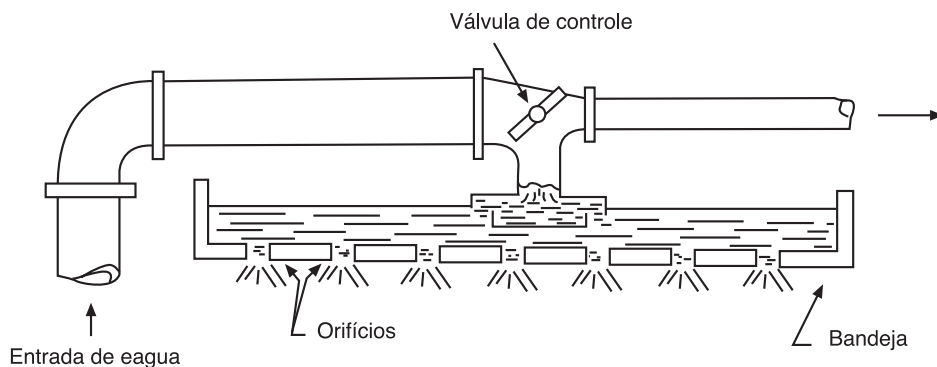


Figura 3.55 - Sistema de distribuição por gravidade

Sistema por pressão

A maior parte das torres com fluxo em contracorrente se encontra equipada com sistemas de pulverização por pressão com os bicos voltados para baixo. Este sistema não só atua como distribuidor de água como contribui diretamente com o rendimento da torre.

Os problemas associados a este tipo de sistema referem-se, principalmente a manutenção e regulagem do fluxo de água. A sujeira acumulada nos ramais e nos pulverizadores é de difícil limpeza e além disso, estes se encontram posicionados abaixo

dos eliminadores de gotas. Existe ainda o problema de se igualar a vazão nas diferentes células, que é um requisito imprescindível para se conseguir o funcionamento adequado da torre.

A Figura 3.56 apresenta um sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa, enquanto a Figura 3.57 apresenta um sistema por pressão rotativo.

O primeiro é constituído por um coletor central, do qual parte uma série de ramais laterais, eqüidistantes e simétricos, de tal forma que a rede formada cobre a superfície da torre, repartindo a vazão de água de forma homogênea. A velocidade da água nos ramais oscilam entre 1,5 e 2,0 m/s.

Os distribuidores rotativos possuem um coletor vertical central com braços horizontais que cobrem diametralmente a planta da torre, que deve necessariamente ser circular. O movimento do braço resulta da força de reação ao movimento de saída da água sob pressão através dos pulverizadores, que formam um determinado ângulo com a vertical.

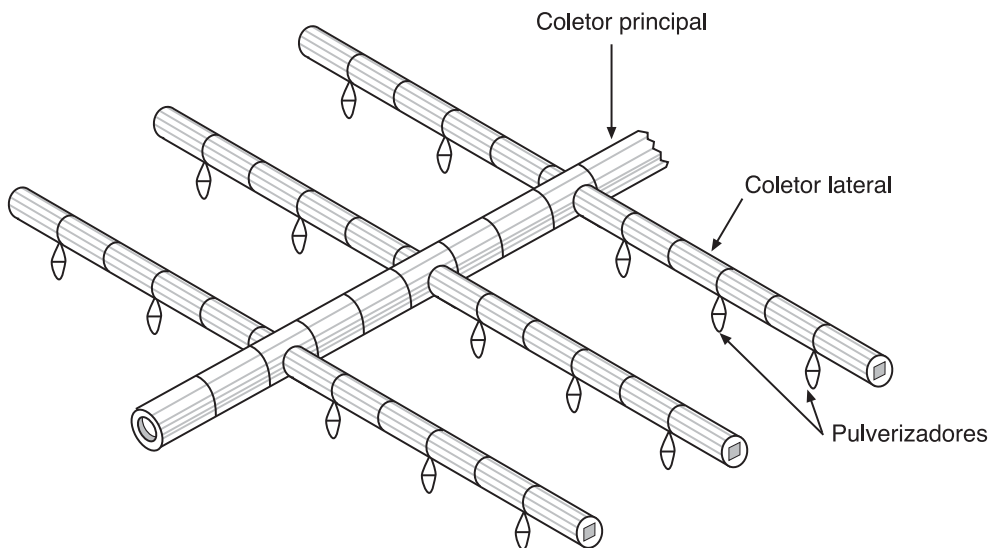


Figura 3.56 - Sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa

