



<http://www.eletronicosforum.com>

ENG176

REFRIGERAÇÃO E

AR CONDICIONADO

PARTE I

REFRIGERAÇÃO

Prof. Dr. Marcelo José Pirani



ÍNDICE

CAPÍTULO 1 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS	1
1.1 – Introdução	1
1.2 – Definições	1
1.3 – Propriedades Termodinâmicas de uma Substância	3
1.4 – Equações de Estado	4
1.5 – Tabelas de Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos Frigoríficos	5
1.6 – Diagramas de <i>MOLLIER</i> para Fluidos Refrigerantes	6
1.7 – Primeira Lei da Termodinâmica	8
1.8 – Transferência de Calor	10
1.8.1 – Transferência de calor por condução	11
1.8.2 – Transferência de calor por convecção	12
1.8.3 – Transferência de calor por radiação	13
1.8.4 – Analogia entre fluxo de calor e elétrico	14
1.8.5 – Coeficiente global de transferência de calor	15
1.8.6 – Diferença de temperatura média logarítmica	16
CAPÍTULO 2 – CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	19
2.1 – Introdução	19
2.2 – Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor	20
2.3 – Ciclo Real de Compressão de Vapor	21
2.4 – Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor	22
2.4.1 – Capacidade frigorífica	23
2.4.2 – Potência teórica de compressão	23
2.4.3 – Calor rejeitado no condensador	24
2.4.4 – Dispositivo de expansão	25
2.4.5 – Coeficiente de performance do ciclo	25
2.5 – Parâmetros que Influenciam o COP do Ciclo de Refrigeração	26
2.5.1 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico	26
2.5.2 – Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico	27
2.5.3 – Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico	28
2.5.4 – Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico	29
CAPÍTULO 3 – COMPONENTES DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	32
3.1 – Compressores	32
3.1.1 – Introdução	32
3.1.2 – Compressores Alternativos	33
3.1.3 – Compressor parafuso	43
3.1.4 – Compressor de palhetas	44
3.1.5 – Compressores centrífugos	46
3.1.6 – Controle de capacidade	48
3.1.7 – Compressores Scroll	48
3.2 Seleção do Compressor	51
3.3 – Condensadores	54
3.3.1 – Capacidade dos Condensadores	54
3.3.2 – Características dos Condensadores	58
3.3.3 – Comparação entre os tipos de condensadores	65



3.4 – Evaporadores.....	68
3.4.1 – Capacidade dos Evaporadores.....	68
3.4.2 – Classificação dos Evaporadores Quanto ao Sistema de Alimentação.....	70
3.4.3 – Classificação dos Evaporadores Quanto ao Fluido a Resfriar.....	72
3.5 – Dispositivos de Expansão.....	81
3.5.1 – Válvula de Expansão Termostática.....	81
3.5.2 – Válvulas de Expansão Eletrônicas.....	87
3.5.3 – Válvulas de Bóia.....	89
3.5.4 – Válvula de Expansão de Pressão Constante.....	90
3.5.5 – Tubos Capilares.....	91
3.6 – Torre de Resfriamento.....	94
3.6.1 – Introdução.....	94
3.6.2 – Tipos de Torres de Resfriamento.....	94
3.6.3 – Torres atmosféricas.....	96
3.6.4 – Torres de Tiragem Mecânica.....	97
3.6.5 – Descrição dos sistemas vinculados a utilização de energia.....	99
3.7 – Acessórios.....	107
3.7.1 – Pressostatos.....	107
3.7.2 – Termostatos.....	107
3.7.3 – Filtros e Secadores.....	108
3.7.4 – Separadores de óleo.....	108
3.7.5 – Válvulas Solenóide.....	109
3.7.6 – Visores de Líquido.....	110
3.7.7 – Reservatórios de Líquidos.....	111
3.8 – Fluidos Refrigerantes.....	111
3.8.1 – Propriedades físicas.....	121
3.8.2 – Características de desempenho dos refrigerantes no ciclo de compressão a vapor.....	122
3.8.3 – Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio de refrigerantes.....	124
3.8.4 – Compatibilidade com materiais.....	126
3.8.5 – Interação com o óleo lubrificante.....	126
3.8.6 – Comparação entre amônia e refrigerantes halogenados.....	128
3.8.7 – Conversões e Substituições.....	129
3.9 – Isolantes Térmicos.....	131
3.9.1 – Principais Materiais Isolantes.....	131
3.9.2 – Condutividade térmica dos isolantes.....	134
3.9.3 – Resistência à Umidade.....	137
CAPÍTULO 4 – SISTEMAS MULTIPRESSÃO.....	141
4.1 – Introdução.....	141
4.1.1 – Vantagens do sistema multipressão.....	142
4.2 – Separador de Líquido.....	143
4.3 – Separador-Resfriador de Líquido.....	143
4.4 – Resfriamento Entre Estágios.....	144
4.5 – Ciclos de Compressão de Vapor Multipressão.....	145
4.6 – Balanço de Energia Para o Sistema Multipressão.....	147
4.6.1 – Balanço de massa e energia para o separador de líquido de baixa.....	149
4.6.2 – Balanço de massa e energia para o separador de líquido de alta.....	150
4.6.3 – Balanço de energia para os compressores.....	152
4.7 – Alguns Exemplos de Sistemas Frigoríficos.....	153



CAPÍTULO 5 – REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE VAPOR.....	158
5.1 – Introdução	158
5.2 – Ciclo de Absorção.....	159
CAPÍTULO 6 – CARGA TÉRMICA.....	161
6.1 – Introdução.....	161
6.2 – Condições Externas de Projeto.....	161
6.3 – Condições Internas de Projeto.....	161
6.4 – Carga Térmica Devido à Transmissão de Calor.....	162
6.5 – Carga Térmica Devido aos Produtos.....	165
6.6 – Carga Térmica Devido à Infiltração de Ar Externo.....	166
6.7 – Cargas Diversas.....	167
6.8 – Carga Térmica Devido aos Motores dos Ventiladores.....	168
6.9 – Capacidade Frigorífica do Compressor.....	169
CAPÍTULO 7 – TESTES E MANUTENÇÃO EM CIRCUITOS FRIGORÍFICOS.....	171
7.1 – Testes de Vazamentos de Refrigerantes.....	171
7.2 – Testes de umidade no circuito.....	172
7.3 – Evacuação do sistema	173
7.4 – Carga de óleo	175
7.5 – Carga de refrigerante.....	176
7.6 – Medição das pressões de sucção e descarga.....	177
7.7 – Válvulas de expansão.....	178
7.8 – Superaquecimento	179
7.9 – Subresfriamento	179
7.10 – Filtro secador.....	180
7.11 – Recolhimento do refrigerante ("Pump down").....	181
7.12 – Limpeza de circuitos frigoríficos	182
7.13 – Nível de óleo	186
7.14 – Substituição de óleo	186
CAPÍTULO 8 – CONSERVAÇÃO DE ENERGIA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	188
8.1 Recomendações Gerais	189
8.2 – Analisando a Carga Térmica do Sistema	191
8.2.1 – Minimizando a carga térmica de câmaras frigoríficas.....	191
8.3 – Aspectos Relacionados Com a Seleção do Sistema	193
8.3.1 – Subresfriamento.....	194
8.3.2 – Superaquecimento.....	195
8.4 – Elevação de temperaturas (diferencial fundamental de temperaturas).....	196
8.4.1 – Seleção do Evaporador	196
8.4.2 – Seleção do Condensador.....	197
8.5 – Degelo.....	198
8.6 – Sistemas Anticondensação Superficial.....	199
8.7 – Controle da Pressão de Condensação.....	199
8.8 – Avaliações Quantitativas	200
8.8.1 – Perda Devido ao Nível Inadequado de Temperatura (P_t).....	200
8.8.2 – Perda Devido ao Tipo Inadequado de Iluminação (P_{it}).....	201
8.8.3 – Perda Devido a Inexistência de Termostato ou Pressostato (P_{it}).....	201
8.8.4 – Perda Devido a Incidência Direta de Raios Solares e Isolamento Deficiente (P_{irr}).....	202
8.8.5 – Perda por vedação precária das portas e cortinas (P_{ved}).....	203



8.9 – Avaliações Qualitativas	203
8.10 – Exemplo de Cálculo – 1	206
8.11 – Exemplo de cálculo – 2	211
8.11.1 – Dados da Instalação:	211
8.11.2 – Melhorias possíveis.....	213
APÊNDICE	217
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	239



Capítulo 1 – Conceitos Fundamentais

1.1 – Introdução

Este capítulo tem por objetivo apresentar algumas definições termodinâmicas e as propriedades das substâncias mais usadas na análise de sistemas frigoríficos. Mostrará ainda, as relações entre as propriedades termodinâmicas de uma substância pura, que é o caso dos fluidos frigoríficos. Esta apresentação, contudo, não se deterá em análises termodinâmicas rigorosas, ao contrário, fará apenas uma apresentação superficial de tais definições e das propriedades termodinâmicas e suas inter-relações suficientes para o propósito deste estudo. Também serão apresentados os conceitos básicos relacionados com transferência de calor.

1.2 – Definições

Propriedades termodinâmicas. São características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura, pressão etc.

Estado Termodinâmico. Pode ser entendido como sendo a condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades.

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

Ciclo. É um processo, ou mais especificamente uma série de processos, onde o estado inicial e o estado final do sistema (substância) coincidem.

Substância Pura. É qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea. Ela 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. Este termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. Essa 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, e 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 como 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, (significando ser a pressão maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

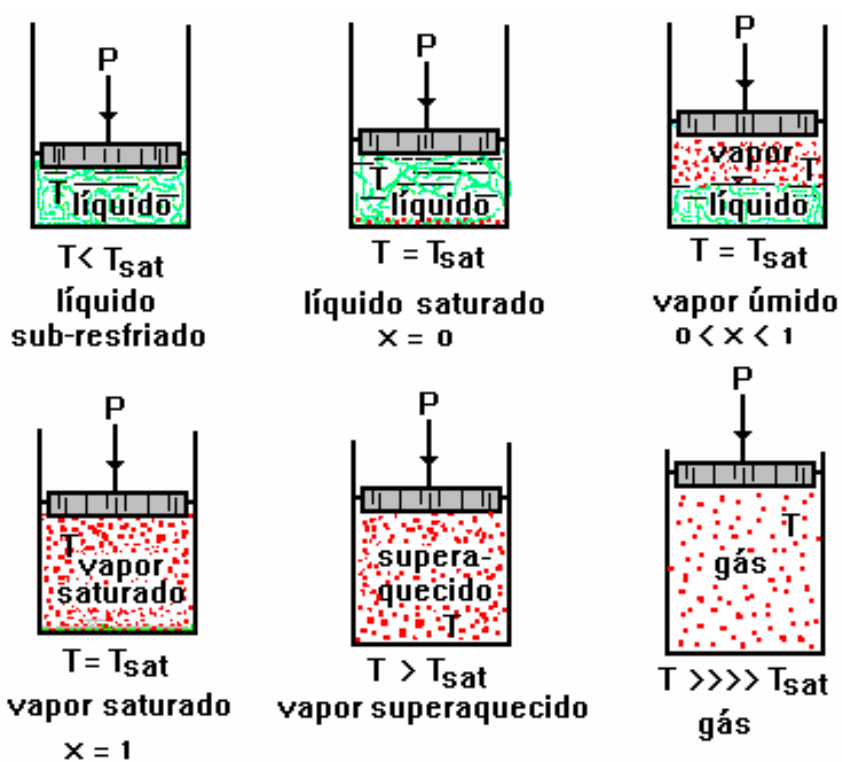


Figura 1.1 – Estados de uma substância pura.

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 a massa de vapor, é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (1.1)$$



Vapor Saturado. Se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamada de “vapor saturado”, e 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, e 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 1.1 retrata a terminologia que acabou de ser definida para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

1.3 – Propriedades Termodinâmicas de uma Substância

Uma propriedade de uma substância é qualquer característica observável dessa substância. 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 propriedades termodinâmicas mais familiares, e que são mensuráveis diretamente, existem outras propriedades termodinâmicas fundamentais para a análise de transferência de calor, trabalho e energia, não mensuráveis diretamente, que são: 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. Esta forma de energia pode ser decomposta em duas partes:

- a) Energia cinética interna \Rightarrow relacionada à velocidade das moléculas;
- b) Energia potencial interna \Rightarrow 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, freqüentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma dessas combinações ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando a combinação $u + pv$. Assim é



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

$$h = u + p v \quad (1.2)$$

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.

1.4 – 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 uma maneira geral podemos expressar, essa relação na forma da Eq. (1.3).

$$f(P, v, T) = 0 \quad (1.3)$$

Existem inúmeras equações de estado, muitas delas desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância, outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, com objetivo de 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:

$$P v = R T \quad (1.4)$$

onde 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 Eq. (1.4) seja para gás ideal ela representa satisfatoriamente gases reais quando estes estão a pressões relativamente baixas.

Um outro exemplo de equação de estado é a dado na Eq. (1.5), que é usada para relacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes compostos de hidrocarbonetos fluorados (CFCs).



$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \left[\frac{A_i + B_i T + C_i \text{EXP}(-kT / T_c)}{(v-b)^i} \right] + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 \text{EXP}(-kT / T_c)}{(1 + c \text{EXP}(\alpha v)) \text{EXP}(\alpha v)} \quad (1.5)$$

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

Muitos outros exemplos de equações de estado, algumas mais simples outras mais complexas, poderiam ser apresentadas. Entretanto, dado a complexidade das equações de estado para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, seria interessante se possuir um meio mais rápido para obter tais relações. As tabelas de propriedades termodinâmicas, obtidas através das equações de estado, são as ferramentas que substituem as equações.

1.5 – Tabelas de Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos Frigoríficos

Existem tabelas de propriedades termodinâmicas para todos os refrigerantes utilizados na refrigeração comercial e industrial. Essas tabelas são obtidas através das equações de estado do tipo mostrado anteriormente. As tabelas de propriedades termodinâmicas estão divididas em três categorias: uma que relaciona as propriedades do líquido comprimido (ou líquido sub-resfriado), outra que relaciona as propriedades de saturação (líquido saturado e vapor saturado) e uma última que 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 do apêndice A. Para a região de líquido+vapor, conhecido o título (x) as propriedades devem ser determinadas através das seguintes equações:

$$u = u_l + x(u_v - u_l) \quad (1.6)$$

$$v = v_l + x(v_v - v_l) \quad (1.7)$$

$$h = h_l + x(h_v - h_l) \quad (1.8)$$

$$s = s_l + x(s_v - s_l) \quad (1.9)$$

As Tabelas A.1 até A.4 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, apresentadas no apêndice, pode-se observar que para a temperatura de 0,0 °C e líquido saturado ($x = 0$), o valor numérico de entalpia (h) é igual a 100,00 kcal/kg para o refrigerante R-12, sendo igual a 200,00 kJ/kg para o R-134a, e a entropia (s), vale 1,000 para todas as tabelas dadas. Estes valores são adotados arbitrariamente como valores de referência e 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, bastando 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.

1.6 – Diagramas de *MOLLIER* para Fluidos Refrigerantes.

As propriedades termodinâmicas de uma substância são freqüentemente apresentadas, além das tabelas, 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 1.2 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 em anexo.

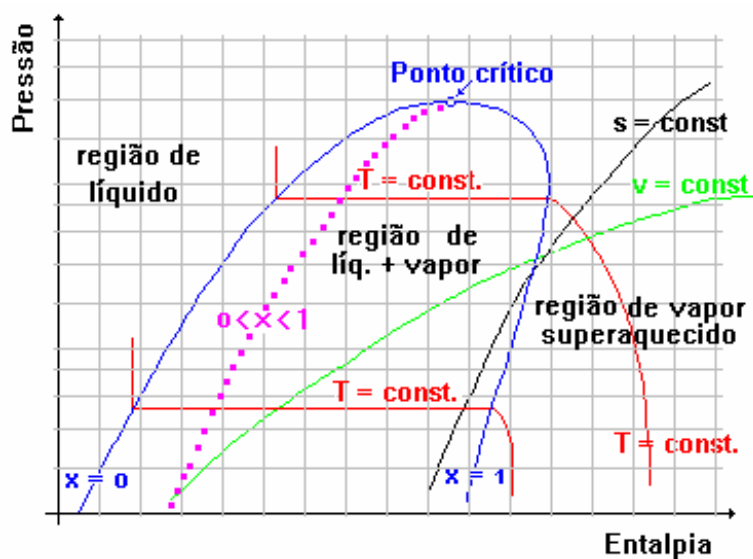


Figura 1.2 - Esquema de um diagrama de P-h (Mollier) para um refrigerante.

Estes diagramas são úteis, tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas, como para 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 sobre o diagrama de Mollier.

No diagrama de Mollier podem se destacar três regiões características, os quais são:

- A região à esquerda da linha de líquido saturado ($x=0$), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- A 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.
- A 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 e o estado estará definido. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido é necessário conhecer duas propriedades para definir um estado termodinâmico.

1.7 – Primeira Lei da Termodinâmica.

A primeira lei da termodinâmica também é conhecida como o “Princípio de Conservação de Energia”, o qual 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 primeiro 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, e tudo aquilo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado meio ou vizinhança.

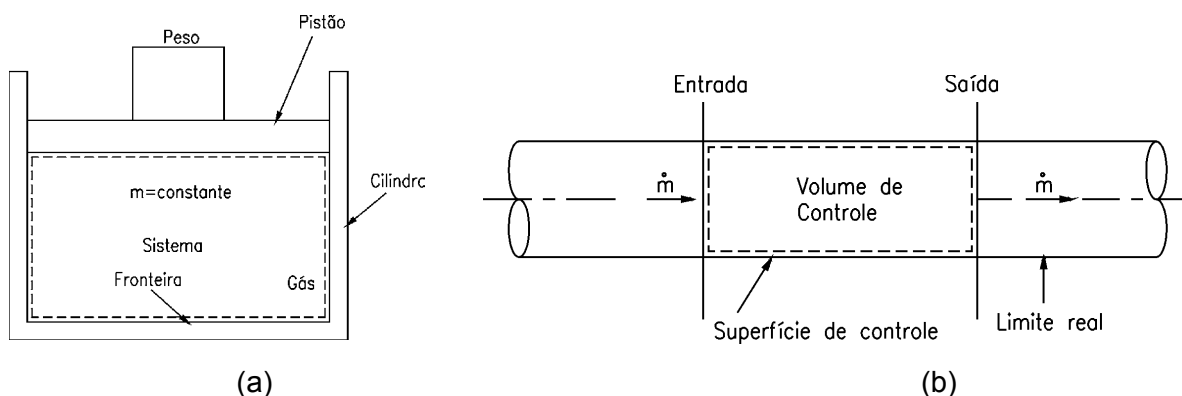


Figura 1.3 – (a) Sistema Fechado e (b) Sistema aberto (volume de controle).

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 sistema fechado (Figura 1.3.a), correspondendo a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa), e sistema aberto (Figura 1.3.b), que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras, sendo também conhecido por 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:

$$\sum \dot{E}_{\text{ent}} = \sum \dot{E}_{\text{sai}} + \frac{\Delta E_{\text{vc}}}{\Delta t} \quad (1.10)$$

onde: 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.

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 (1.11) e (1.12), respectivamente, e, conforme mencionado anteriormente, a energia interna está associada ao movimento e/ou forças intermoleculares da substância em análise.

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (1.11)$$

$$E_p = m g z \quad (1.12)$$

onde: m representa a massa do sistema;

V representa a velocidade do sistema.

g representa a aceleração da gravidade;

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 atravessando 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 uma 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:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) = \sum \dot{W} + \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (1.13)$$

Duas observações importantes podem ser efetuadas com relação à equação acima. A primeira se refere à soma das parcelas “ $u + pv$ ” que, como visto anteriormente (Eq. 1.2), corresponde à entalpia da substância (h). A segunda observação 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:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{W} \quad (1.14)$$

Para aplicação da primeira lei da termodinâmica, é necessário estabelecer uma convenção de sinais para trabalho e calor. A Figura 1.4 mostra esta convenção de sinais e, como pode ser observado, o trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema têm sinal positivo, ao mesmo tempo em que 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 $9,81 \text{ m/s}^2$.

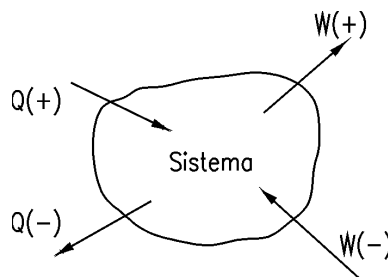


Figura 1.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor.

1.8 – Transferência de Calor.

Quando existe uma diferença de temperatura entre dois sistemas (duas regiões), a mesma 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.

1.8.1 – Transferência de calor por condução.

A transferência de calor por condução se dá através da interação entre moléculas adjacentes de um material, e 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 por sua vez é dependente da natureza e da geometria do mesmo. A forma mais utilizada para correlacionar estas grandezas é através da Lei de Fourier. Esta lei é geralmente apresentada, na forma de equação, para placas planas (paredes) ou para cilindros (tubos), como mostrado abaixo.

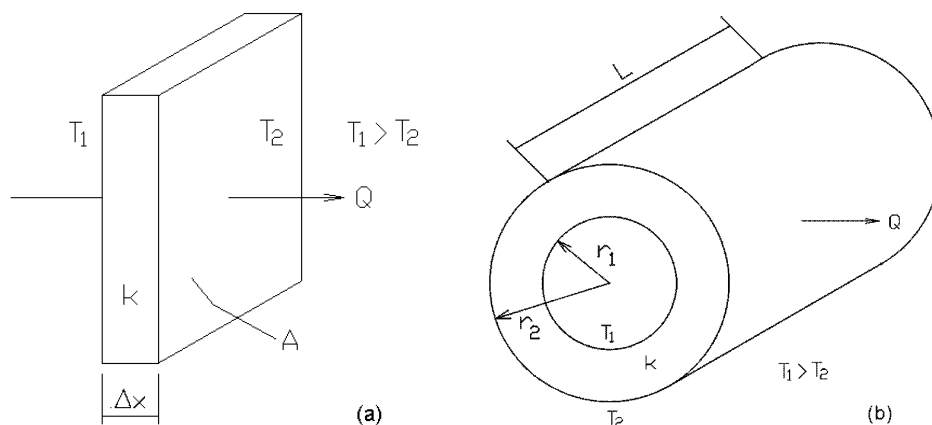


Figura 1.5 – Mecanismos de transferência de calor. Placas planas (a) e cilindro (b).

Para placas planas (Figura 1.5.a), a equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1.15)$$

- onde:
- \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];
 - Δx é a espessura da placa [m].

Para o caso de cilindros (Figura 1.5.b), tem-se:

$$\dot{Q} = 2\pi k L \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (1.16)$$



onde: \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].
 r_2 é o raio externo do cilindro [m].

A tabela abaixo 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.

Tabela 1.1 – 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

1.8.2 – 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, turbulência, etc.

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:



$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (1.17)$$

onde: \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];
 ΔT é a diferença de temperatura [K];

O coeficiente de convecção depende das propriedades do fluido e da configuração do escoamento e, normalmente, seus valores são tabelados para as situações e fluidos mais comuns, o que reduz o problema à aplicação da equação acima. Como exemplos, pode 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 $29,0 W/m^2.K$ ($25 kcal/h.m^2.^{\circ}C$), e para o ar interno ele 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.

1.8.3 – 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, onde T é a temperatura do corpo e σ é a constante de Stefan-Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$).

$$E_n = \sigma T^4 \quad (1.18)$$

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:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \quad (1.19)$$

O posicionamento geométrico das superfícies afeta a radiação trocada entre elas, e 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:

$$\dot{Q}_{1-2} = \sigma F_E F_A A (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.20)$$

1.8.4 – Analogia entre fluxo de calor e elétrico.

Considere a placa abaixo, através 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, onde ΔV é a diferença de potencial, i é a corrente elétrica e R_e é a resistência elétrica.

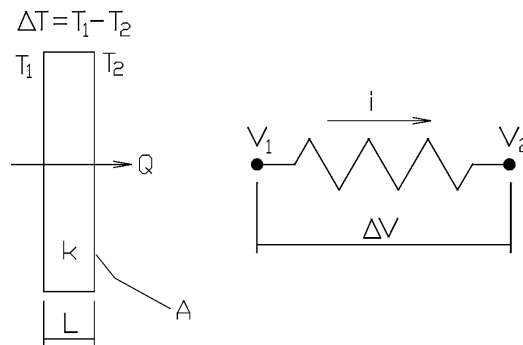


Figura 1.6 – Analogia entre fluxo de calor e elétrico.

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

$$i = \frac{\Delta V}{R_e} \quad \text{corrente} = \frac{\text{diferença de potencial elétrico}}{\text{resistência elétrica}} \quad (1.21)$$

Por analogia com a Lei de Ohm, pode-se dizer que a taxa de transferência de calor pode ser considerada como um fluxo, a combinação da condutividade térmica, 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:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad \text{fluxo de calor} = \frac{\text{diferença de potencial térmico}}{\text{resistência térmica}} \quad (1.22)$$

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:

Condução em superfícies planas: $R_t = \frac{L}{kA}$ (1.23)

Condução em cilindros: $R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L}$ (1.24)

Convecção: $R_t = \frac{1}{\alpha A}$ (1.25)

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

1.8.5 – 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).

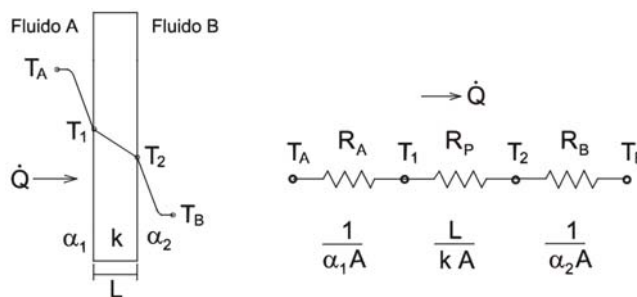


Figura 1.7 – Coeficiente global de transferência de calor.

Em casos onde 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, bem como 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}), a área normal ao fluxo de calor (A) e a diferença total de temperatura (ΔT_G), através do coeficiente global de transferência de calor (U_G). Portanto, considerando a Figura 1.7, pode-se escrever que:



$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A}} = U_G A \Delta T_G \quad (1.26)$$

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

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 1.7, é igual a soma das resistências térmicas do fluido A (R_A), da parede (R_P) e do fluido B (R_B). Assim, tem-se:

$$\dot{Q} = \frac{T_A - T_B}{R_G} = \frac{\Delta T_G}{R_G} \quad R_G = R_A + R_P + R_B = \frac{1}{\alpha_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{\alpha_2 A} \quad (1.27)$$

1.8.6 – Diferença de temperatura média logarítmica

Nos trocadores de calor, como os esquematizados na Figura 1.8 e na Figura 1.9, 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 e, 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 1.8), é dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BE}) - (T_{AS} - T_{BS})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BE}}{T_{AS} - T_{BS}}\right)} \quad (1.28)$$

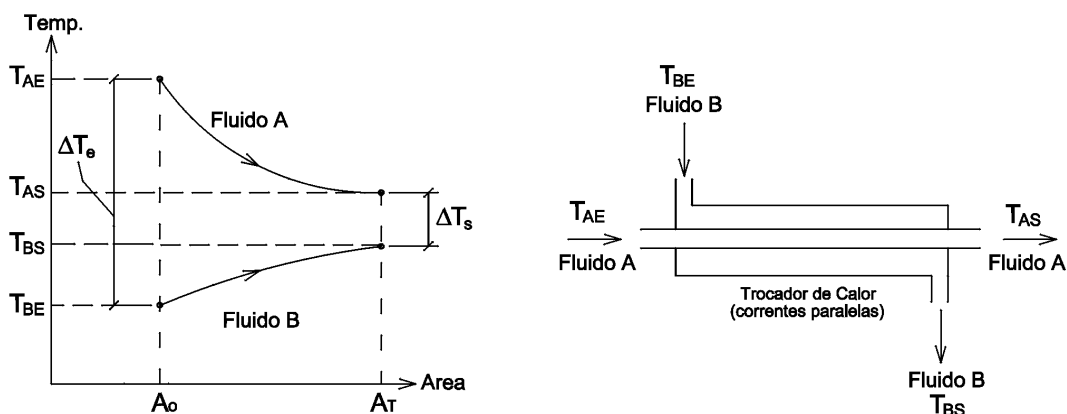


Figura 1.8 - Trocador de calor operando com correntes paralelas.

Quando os trocadores de calor operam em contracorrente (Figura 1.9), a diferença de temperatura média logarítmica deve ser calculada de acordo com a Eq. (1.29). Deve ser observado que, para as mesmas temperaturas de entrada e saída dos fluídos 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 o trocador operando em contracorrente do que no trocador operando com correntes paralelas.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_{AE} - T_{BS}) - (T_{AS} - T_{BE})}{\ln\left(\frac{T_{AE} - T_{BS}}{T_{AS} - T_{BE}}\right)} \quad (1.29)$$

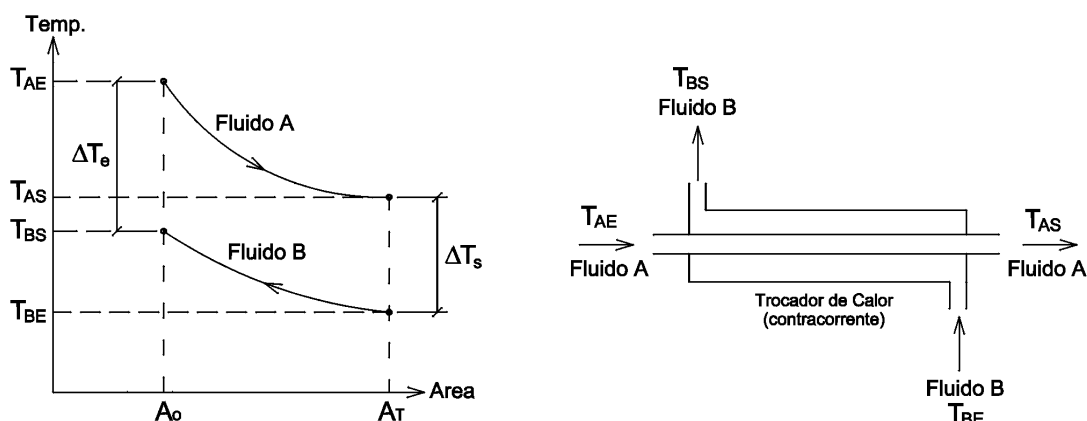


Figura 1.9 – Trocador de calor operando em contracorrente.

EXERCÍCIOS PROPOSTOS

- 1) Determinar 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) Determinar 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 $9,7960\text{ kgf/cm}^2$.
- 4) Determine h , v , e s para o refrigerante R-22 para $x = 0,3$ (título), e pressão de $5,0738\text{ kgf/cm}^2$.
- 5) Determine todas as propriedades termodinâmicas do refrigerante R-22 à temperatura de 90 °C e pressão de $15,63708\text{ kgf/cm}^2$.
- 6) Em um compressor que opera com R-134a a pressão de descarga é de $1000,00\text{ kPa}$ e a temperatura de descarga é de $80,0\text{ °C}$. 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 $1,219\text{ kgf/cm}^2$ e o vapor estiver superaquecido de $10,0\text{ °C}$.



Capítulo 2 – Ciclos de Refrigeração por Compressão de Vapor.

2.1 – Introdução

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 disto nenhuma quantidade de líquido evaporará e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará. Qualquer quantidade adicional de líquido introduzido permanecerá no 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, isto provocará uma 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 – 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, dado 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, o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás, etc). Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

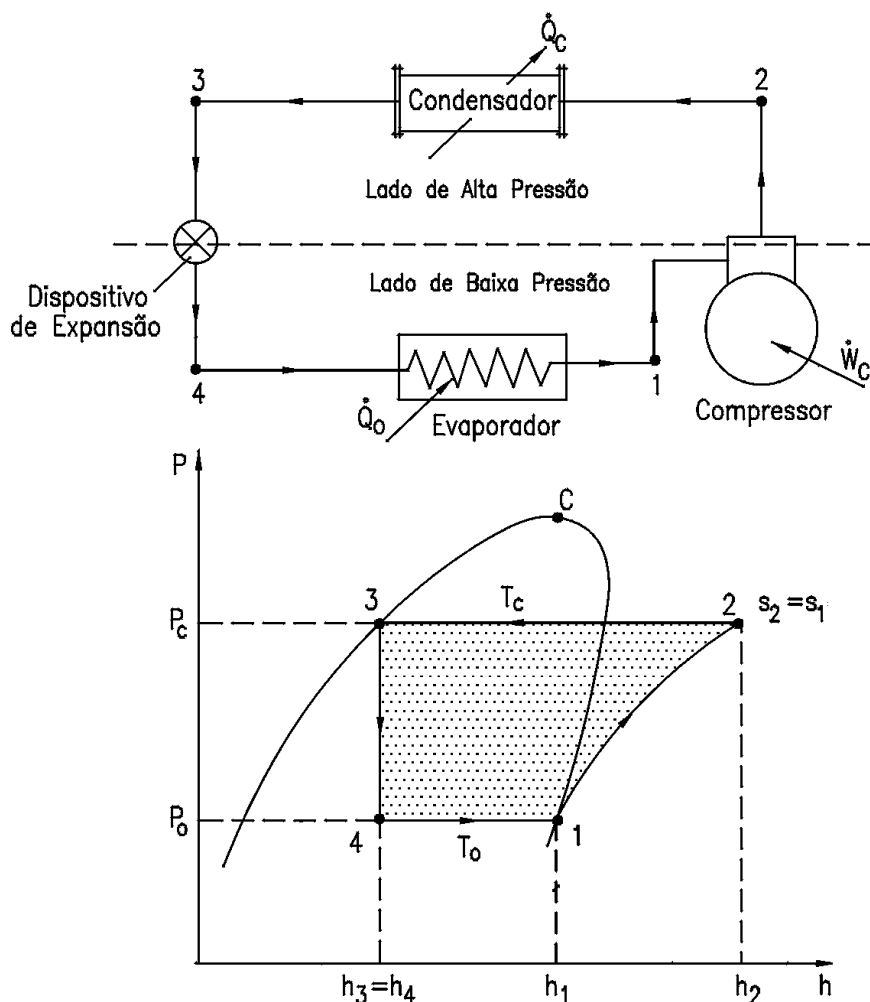


Figura 2.1 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

A Figura 2.1 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 2.1 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

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

- a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 2.1. 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) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
- b) 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 e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
- c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão P_c e 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).
- d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), conseqüentemente a 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).

2.3 – Ciclo Real de Compressão de Vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 2.2, as quais serão descritas a seguir. Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Estas perda de carga ΔP_d e ΔP_s estão mostradas na Figura 2.2.

Outra diferença é 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 processo 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 sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas até aqui. Problemas técnicos e de operação serão abordados nos próximos capítulos.

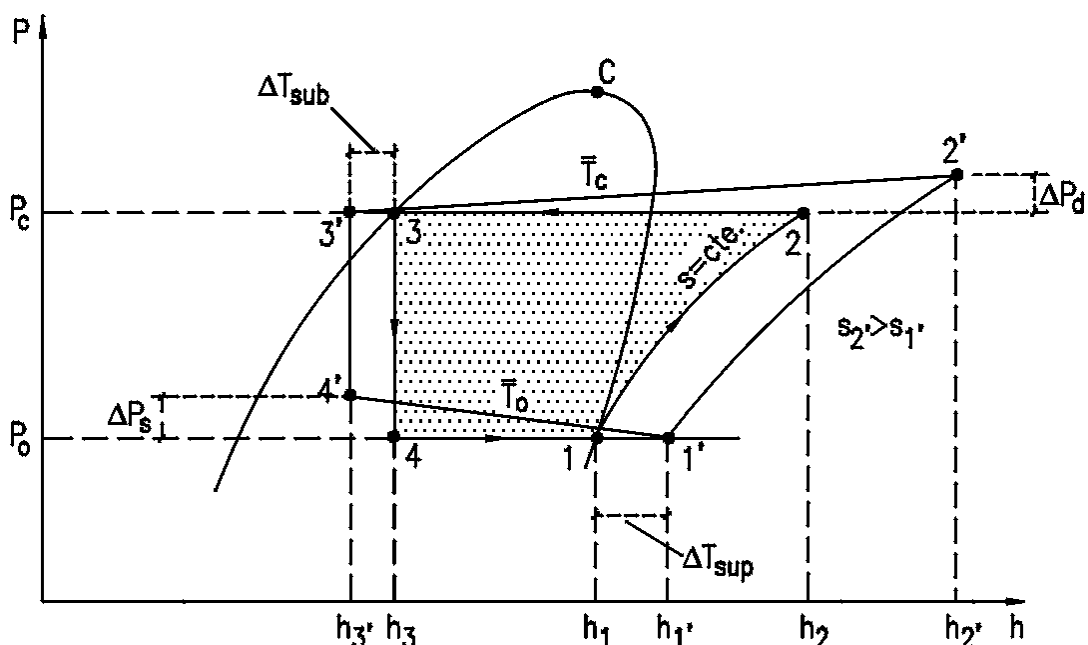


Figura 2.2 – Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.

2.4 – 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 temperatura de vaporização (T_o). 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.

2.4.1 – Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_o), 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 2.3. 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:

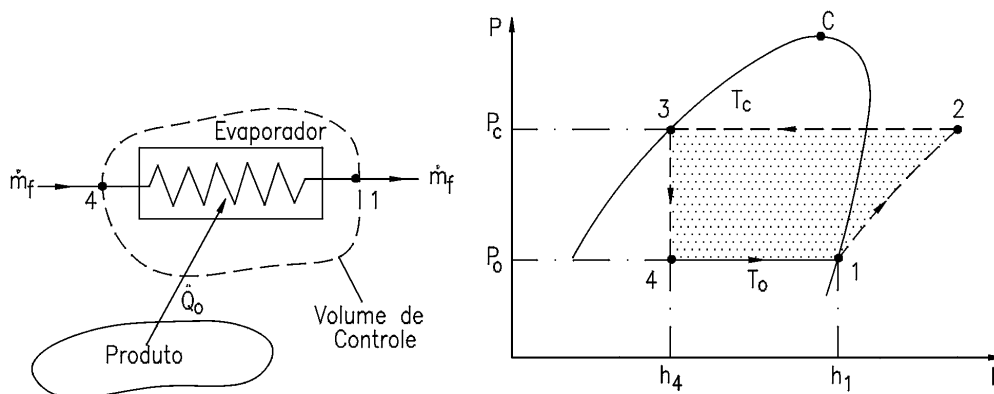


Figura 2.3 – Processo de transferência de calor no evaporador.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

Normalmente, se conhece a capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica, para operação em regime permanente. Se for estabelecido o ciclo e o fluido frigorífico 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), e é um dos parâmetros usados para definir o fluido frigorífico que será utilizado em uma determinada instalação.

$$EF = h_1 - h_4 \quad (2.2)$$

2.4.2 – Potência teórica de compressão

Chama-se de potência teórica de compressão à quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao do ciclo teórico. Neste ciclo o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico), como indicado na Figura 2.4. 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 Eq. (2.3).

$$\dot{W}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

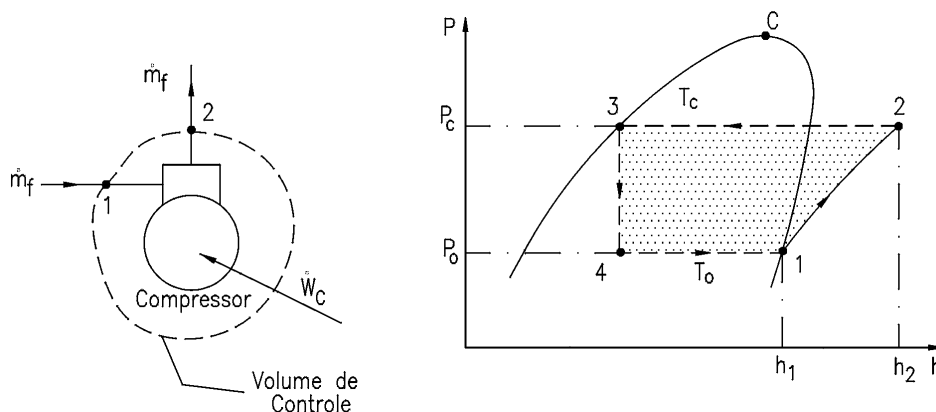


Figura 2.4 – Processo de compressão adiabático reversível no compressor.

2.4.3 – 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 através de um balanço de energia no volume de controle da Figura 2.5. Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

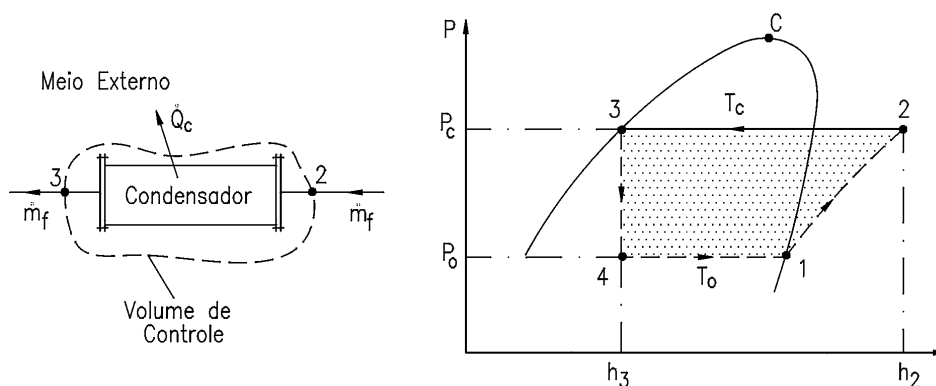


Figura 2.5 – Processo de transferência de calor no condensador.

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada pela Eq. (2.4), a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor.

2.4.4 – Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, como mostra a Figura 2.6, e, neste caso, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

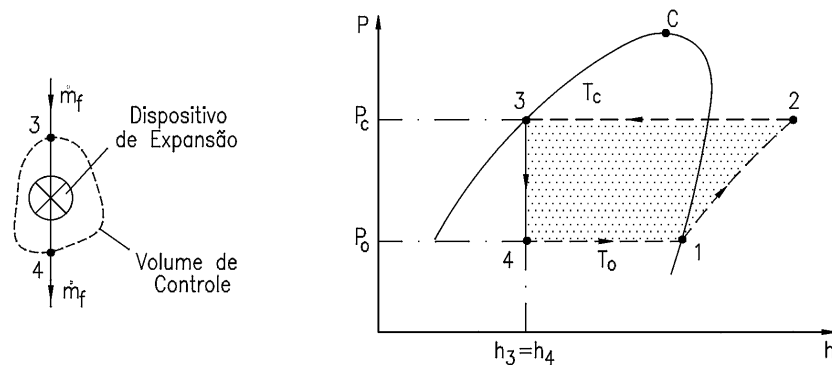


Figura 2.6 – Processo no dispositivo de expansão.

$$h_3 = h_4 \quad (2.5)$$

2.4.5 – 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:

$$\text{COP} = \frac{\text{EnergiaUtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Pode-se inferir da Eq. (2.6) 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 em muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

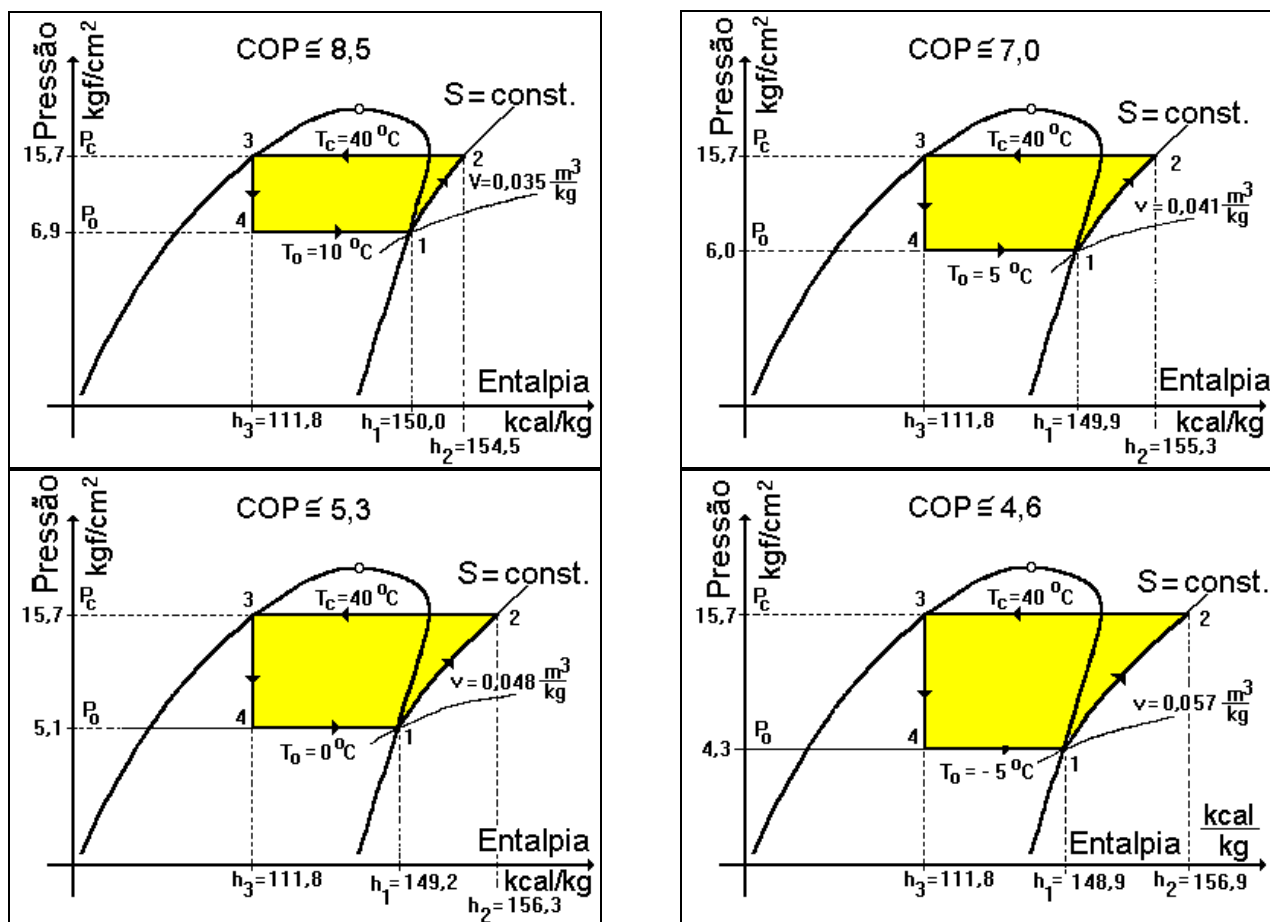


2.5 – Parâmetros que Influenciam o COP do Ciclo de Refrigeração

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

2.5.1 – 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_0), é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura 2.7. 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.



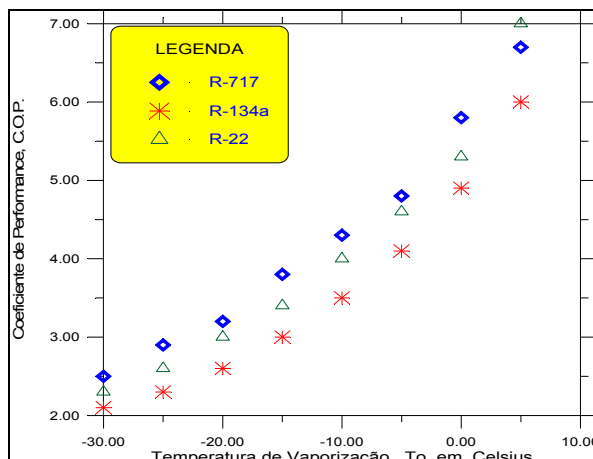
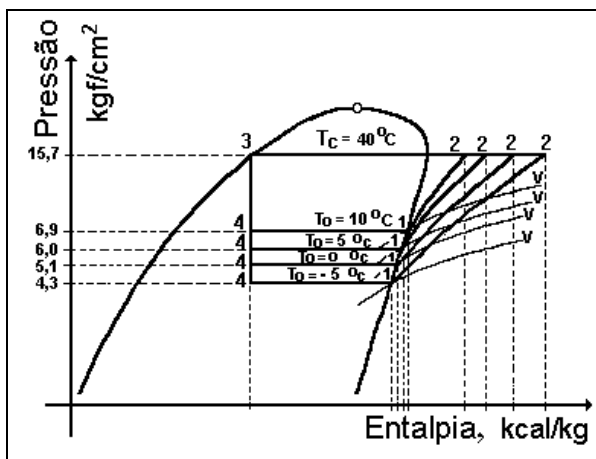
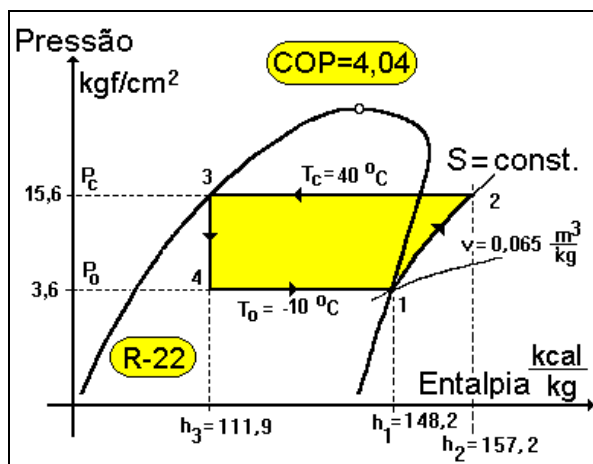
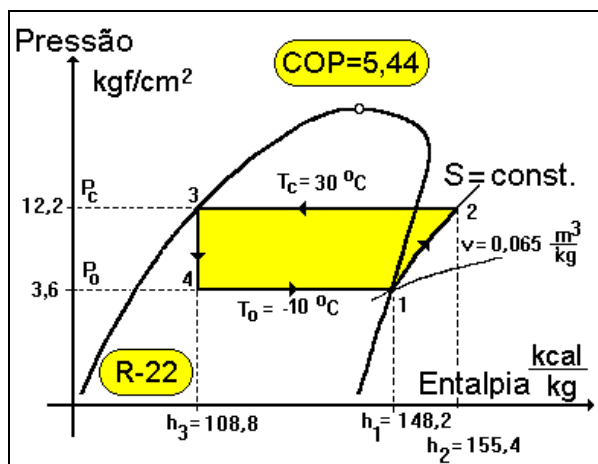


Figura 2.7 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.

2.5.2 – 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 onde apenas se altera a temperatura de condensação (T_c). Esta análise está mostrada na Figura 2.8. 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.



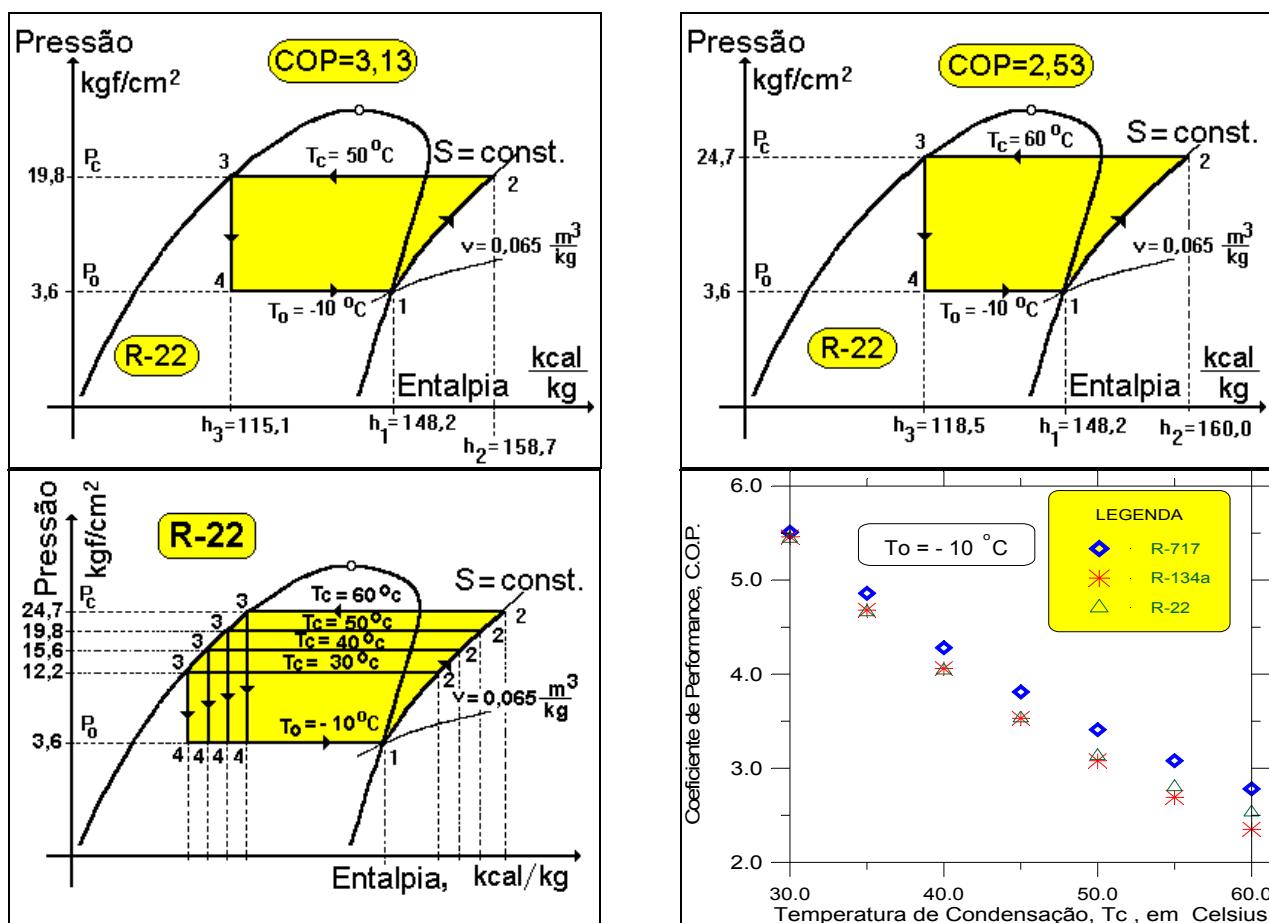


Figura 2.8 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico.

2.5.3 – Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

De forma idêntica aos dois casos anteriores, a Figura 2.9 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora haja um 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 com o objetivo de se obter ganho de eficiência.

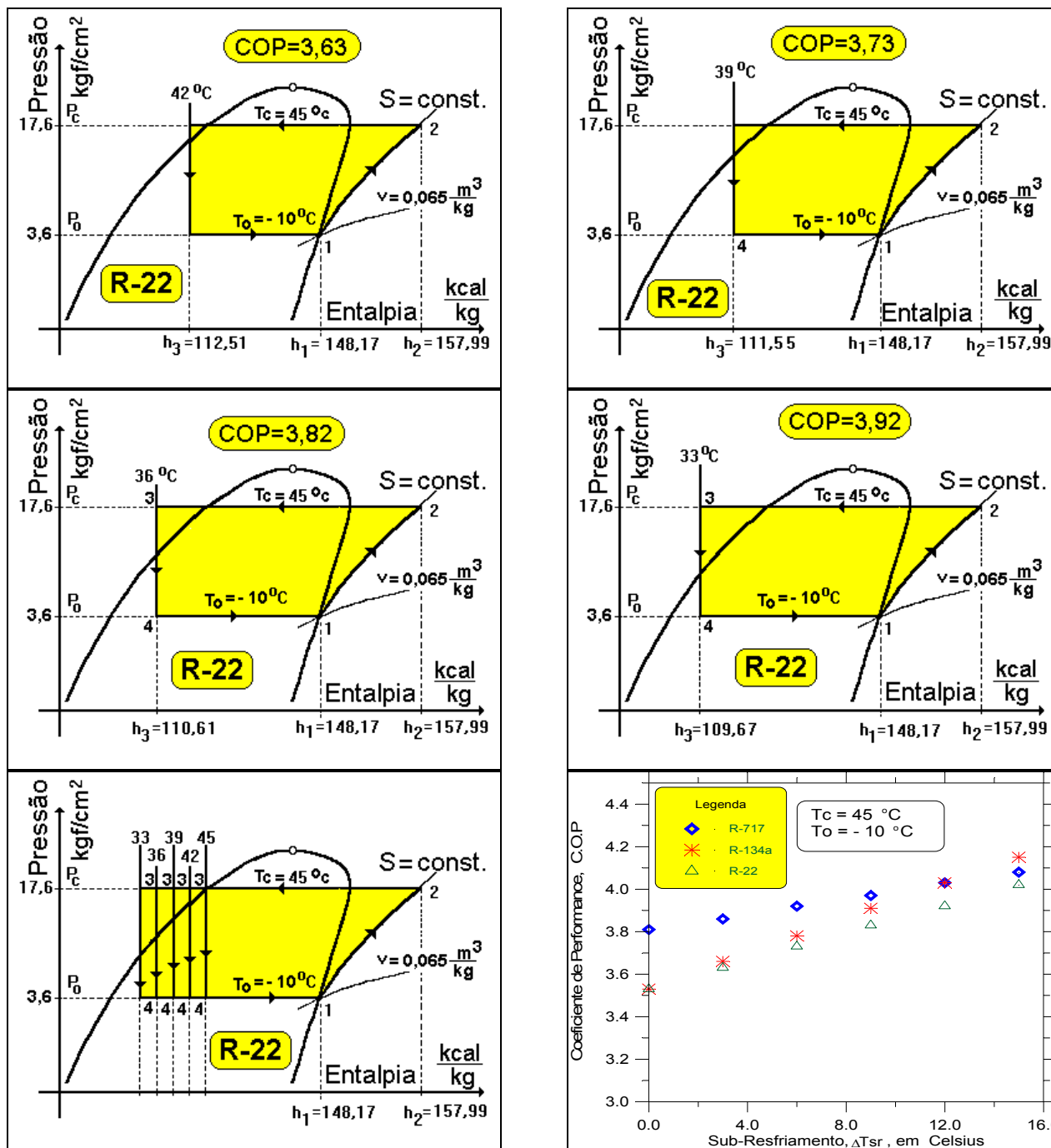


Figura 2.9 – Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico.

2.5.4 – 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”.

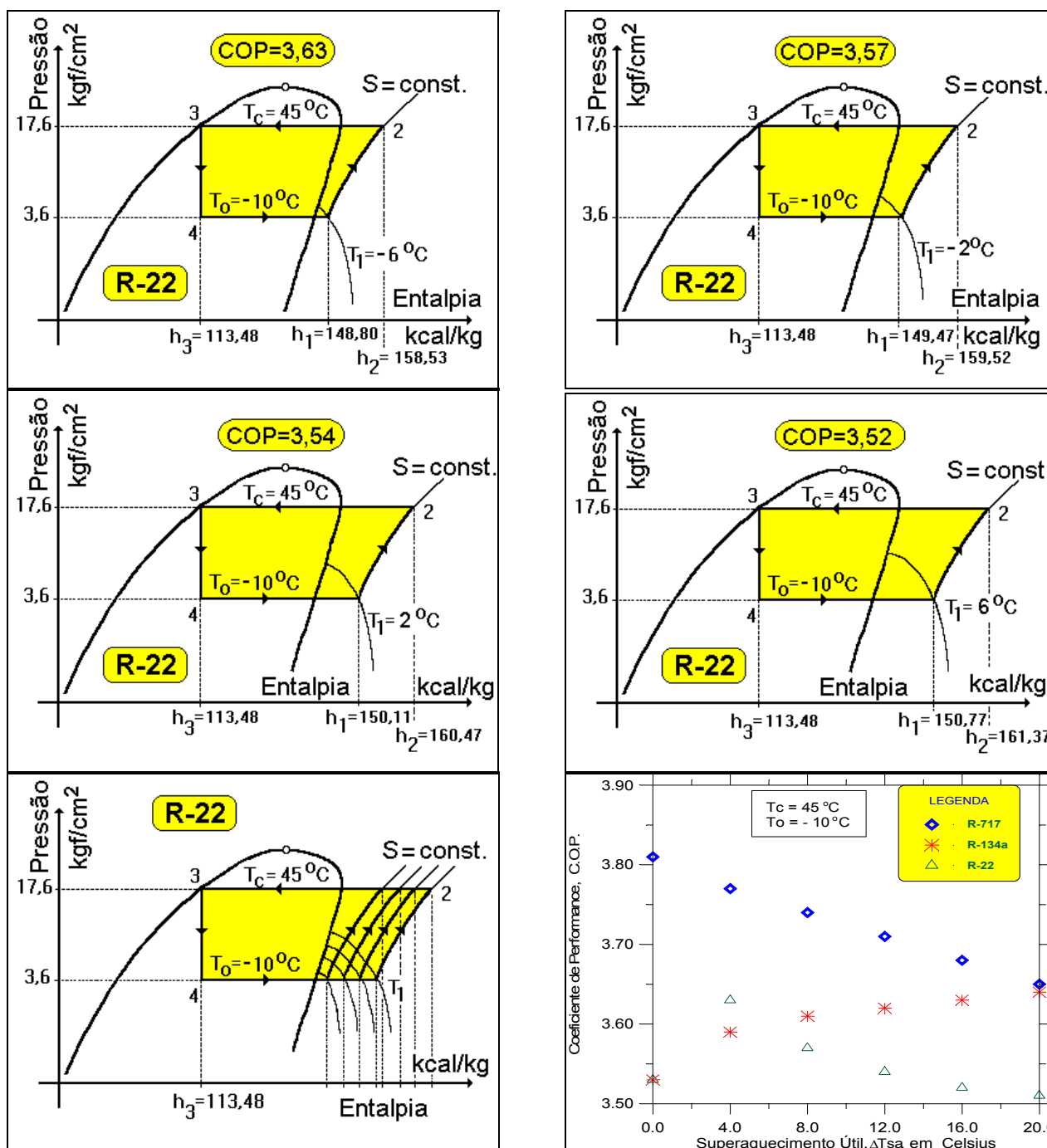


Figura 2.10 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico.

Na Figura 2.10 é mostrada a influência desse superaquecimento na performance do ciclo de refrigeração. Como pode ser observado no último “slide” 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 estudada com mais detalhes quando da análise operacional dos compressores alternativos e de sua eficiência volumétrica.



Capítulo 3 – Componentes dos Sistemas de Refrigeração

3.1 – Compressores

3.1.1 – Introdução

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 pequena capacidade ($< 2,5$ TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR), da temperatura de vaporização e do fluido frigorífico utilizado. O símbolo TR é a tonelada de refrigeração, um termo comumente utilizado em refrigeração que corresponde a energia necessária para liquefazer, aproximadamente, uma tonelada de gelo em 24 horas ($1,0$ TR = $3,53$ kW = 3024 kcal/h).

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 através 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, a 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, possuindo como acesso de entrada e saída apenas as conexões elétricas do motor. Esse tipo de compressor opera predominantemente 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, facilitando os serviços de manutenção.

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

3.1.2 – Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração, se encontram 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 esses 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;
- 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.

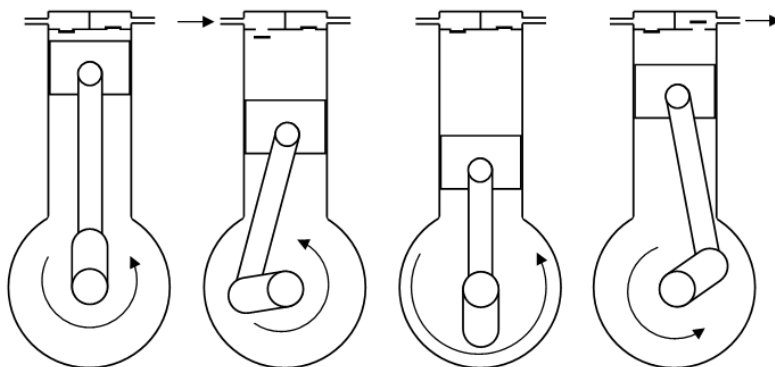


Figura 3.1: Princípio de funcionamento de um compressor alternativo.

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”. Nesse 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.

3.1.2.1 – Eficiência volumétrica efetiva

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

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

onde 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.

3.1.2.2 – Eficiência volumétrica de espaço morto

Seja considerada a **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, 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.

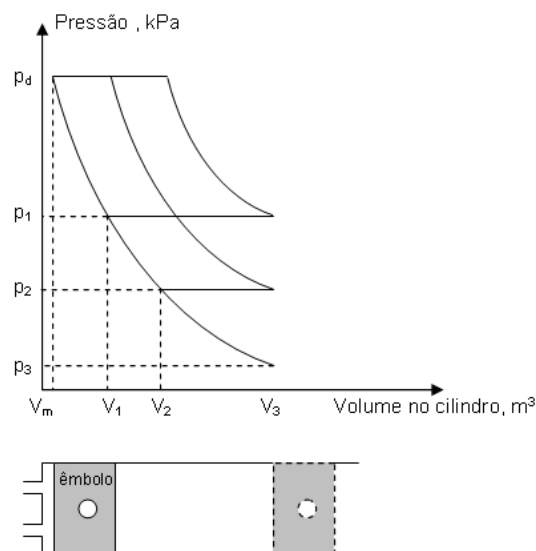


Figura 3.2: Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal.

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 espante 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:

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

onde 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 , volumes estes que podem ser obtidos nas tabelas de propriedade dos fluidos ou nos diagramas.

Considerando-se a expansão politrópica onde:

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

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 determinação da 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, a Equação 3.4 foi utilizada. De acordo com essa figura, a eficiência de espaço morto é nula para uma temperatura de vaporização de -61 °C. Para a pressão de aspiração igual pressão de descarga a eficiência volumétrica é de 100%.

3.1.2.3 – Vazão em massa

A vazão em massa \dot{m} é dada por:

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

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.

3.1.2.4 – Potência

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

$$\dot{W} = \dot{m} \Delta h_i \quad (3.8)$$

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

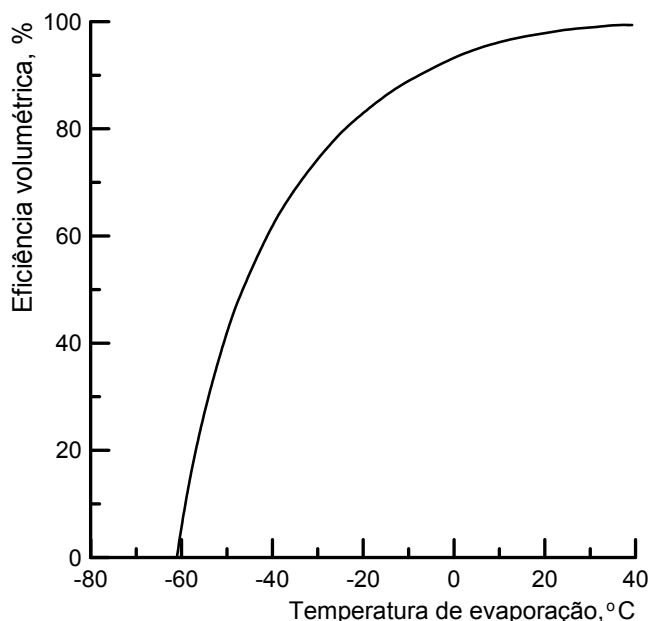


Figura 3.3: Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de evaporação para um compressor ideal, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22.

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 e, à medida que a temperatura de evaporação vai aumentando, Δh_i vai diminuindo até atingir zero, quando então a pressão de aspiração se iguala a de descarga. A curva de potência apresenta valor nulo em dois pontos, o primeiro ponto corresponde à vazão nula e o segundo ponto corresponde a condição de temperatura de evaporação igual à de condensação. Entre esses dois pontos a curva de potência atinge um valor máximo.

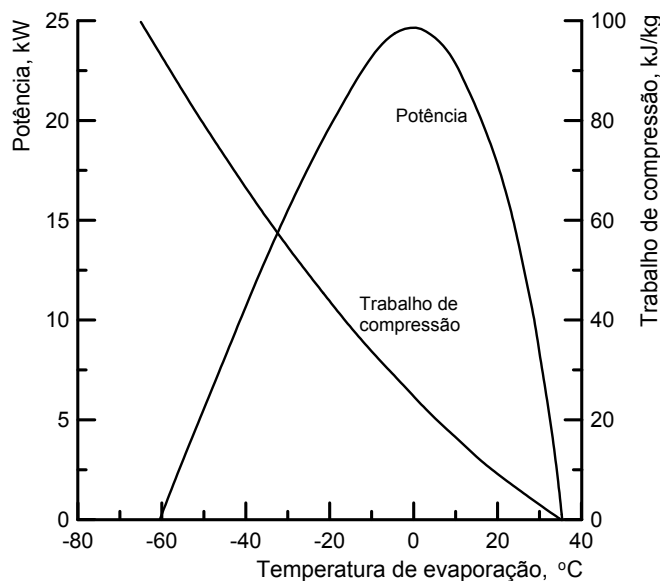


Figura 3.4: Trabalho de compressão e potência de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22.



A maioria dos sistemas frigoríficos trabalha a 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 esse 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 através 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.

3.1.2.5 – Capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração é dada por:

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

onde 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.

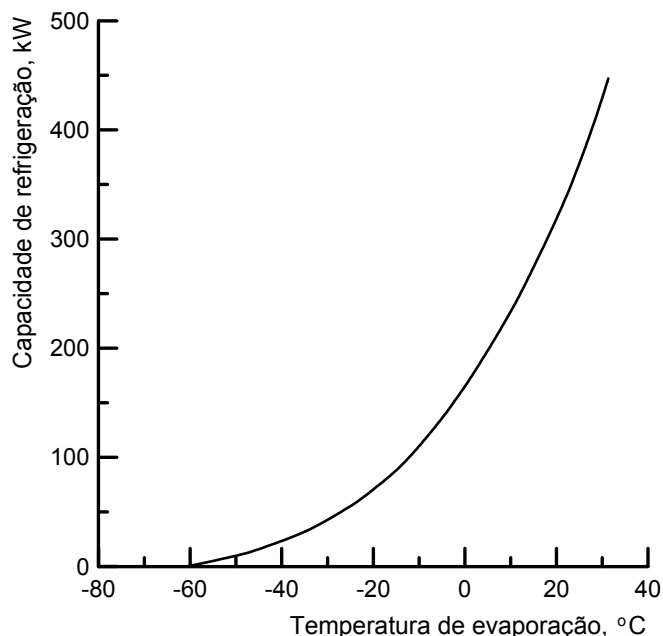


Figura 3.5: Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22.

3.1.2.6 – Coeficiente 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 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.

3.1.2.7 – 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.

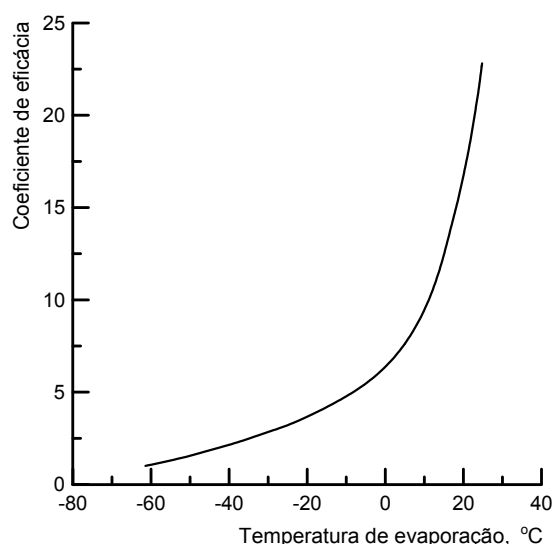


Figura 3.6: Coeficiente de eficácia de um compressor ideal em função da temperatura de evaporação, com temperatura de condensação de 35°C e refrigerante R22.

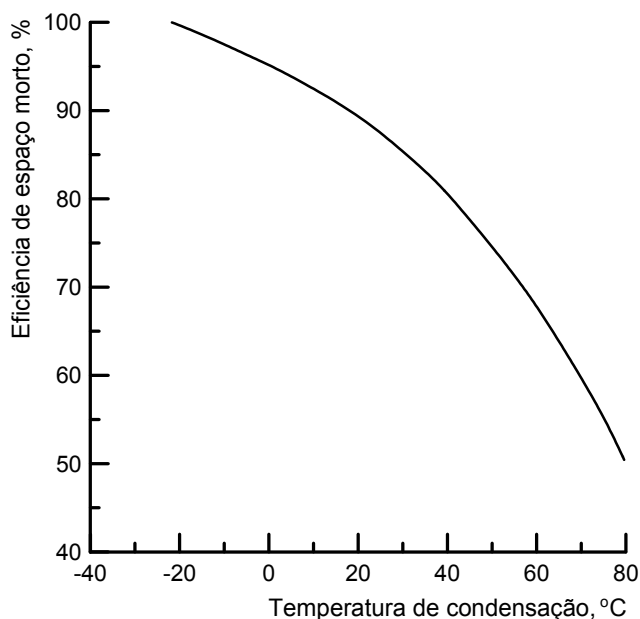


Figura 3.7: Eficiência volumétrica de espaço morto em função da temperatura de condensação para um compressor ideal, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22.

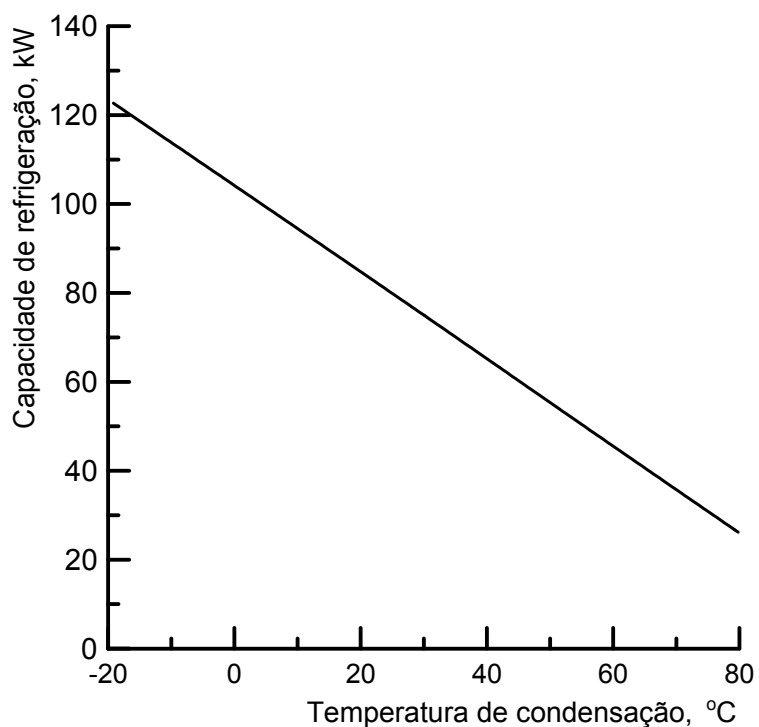


Figura 3.8: Capacidade de refrigeração de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22.

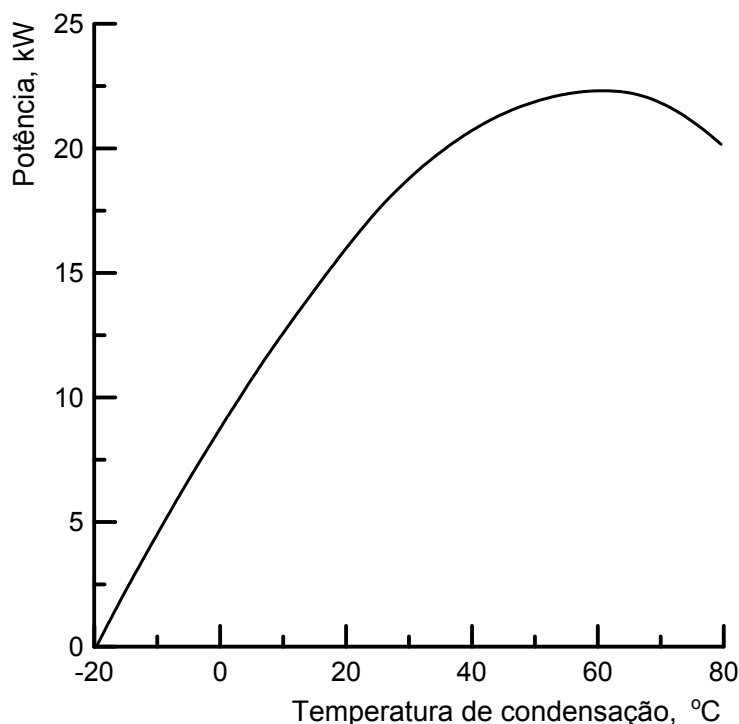


Figura 3.9: Potência de um compressor ideal em função da temperatura de condensação, com temperatura de evaporação de -20°C e refrigerante R22.

3.1.2.8 – 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%.

3.1.2.9 – Eficiência de compressão

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

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

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

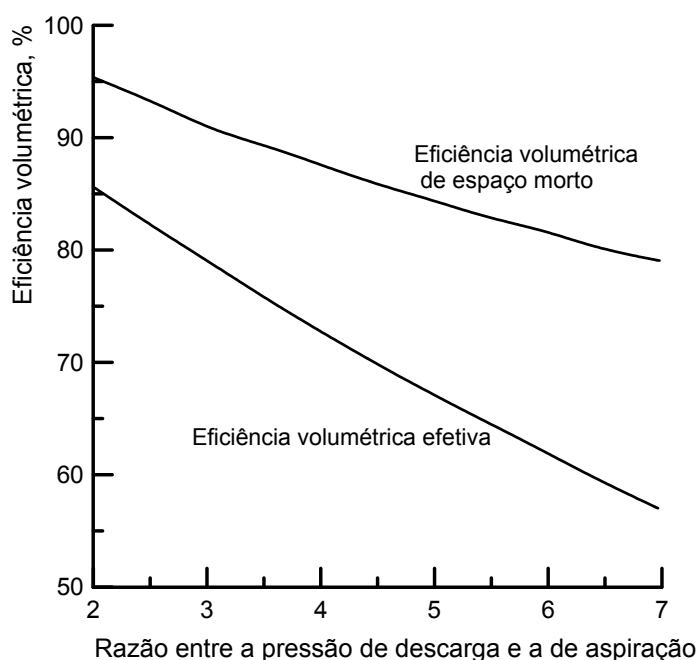


Figura 3.10: Eficiência volumétrica efetiva e de espaço morto (operação com R22)

3.1.2.10 – 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.

3.1.2.11 – 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 um 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 através 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;
- Funcionamento a vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga;

3.1.3 – Compressor parafuso

Os compressores parafuso podem ser classificados como de parafuso simples e duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais amplamente utilizados que os simples, devido a sua 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, o qual 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, na medida em que rotação continua 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.

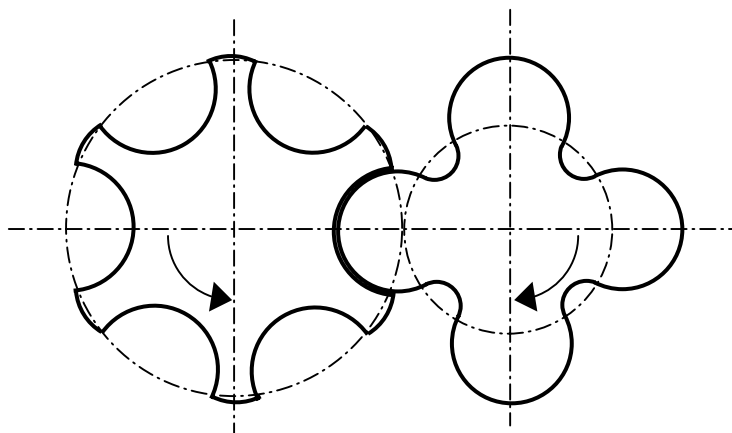


Figura 3.11: Rotores de um compressor parafuso e corte transversal.

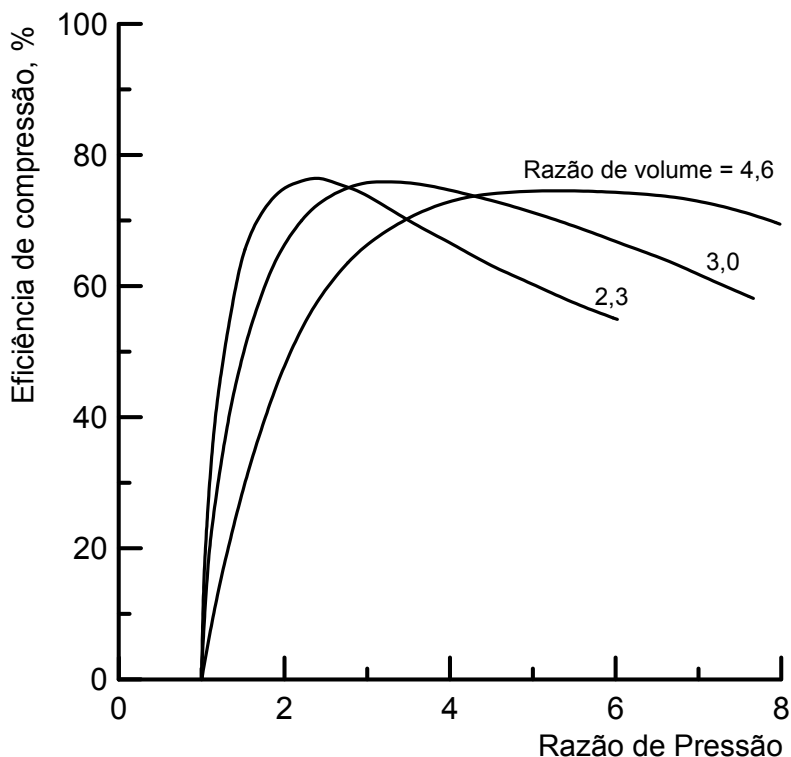


Figura 3.12 - Eficiência de compressão para compressores parafuso.

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 e 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 através de válvulas corredeiras localizadas na carcaça do compressor, que se movem na direção axial provocando um retardamento do início da compressão.

3.1.4 – Compressor de palhetas

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

- Compressor de palheta simples;
- 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.

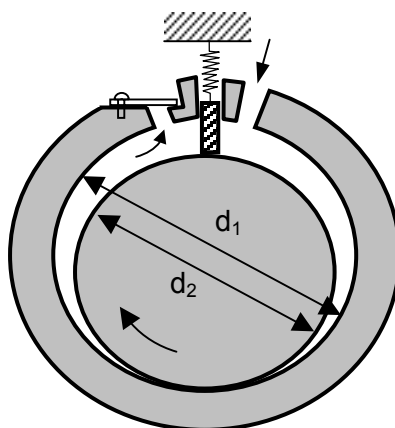


Figura 3.13: Compressor de palheta simples.

O HCFC-22 é o refrigerante mais utilizado nesse tipo de compressor e 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:

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

onde: d_1 Diâmetro do cilindro, m
 d_2 Diâmetro do rotor, m
 L Comprimento do cilindro, m
 U_{rot} Velocidade de rotação, rps

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^oC 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.

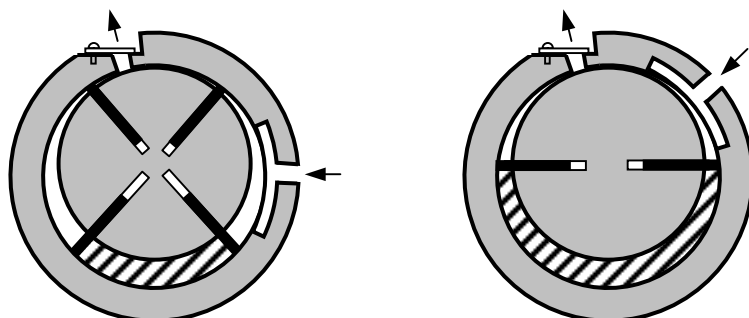


Figura 3.14: Compressores de múltiplas palhetas.

3.1.5 – 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 onde 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 onde no eixo das abscissas tem-se a vazão e no eixo das ordenadas tem-se 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

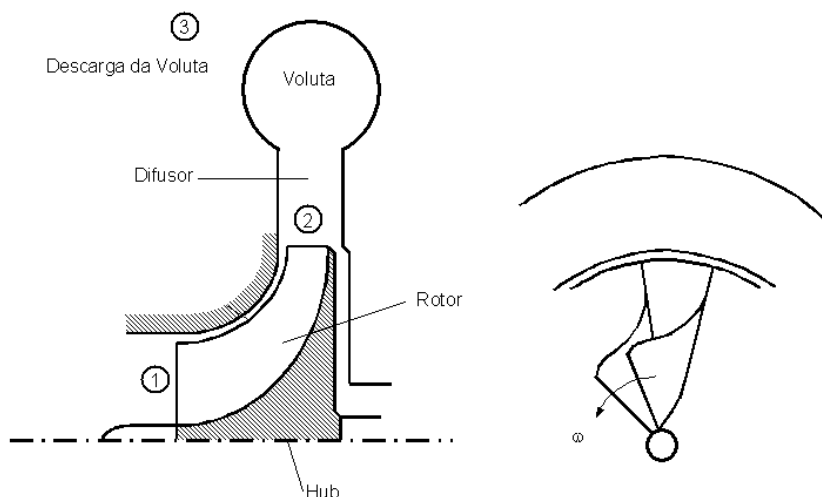


Figura 3.15: Desenho esquemático de um compressor centrífugo.

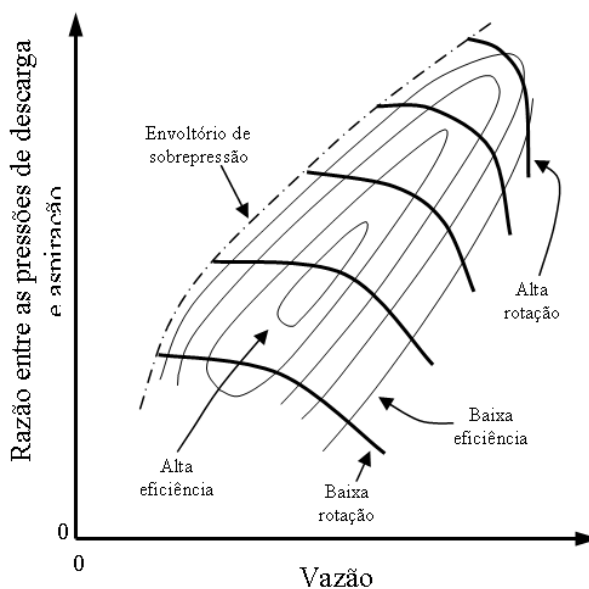


Figura 3.16: Desempenho de um compressor centrífugo.

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

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

onde:

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
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.

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

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

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

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

A potência pode ser escrita como:

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

3.1.6 – Controle de capacidade

Os métodos mais eficientes para o controle de capacidade de compressores centrífugos são:

- Regulagem das pás de pré-rotação na entrada do rotor,
- 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.

3.1.7 – 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 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
- 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.

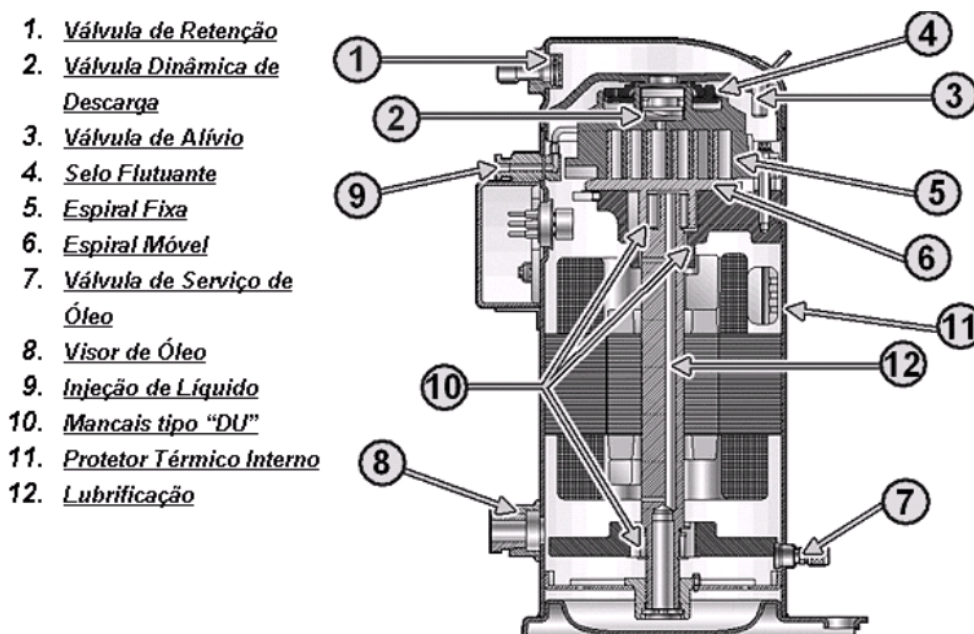


Figura 3.17: Compressor Scroll e componentes.

3.1.7.1 – Princípio de Funcionamento

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll possui duas peças em forma de espiral, conforme Figura 3.18, encaixadas face a face uma sobre a outra. A espiral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico.



Figura 3.18: Espirais do compressor Scroll

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.

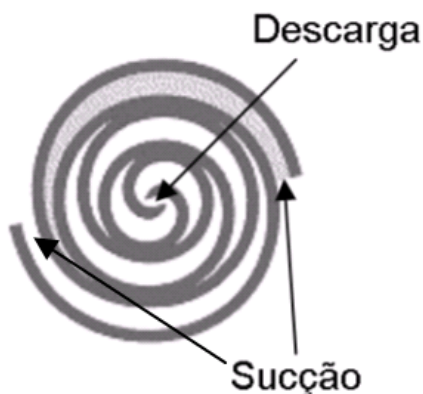


Figura 3.19: Sucção e descarga nas espirais.

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.



3.1.7.2 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) e 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 e 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 é 2020.

3.2 Seleção do Compressor

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

- Condições de operação.
- Capacidade requerida.
- 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 abaixo com indicativo, porém a seleção final deve ser analisada caso a caso.

Para compressores de grande capacidade as opções são os alternativos e parafusos, abertos ou semi-herméticos, e, 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 através de dados dos fabricantes.

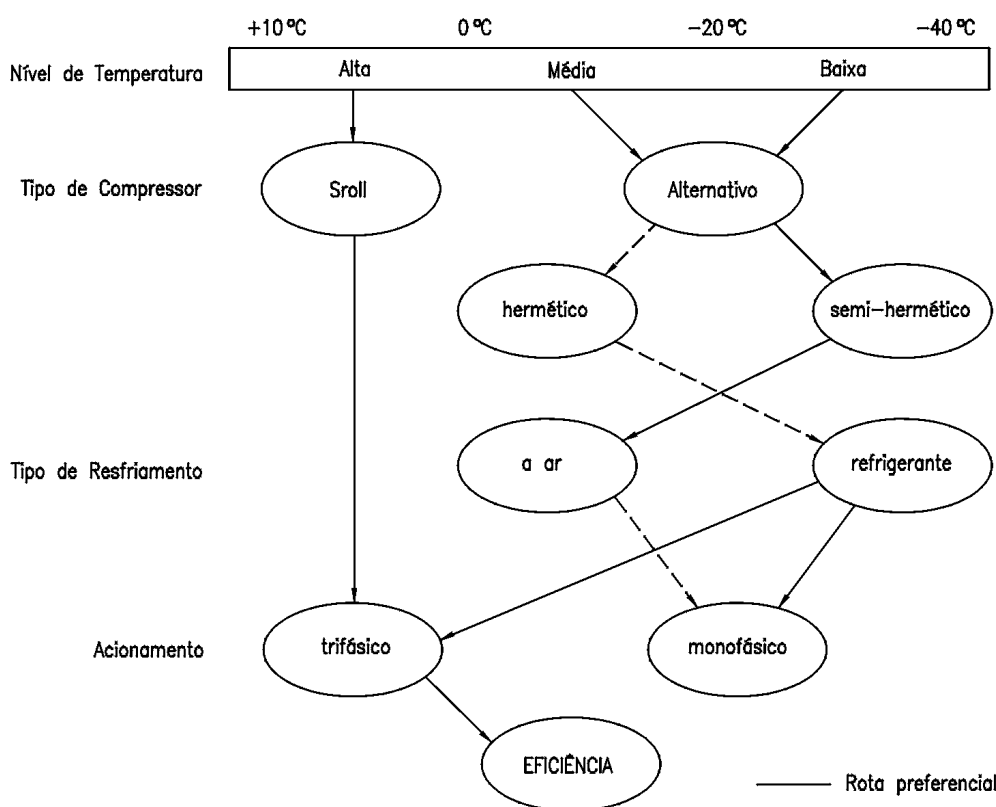


Figura 3.21 – Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5 kW).

A tabela abaixo mostra uma comparação entre compressores alternativos e parafuso, aberto e semi-herméticos, para duas condições de operação e utilizando o refrigerante R407c. Os dados mostrados abaixo 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

	Capacidade	Potência	COP
$T_o = 0\text{ °C} / T_c = 50\text{ °C}$	kW	kW	-
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
$T_o = -15\text{ °C} / T_c = 40\text{ °C}$			
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



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. A capacidade dos motores e dos compressores parafuso aumenta com a capacidade.
- Condições de operação.
- Refrigerante.

3.3 – Condensadores

3.3.1 – Capacidade dos Condensadores.

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

Considere a Figura 3.22, onde 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 1ª lei da termodinâmica, que:

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

onde: \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;

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

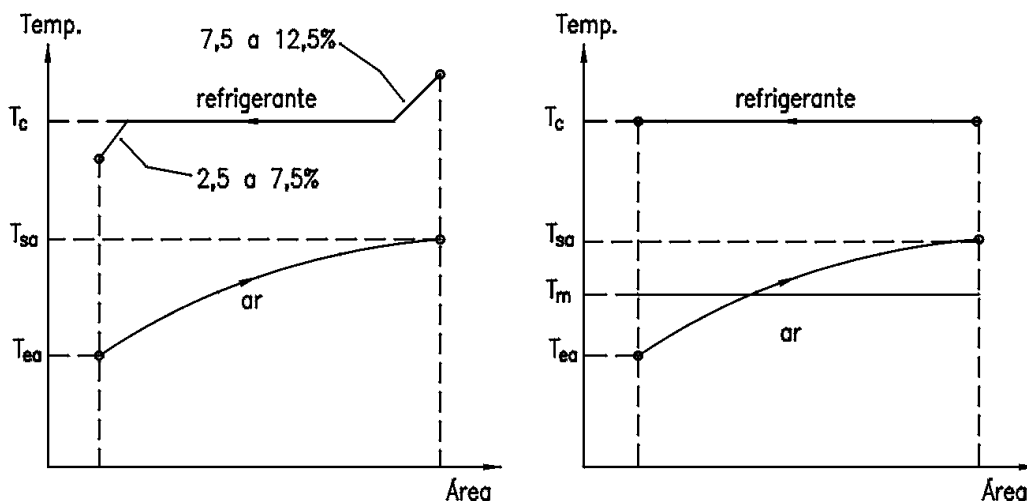


Figura 3.22 – Variação de temperatura do refrigerante e do meio de resfriamento de um condensador.

Conforme visto no primeiro capítulo, o comportamento do condensador, enquanto trocador de calor, pode-se utilizar a Eq. (3.18) para expressar o fluxo de calor trocado, onde 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 Eq. (3.19).

$$\dot{Q}_c = U A \Delta T_{ml} \quad (3.18)$$

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

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

$$\Delta T_{ml} = T_c - T_m \quad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \quad (3.20)$$

Combinando-se as equações acima, obtém-se uma expressão que permite o cálculo do 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 Eq. (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 Eq. (3.21) pode ser escrita como mostrado abaixo, onde 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 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, e 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.

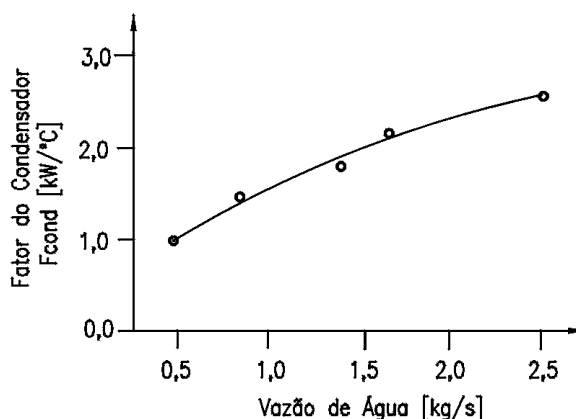


Figura 3.23 – Fator de troca de calor de um condensador, em função do fluxo mássico de água

As características típicas dos condensadores resfriados a ar e a água são mostradas nas figuras abaixo. Na Figura 3.24.a é mostrada 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.

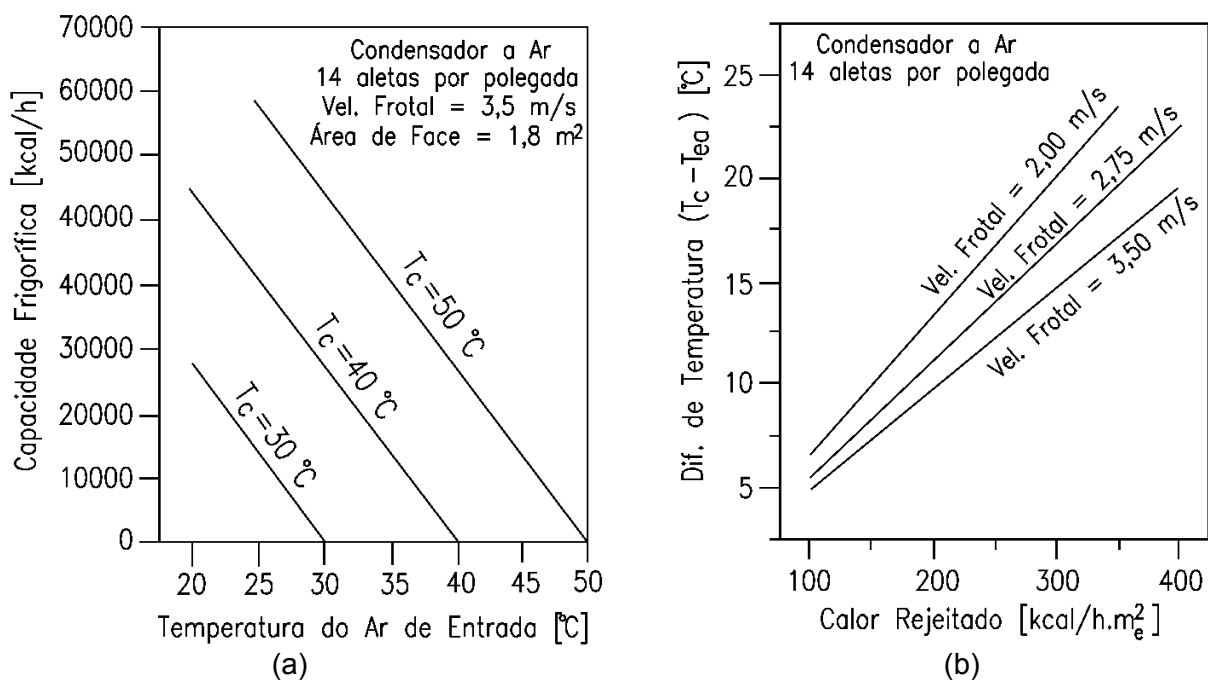


Figura 3.24 – Características típicas de condensadores resfriados a ar.

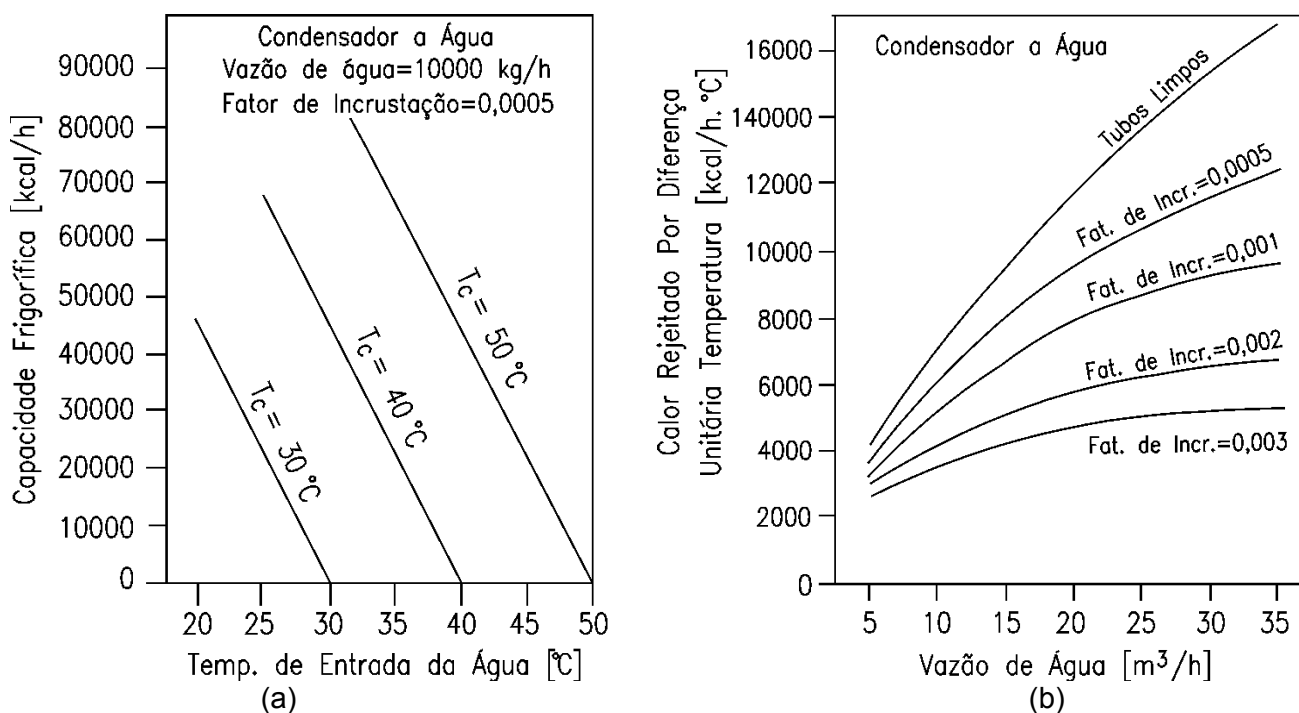


Figura 3.25 – Características típicas de condensadores resfriados a água.

Na Figura 3.25.a é mostrada 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, e como pode ser visto, à medida que aumenta o fator de incrustação a capacidade de rejeição de calor do condensador diminui.

3.3.2 – Características dos Condensadores

3.3.2.1 – 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, nível de ruído, etc.

Os condensadores resfriados a ar são normalmente utilizados com parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados onde não é econômica a utilização de sistemas resfriados a água, devido ao alto custo ou 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. Um 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. E, 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;
- 43 °C, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for menor que 0 °C;

Os condensadores a ar devem ser instalados elevados, com relação ao nível do solo, para prevenir acumulação de sujeira sobre as serpentinas. Deve-se sempre garantir que existam aberturas adequadas e livres de qualquer obstrução para 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, que definem os níveis máximos de ruído permitidos. Em algumas situações, especialmente dentro de zonas residências em centros urbanos, deverão ser empregados sistemas para controle da rotação dos ventiladores (motores de duas velocidades ou inversores de frequência), os quais atuariam 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 numa 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 dentro dos níveis fixados em 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, como por exemplo:

- Instalação de dampers para controlar a vazão de ar de resfriamento dos condensadores.
- 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.

3.3.2.2 – 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, sendo que usualmente utiliza-se, para a condição de projeto do sistema, o valor de 29,5 °C para a temperatura da água que deixa a torre. 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 aspectos relacionados com sua aplicação e economia.

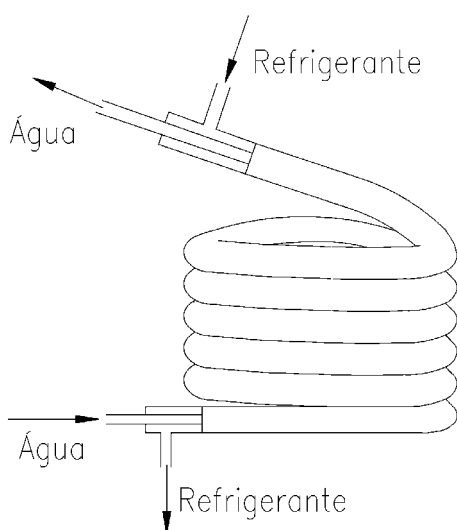


Figura 3.26 - Condensador duplo tubo

3.3.2.2.1 – Condensador duplo tubo

Estes condensadores são formados por dois tubos concêntricos, geralmente 1 ¼” para o tubo interno e 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.

3.3.2.2.2 – Condensador Carcaça e Serpentina (Shell and Coil)

Os Condensadores Carcaça e Serpentina (Shell and Coil) são constituídos 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). São usados em unidades de pequena e média capacidade, tipicamente até 15 TR.

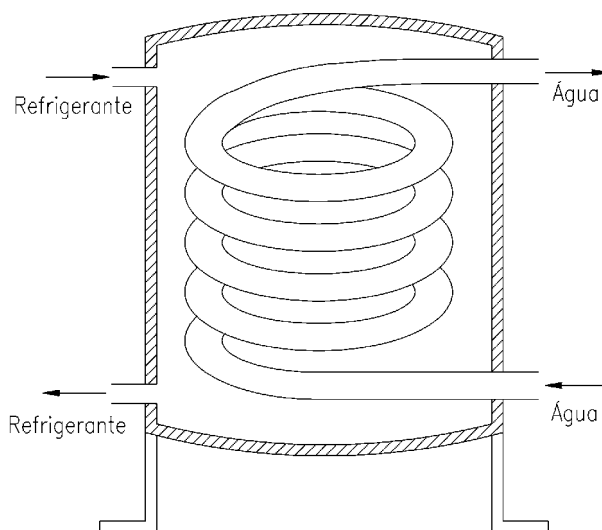


Figura 3.27 – Carcaça e Serpentina (Shell and Coil)

3.3.2.2.3 - Condensador Carcaça e Tubo (Shell and Tube).

Os condensadores Shell and Tube são constituídos de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada uma 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 escoa dentro da carcaça, em volta dos tubos. Os tubos são de cobre e os espelhos de aço para hidrocarbonetos halogenados e, para amônia, tanto os tubos como os espelhos devem ser aço. São de fácil limpeza (por varetamento) e manutenção. São fabricados para uma vasta gama de capacidades, sendo amplamente utilizados em pequenos e grandes sistemas de refrigeração.

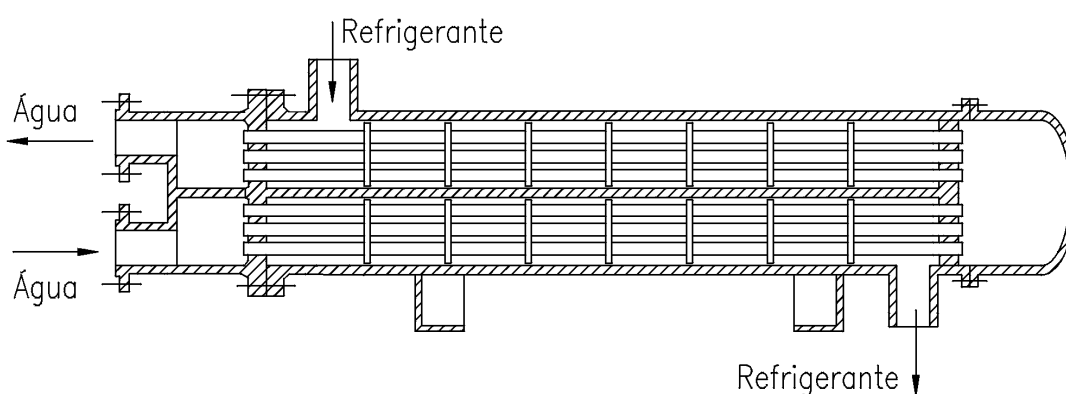


Figura 3.28 – Condensador Carcaça e Tubo (Shell and Tube)

A velocidade ótima da água em um condensador Shell and Tube deve ser da ordem de 1,0 a 2,0 m/s, e nunca deve ultrapassar os de 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 as velocidades indicadas acima.

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

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

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

c) 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.

d) O fator incrustação (fouling factor), que está associado a uma resistência térmica adicional devido à formação de incrustações, depende da qualidade de água. Geralmente, para condensadores novos que operarão com água de boa qualidade, considera-se um fator de incrustação da ordem de $0,000044 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ ($0,00025 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}$).

Tabela 3.2 – Aumento da superfície de transferência para compensar o fator de incrustação.

Fator de Incrustação [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]	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 um 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, onde é mostrado 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.

3.3.2.2.4 Condensador de Placa

Os condensadores de placas são geralmente constituídos 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.

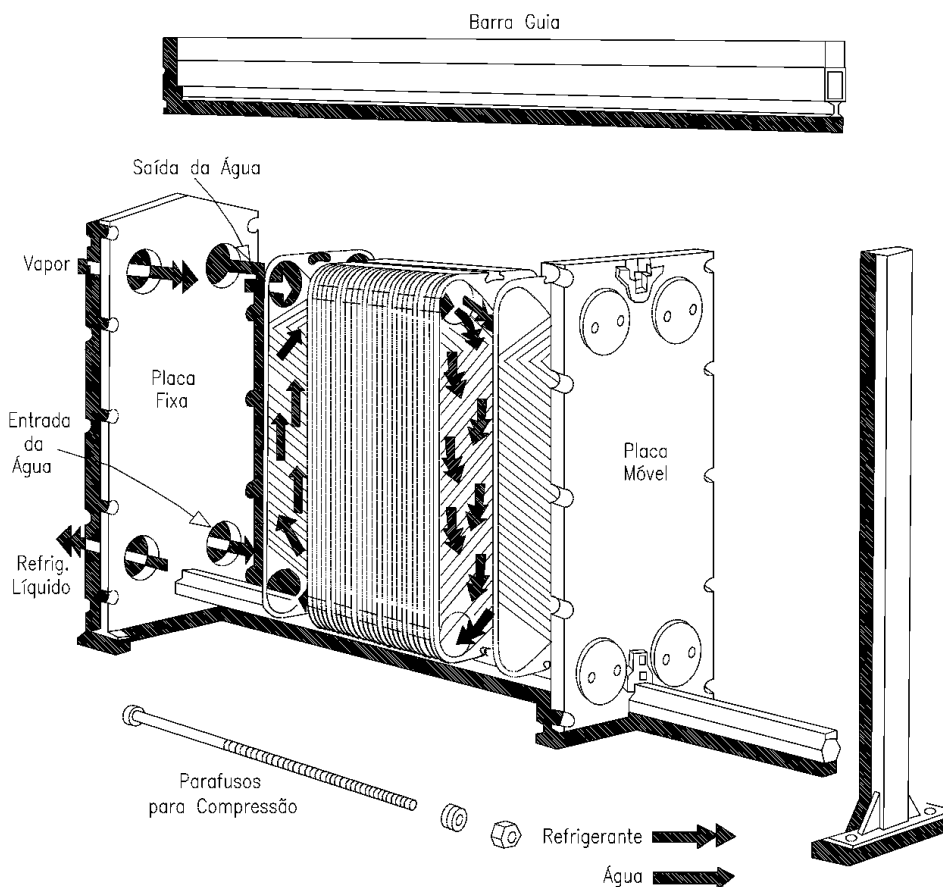


Figura 3.29 – Condensador de placas.

Estes trocadores de calor começam a ser utilizados cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente global de transferência de calor (2500 a $4500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), porém seu uso ainda é restrito na refrigeração industrial.

Apresentam-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 ainda a vantagem da facilidade de aumento de sua capacidade, pela simples inclusão de placas.

3.3.2.3 – Condensadores Evaporativos

Os condensadores evaporativos são formados por uma espécie de torre de resfriamento de tiragem mecânica, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoam o fluido frigorífico (Figura 3.30). No topo destes condensadores são instalados bicos injetores que pulverizam água sobre a tubulação de refrigerante. A água escoam, em contracorrente com o ar, em direção a bacia do condensador. O contato da água com a tubulação por onde escoam 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 através de um controle de nível (válvula de bóia), acoplado a uma tubulação de reposição.

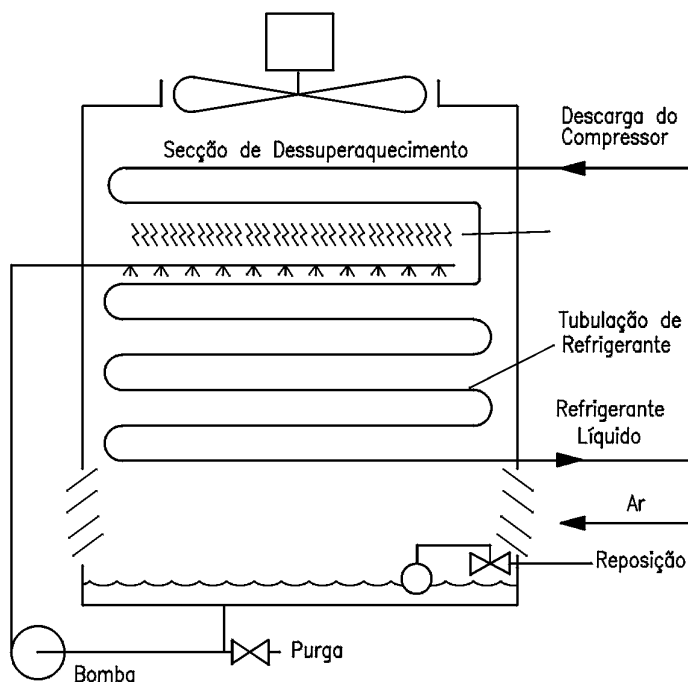


Figura 3.30 – Condensador Evaporativo

O consumo total de água nestes condensadores (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 selecionados 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 é chamada de dessuperaquecedor, e 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 subresfriamento do refrigerante líquido, a uma temperatura inferior à temperatura de condensação. Embora o subresfriamento 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.

3.3.3 – 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 à 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 s 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 e com condensadores resfriados a água em sistema fechado, isto é, com torre de resfriamento, observa-se que os evaporativos resultam em menores temperaturas de evaporação, 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).

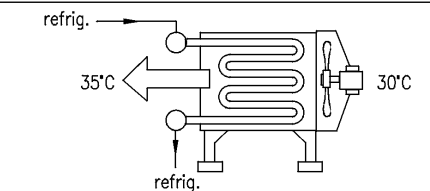
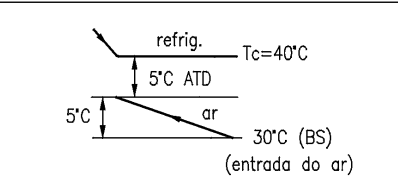
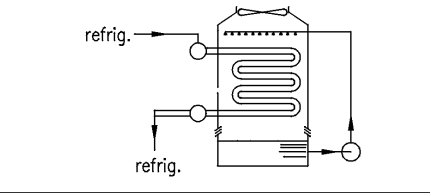
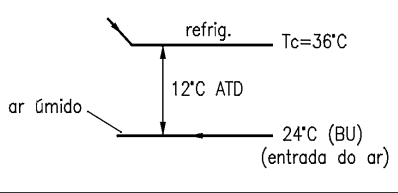
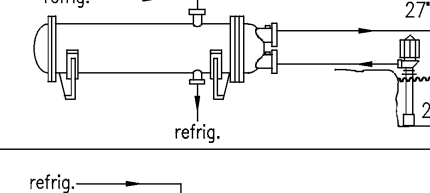
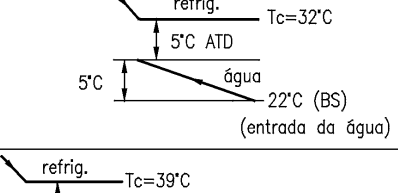
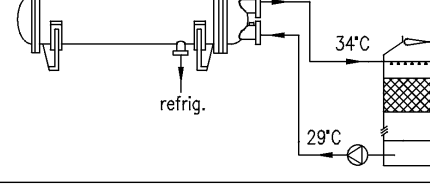
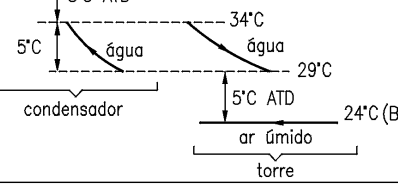
Tipo de Condensador	Arranjo Esquemático	Temp. de Condensação Típica (T_c)
Resfriado a Ar		
Evaporativo		
Resfriado a Água (sistema aberto)		
Resfriado a Água (sistema fechado)		

Figura 3.31 – Temperaturas de condensação típicas.

Quando maior é o condensador, menor é a temperatura de condensação. Porém condensadores excessivamente grandes podem causar problemas devido à baixa pressão de condensação. Assim, a definição da temperatura e superfície de transferência (capacidade) dos condensadores deve ser cuidadosamente analisada e, como valores indicativos, podem ser utilizados os dados da Figura 3.31.

<i>Exemplo. Dados do sistema:</i>	<i>Finalidade:</i>	<i>resfriamento de líquido.</i>
	<i>Temp. de evaporação:</i>	<i>8 °C</i>
	<i>Carga térmica:</i>	<i>100 kW (28,5 TR)</i>
	<i>Tempo de operação:</i>	<i>6000 h/ano</i>
	<i>Tem. água de resfriamento:</i>	<i>entrada: 23 °C / saída: 26 °C</i>
	<i>Custo da eletricidade:</i>	<i>0,1423 R\$/kWh (valor médio)</i>



<i>Área do Condensador</i>	<i>Temperatura de Condensação</i>	<i>COP</i>	<i>Custo do Condensador</i>	<i>Custo Operação</i>	<i>Capacidade do Compressor</i>
<i>m²</i>	<i>°C</i>	<i>-</i>	<i>R\$</i>	<i>R\$</i>	<i>m³/h</i>
27	29	4,1	30849,00	20819,55	126,0
14	30	3,7	20748,00	23070,31	126,0
9	35	3,4	16380,00	25105,92	129,6
7	38	3,2	13923,00	26675,04	129,6
6	42	2,9	12285,00	29434,53	133,2

Tomando-se como base o condensador de 9 m² (temperatura de condensação de 34 °C), sem considerar aspectos relacionados com a redução de capacidade do compressor, ter-se-ia um payback simples de 3,4 e 2,2 anos para os condensadores de 27 e 14 m², respectivamente.

3.4 – Evaporadores

3.4.1 – 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).

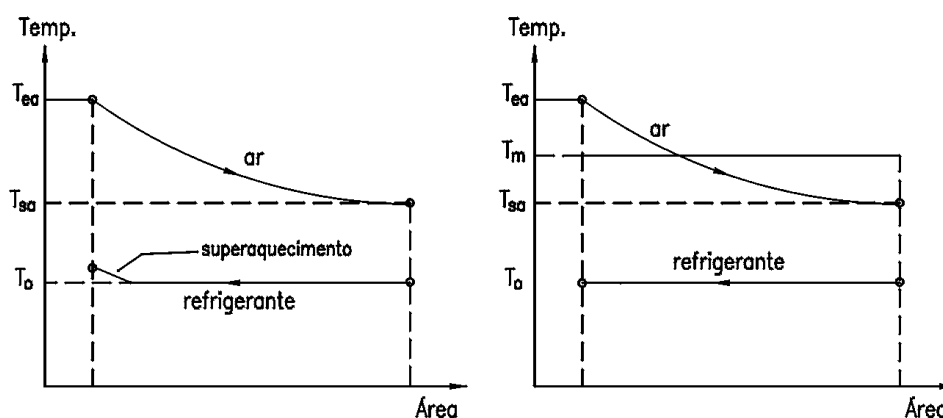


Figura 3.32 – Variação de temperaturas do refrigerante e do ar em um dado evaporador.

Considerando-se que neste processo não ocorre condensação do vapor de água do ar, pode-se escrever pela 1ª lei da termodinâmica, que:

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

onde: \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;

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 Eq. (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_{ml} é a diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante e o fluido a ser resfriado, dada pela Eq. (3.25).



$$\dot{Q}_o = U A \Delta T_{ml} \quad (3.24)$$

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

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

$$\Delta T_{ml} = T_m - T_o \quad T_m = \frac{T_{sa} + T_{ea}}{2} \quad (3.26)$$

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 Eq. (3.27).

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

Analogamente ao caso do condensador, pode-se escrever a equação acima 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.

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

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 2,0m 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 Eq. (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.

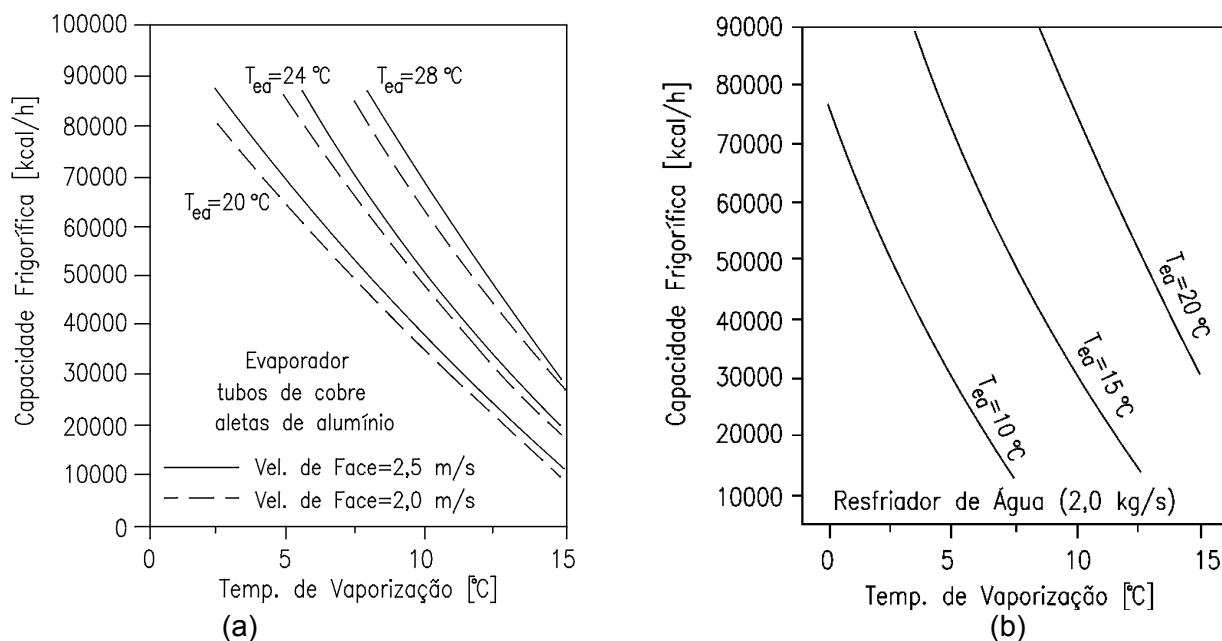


Figura 3.33 – Características típicas de evaporadores para resfriamento de ar e água.

3.4.2 – Classificação dos Evaporadores Quanto ao Sistema de Alimentação.

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

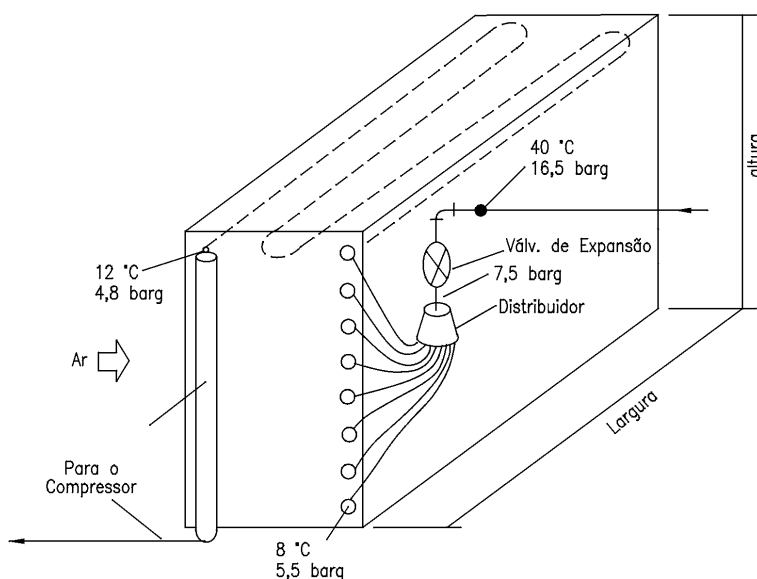


Figura 3.34 - Evaporadores de expansão direta



3.4.2.1 – Evaporadores Secos (ou de Expansão Direta).

Nestes evaporadores 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 frigorífico saturado (líquido + vapor) e na outra parte fluido superaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluidos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas.

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

3.4.2.2 – Evaporadores Inundados.

Nos 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 retorna 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.

Estes evaporadores são muito usados 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. Exigem grandes quantidades de refrigerante e também possuem um maior custo inicial.

Os evaporadores inundados podem ser ainda ter sua alimentação classificada em:

Alimentação por gravidade. Nestes sistemas os separadores de líquido, que podem ser individuais, parciais ou único, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação.

Recirculação de Líquido. Nestes sistemas 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 da taxa de recirculação são mostrados na Tabela 3.3.

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

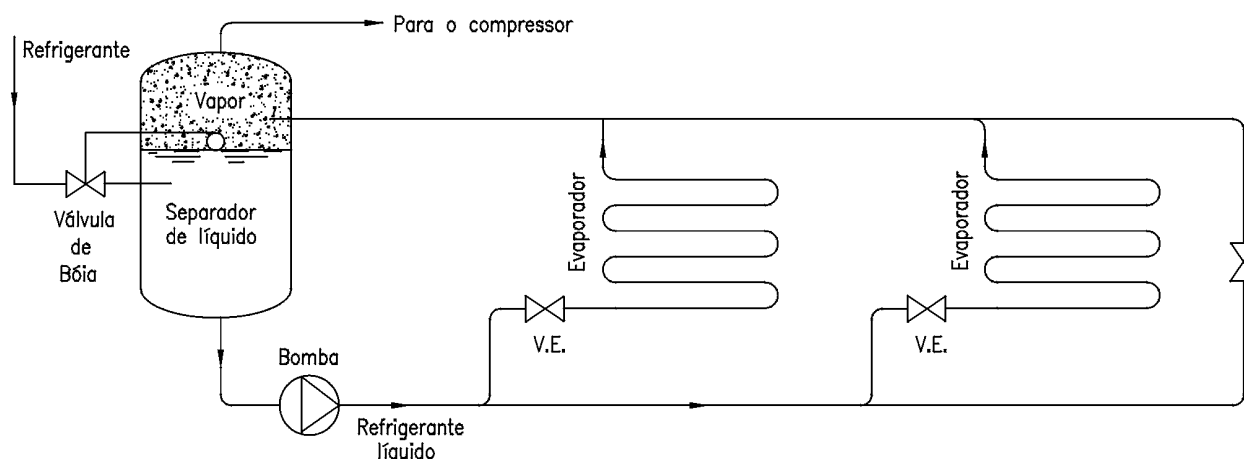


Figura 3.35 – Evaporadores inundados com recirculação de líquido (por bomba).

Tabela 3.3 – Taxas de recirculação típicas.

Fluído Refrigerante - 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

3.4.3 – Classificação dos Evaporadores Quanto ao Fluido a Resfriar.

Conforme mencionado anteriormente, o evaporador é um dos quatro componentes principais de um sistema de refrigeração, e 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:

1. Evaporadores para ar.
2. Evaporadores para líquidos.
3. Evaporadores de contato.



3.4.3.1 – Evaporadores para o resfriamento de ar

Em um evaporador para resfriamento de ar, o fluido refrigerante 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 uma câmara, balcão refrigerante, sala climatizada, etc.

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

3.4.3.1.1 – Evaporadores com circulação natural do ar (convecção natural)

Os evaporadores com circulação natural do ar podem ser constituídos tanto de tubos lisos quanto de tubos aletados, tendo sido bastante utilizados em situações onde se desejava 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, estes evaporadores são atualmente pouco empregados.

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, zig-zag, etc.

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/m².K
- Tubo aletados: 6 a 9 W/m².K

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

Estes evaporadores devem ser colocados 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.

3.4.3.1.2 – Evaporadores com circulação forçada do ar.

Os evaporadores com circulação forçada (unit coolers ou frigidifusores), são atualmente o tipo de evaporador mais utilizado em câmaras frigoríficas, salas de processamento e túneis de congelamento, sendo constituídos, basicamente, por uma serpentina aletada e ventiladores, montados em um gabinete compacto.

Quanto à posição do ventilador em relação à serpentina aletada, estes evaporadores podem ser classificados 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.

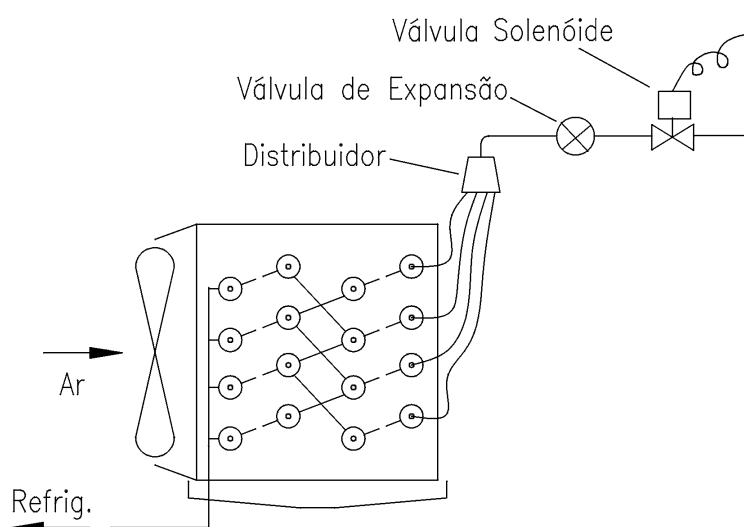


Figura 3.36 - Evaporadores com circulação forçada do ar (ventilador soprando)

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

A aspensão de líquido, além de manter a serpentina sempre limpa, também apresentam as seguintes finalidades:

- Aumentar a umidade relativa do ambiente, para temperaturas acima de 0 °C. Utiliza-se a aspensão de água.



- Eliminar a formação de gelo e, conseqüentemente, e 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.

3.4.3.1.3 – 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.
- 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 no 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, tem 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, e 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 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 (nº de rows) de tubos na direção do escoamento. O nº de rows influencia na remoção de calor latente, e quanto maior este número maior a redução de umidade do ar ao atravessar a serpentina. O nº de rows normalmente varia de 4 a 8, sendo limitado pela temperatura do refrigerante.

A redução de temperatura e 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. Maiores temperaturas do refrigerante implicarão em maiores temperaturas 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 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 Eq. 3.28), deve obedecer aos critérios estabelecidos na tabela abaixo, 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 à quantidade de calor que deve ser removida. Serpentinas 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.

Tabela 3.4 – Diferencial de temperatura de projeto para seleção de evaporadores.

Umidade Relativa [%]	70 a 75	76 a 80	81 a 85	86 a 90	91 a 95
$\Delta T = (T_{ea} - T_o)$ [°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

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.

3.4.3.2 – Evaporadores para o resfriamento de líquidos

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

Os principais tipos de evaporadores para líquidos são:

- Carcaça e tubo (Shell and tube).
- Carcaça e serpentina e (Shell and coil).
- Cascata ou Baudelot.
- Evaporadores de Placas.

3.4.3.2.1 – Carcaça e tubo (Shell and tube).

Este tipo de evaporador é um dos mais utilizados na indústria de refrigeração para o resfriamento de líquidos. São fabricados em uma vasta gama de capacidades, podendo ser do tipo inundado, com alimentação por gravidade, onde 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, onde o refrigerante escoar por dentro dos tubos e o líquido a resfriar na parte de fora dos tubos (Figura 3.37).

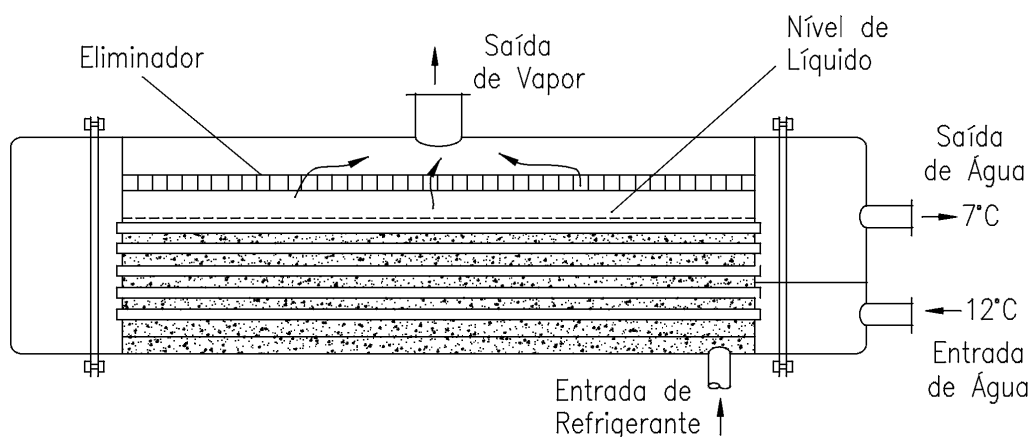


Figura 3.37 – Evaporador Carcaça de Tubo (Shell and tube).

São fabricados em chapas calandradas com cabeçotes fundidos, espelhos de aço e tubos de cobre ou aço, com aletas ou não. Podem conter vários passes (ou passagens) de modo a manter a velocidade do líquido no interior dos tubos dentro de limites aceitáveis, evitando-se perdas de carga excessivas. Podem 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 escoe perpendicularmente aos tubos.

3.4.3.2.2 – Carcaça e serpentina (Shell and coil).

Nestes evaporadores o fluido frigorífico escoa por dentro do tubo, que é dobrado em forma de serpentina, e o líquido circula por fora do mesmo. Pelas dificuldades de limpeza da serpentina, bem como devido ao baixo coeficiente global de transferência de calor, este tipo de evaporador não é muito utilizado, se restringindo a instalações com refrigerantes halogenados de pequena capacidade, ou nos resfriadores intermediários fechados dos sistemas de duplo estágio.

3.4.3.2.3 – Cascata ou Baudelot.

Estes evaporadores são utilizados para o resfriamento de líquidos, normalmente água para processo, até uma temperatura em torno de 0,5 °C acima do seu ponto de congelamento. E são projetados de forma que não sejam danificados 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 contínua permite melhor controle da distribuição do líquido e o aço inoxidável oferece uma superfície higiênica e de fácil limpeza.

Estes evaporadores também são muito utilizados na indústria de bebidas (cervejarias), bem como para o resfriamento de leite.

3.4.3.2.4 – 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, o por expansão direta (válvulas termostáticas).

Estes evaporadores são construídos 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.

3.4.3.3 – Evaporadores de contato.

Os evaporadores de contato formam um caso particular dos evaporadores de placas, sendo muito utilizados para o congelamento de produtos sólidos, pastosos ou líquidos. Atualmente são construídos em chapas de alumínio (liga especial), porém no passado foram utilizados principalmente o cobre e o aço. A sua alimentação pode ser por gravidade, recirculação por bomba ou expansão direta.

São mais comumente utilizadas 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, onde são tomadas duas chapas de alumínio, e 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

O exemplo abaixo mostra o efeito da seleção de diferentes evaporadores para atender uma capacidade fixa, trabalhando na mesma temperatura de condensação, a qual representa uma condição média típica de operação. Para se efetuar uma análise mais detalhada dos custos associados à operação do sistema deve ser uma faixa típica de temperaturas ambiente, e não somente um valor fixo.

Exemplo. Dados do sistema:

<i>Finalidade:</i>	<i>armazenamento de alimentos congelados.</i>
<i>Temp. da câmara:</i>	<i>-23 °C</i>
<i>Carga térmica:</i>	<i>100 kW (28,5 TR)</i>
<i>Tempo de operação:</i>	<i>8000 h/ano</i>
<i>Tem. de condensação:</i>	<i>35 °C (mantida constante)</i>
<i>Custo da eletricidade:</i>	<i>0,1423 R\$/kWh (valor médio)</i>

Área do Evaporador	Temperatura de Evaporação	COP	Custo Evaporador	Custo Operação	Capacidade do Compressor
m ²	°C	-	R\$	R\$	m ³ /h
625	-28	2,1	40950,00	54196,92	298,8
436	-31	2,0	33033,00	56906,76	324,0
335	-33	1,8	28119,00	63229,74	370,8
272	-37	1,7	24843,00	66949,13	421,2
229	-40	1,6	22386,00	71133,45	496,8

Tomando-se como base o evaporador de 335 m², sem considerar aspectos relacionados com a perda de peso do produto por desumidificação e a redução de capacidade do compressor, ter-se-ia um payback simples de 1,4 e 0,8 ano para os evaporadores de 625 e 436 m², respectivamente.

3.5 – Dispositivos de Expansão.

Em um sistema de refrigeração, o dispositivo de expansão têm 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 considerados alguns dos princípios de tipos de dispositivos de expansão, entre eles: válvula de expansão termostática, válvulas de expansão eletrônicas, válvulas de bóia

3.5.1 – Válvula de Expansão Termostática

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

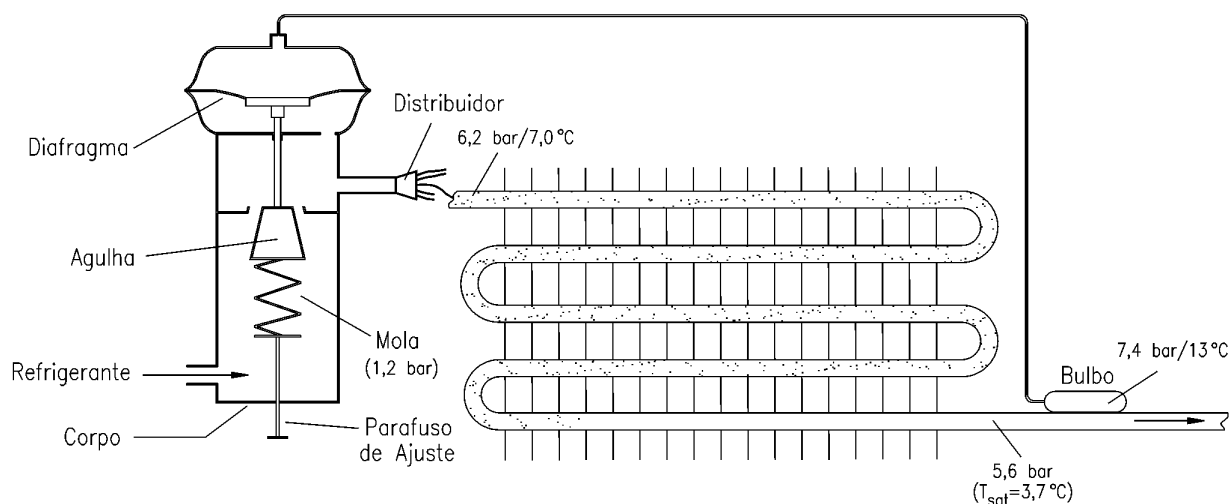


Figura 3.38 – Válvula de expansão termostática (equalização interna).

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 refrigerante saturado do mesmo tipo que o utilizado no sistema refrigerante, é conectado com a parte superior do diafragma através 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 e, caso este seja de múltiplos circuitos, deve-se utilizar um distribuidor de líquido.

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, se vaporizando a medida que recebe calor. Em uma determinada posição ao longo do comprimento dos tubos, todo o refrigerante líquido já se vaporizou e, a partir deste ponto, qualquer fluxo adicional de calor provocará um aumento da temperatura do refrigerante. Assim, quando o refrigerante alcança a saída do evaporador ele apresenta um 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 onde 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 um aumento de pressão no interior do mesmo e na parte superior do diafragma, o que move a agulha obturadora 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 o fechamento da válvula, diminuição da vazão de fluido frigorífico e aumento da diferença de pressão entre entrada e 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 em maiores superaquecimentos.

A Figura 3.39 mostra uma curva onde 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 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 , e 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 ΔT_{SS} com ΔT_O , representa o superaquecimento fixado para a operação da válvula a carga fornecida pelo fabricante da válvula em seus catálogos, e seu valor varia entre 5,5 and 11,0 °C.

Um superaquecimento excessivo ($> 11\text{ }^{\circ}\text{C}$), significa grande parte da superfície da serpentina está sendo utilizado 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.

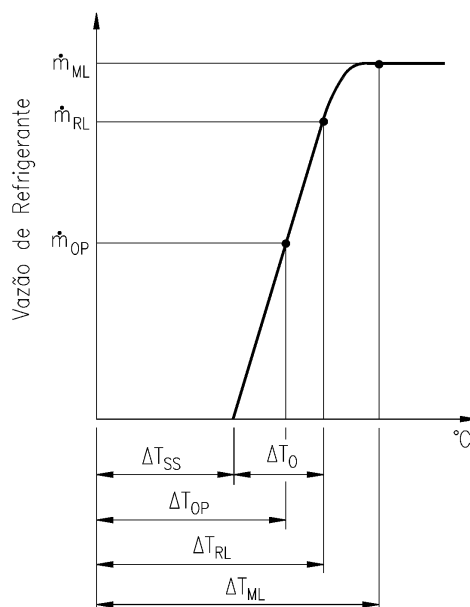


Figura 3.39 – Variação da capacidade de uma VET em função do superaquecimento.

Uma VET de equalização externa 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 serpentinas de expansão direta, principalmente aquelas alimentadas por distribuidores de líquido, apresentam perda de carga considerável, portanto as válvulas de expansão utilizadas com serpentinas de expansão direta são geralmente do tipo equalização externa.

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

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

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 °C (10- 3,7 °C).

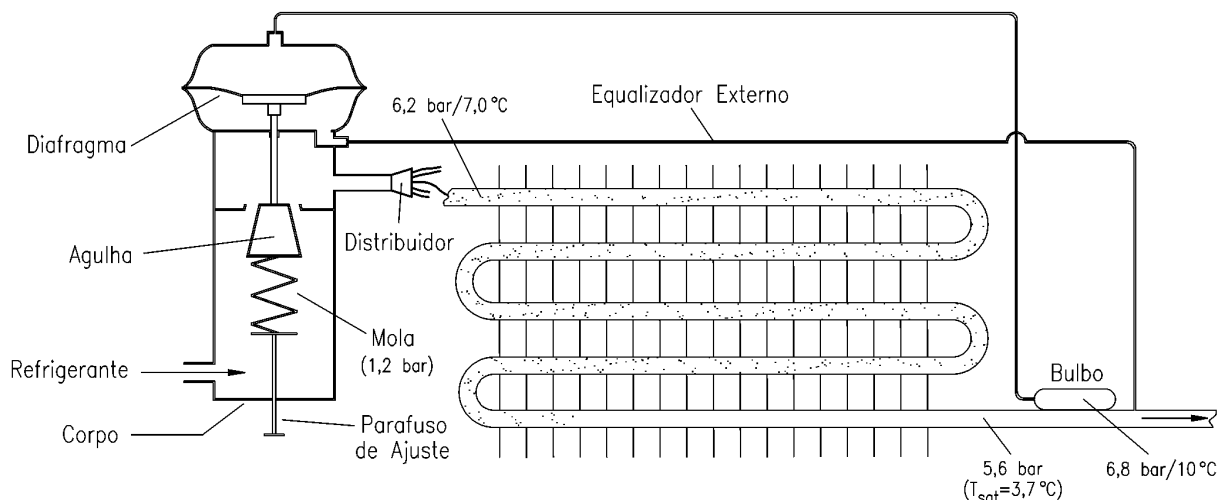


Figura 3.40 – Válvula de expansão termostática de equalização externa.

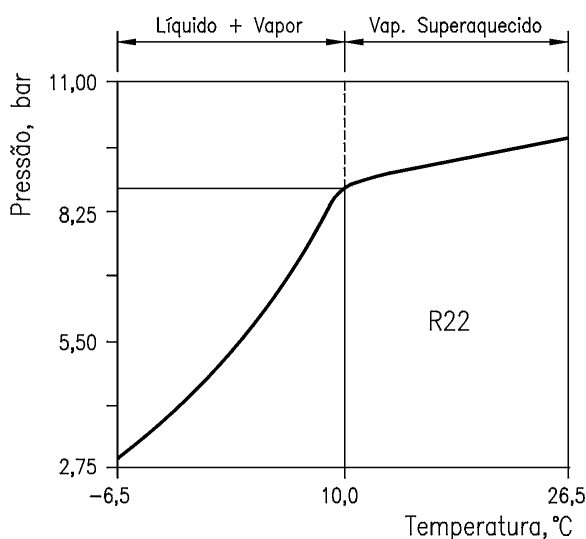


Figura 3.41 – Válvula de expansão termostática com carga limitada.

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 um 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.

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.

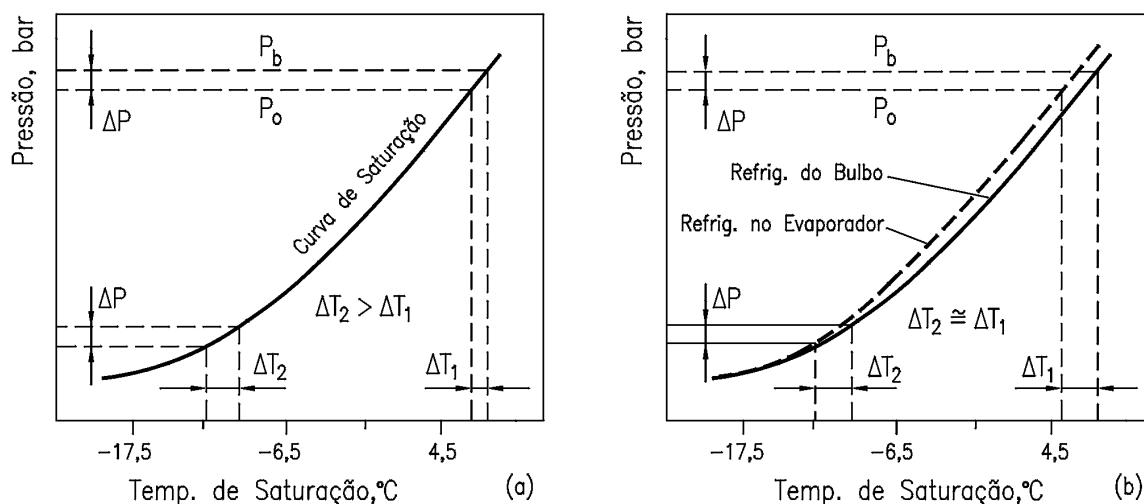


Figura 3.42 – Características das VET. Carga normal (a) e carga cruzada (b)

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 e pode 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 um 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 superalimentação e subalimentação, isto é, em *hunting*.

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

- Tamanho da Válvula. Uma válvula superdimensionada pode levar ao *hunting*.
- Grau de Superaquecimento. Quanto menor o grau de superaquecimento, maior as chances da válvula entrar em *hunting*.
- Carga do bulbo. Válvulas de carga cruzada são menos susceptíveis ao *hunting*.
- Posição do bulbo. A correta seleção da posição do bulbo freqüentemente minimize o *hunting*. O bulbo deve 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.

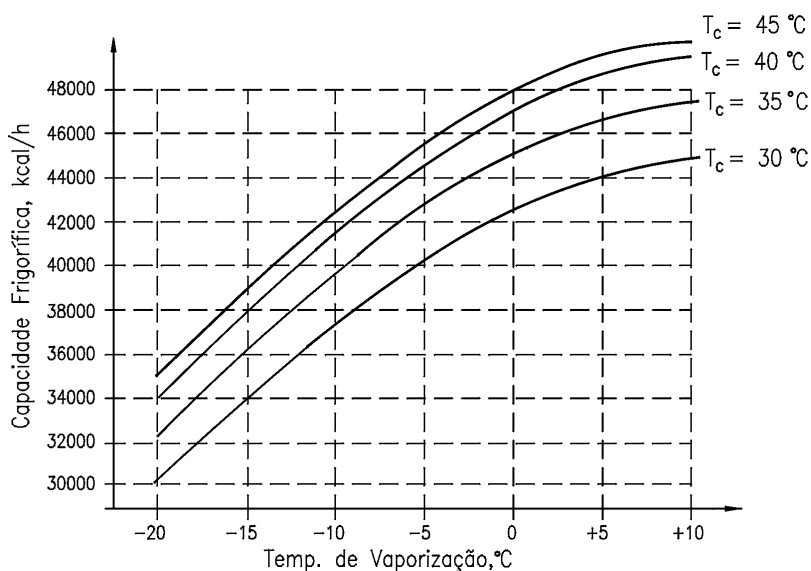


Figura 3.43 - Capacidade frigorífica da válvula de uma VET.

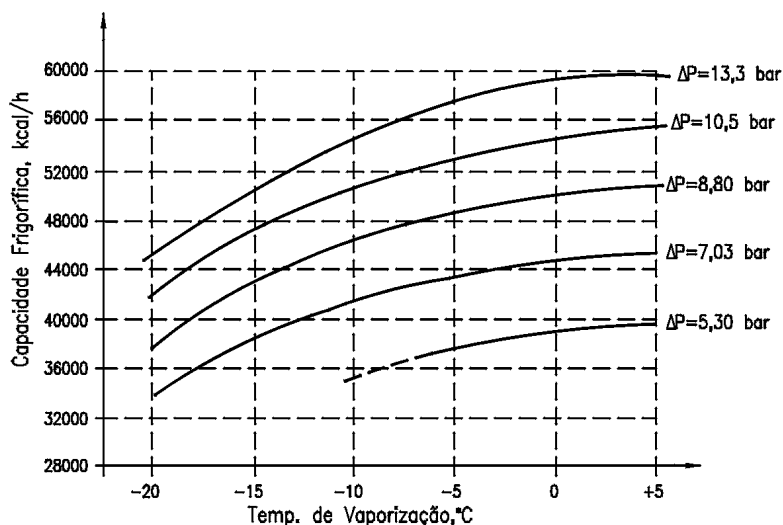


Figura 3.44 - Capacidade frigorífica de uma dada válvula de expansão termostática.

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.

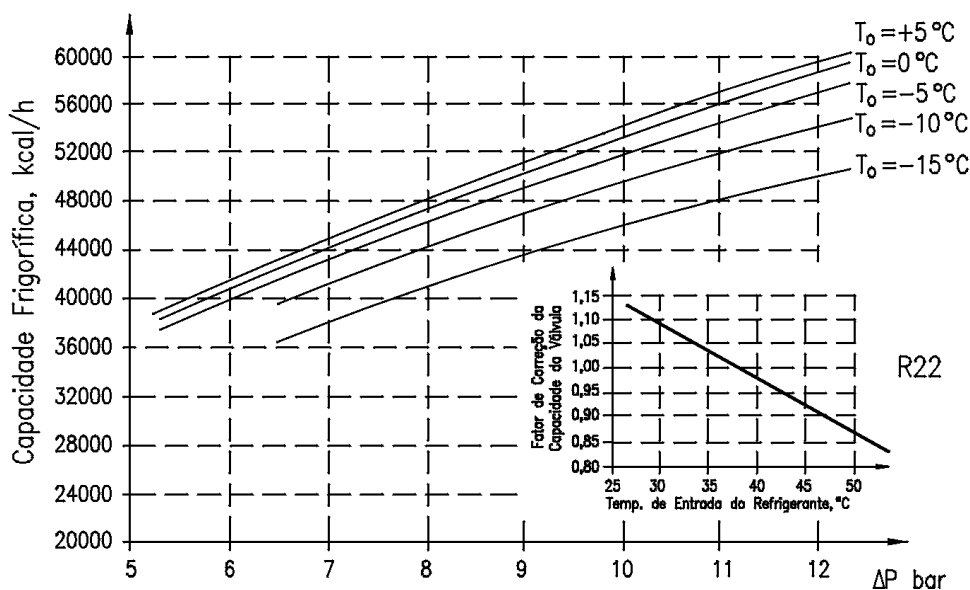


Figura 3.45 – Capacidade frigorífica da dada válvula de expansão termostática.

3.5.2 – Válvulas de Expansão Eletrônicas

As válvulas de expansão elétricas, ou mais precisamente as eletrônicas ou microprocessados, 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 ser 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. Utilizados em um sistema com R22, estas válvulas permitirão 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 e 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 se gerar o sinal digital requerido para o controle dos motores de passo e para modulação de pulsos, 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 principais vantagens das válvulas eletrônicas são:

- Promovem um controle mais preciso da temperatura.
- Promovem um controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável.
- São capazes de operar com menores pressões de condensação. Isto é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente.

- 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, e 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.

3.5.3 – Válvulas de Bóia.

A válvula de bóia 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 válvulas de bóia para sistemas de refrigeração: as de alta pressão e as de baixa pressão.

As válvulas de bóia de alta pressão controlam 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.

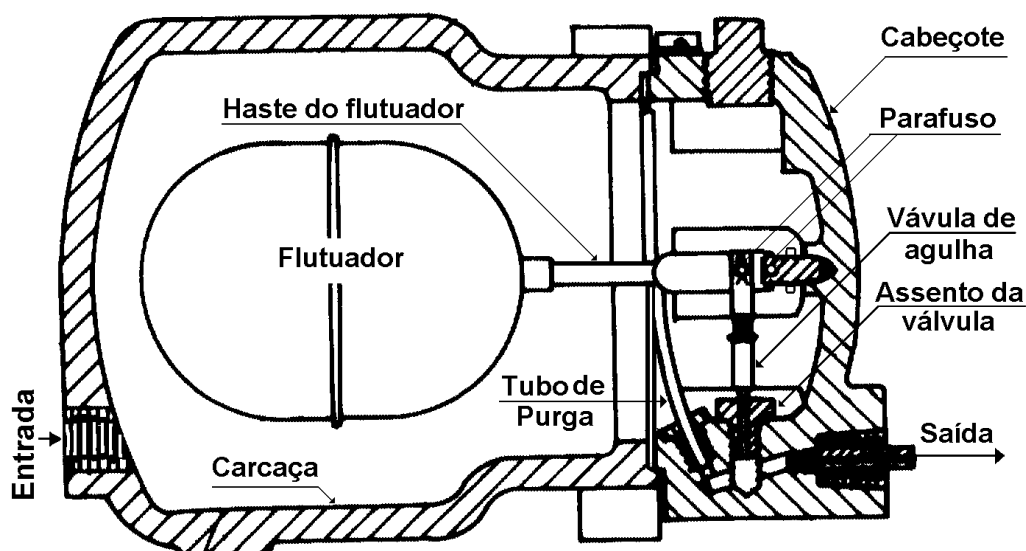


Figura 3.46 – Válvula de bóia de alta pressão.

Como a câmara de alta pressão comporta somente uma pequena quantidade de refrigerante, a maior parte do líquido é armazenado 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.

As válvulas de bóia de baixa pressão (Figura 3.47) controlam 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 das válvulas de alta pressão.

Em evaporadores 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 empregam-se válvulas de bóia combinadas com solenóides, as quais são acionadas pelo flutuador da válvula de bóia.

As válvulas de bóia de alta pressão podem ser utilizadas em sistemas de expansão seca ou em evaporadores inundados, e as válvulas de baixa pressão são freqüentemente utilizadas com evaporadores ou serpentinas inundadas.

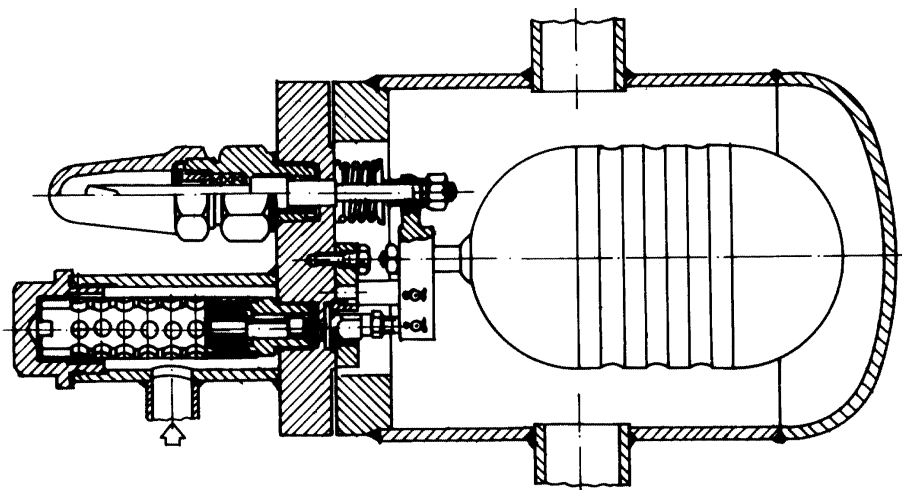


Figura 3.47 - Válvula de bóia de baixa pressão.

3.5.4 – 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 frigorífico no evaporador e da pressão de mola, como mostrado na Figura 3.48. A pressão do

fluido frigorífico 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, as válvulas de expansão de pressão constante se adaptam melhor a aplicações onde a carga térmica é aproximadamente constante, por conseguinte, elas têm de uso limitado.

Sua utilidade principal é em aplicações onde a temperatura de vaporização deve ser mantida constante, em um determinado valor, para controlar a umidade em câmaras frigoríficas ou evitar o congelamento em resfriadores de água. Elas também podem ser vantajosas quando é necessário proteção 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.

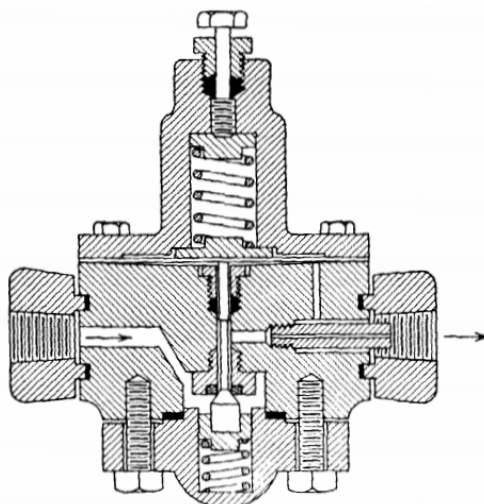


Figura 3.48 - Válvula de expansão de pressão constante.

3.5.5 – 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, o qual 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 tubos capilares (D_i) varia de 0,5 a 2,0 milímetros, com comprimentos (L) desde 1,0 até 6,0 metros. Para refrigerantes halogenados os capilares geralmente são de cobre. Nos últimos anos, observa-se uma tendência da utilização de capilares mais curtos, onde a relação L/D_i é



da ordem de 3 a 20. Estes capilares mais curtos têm sido fabricados de latão ou outras ligas a 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, resíduos sólidos ou o estrangulamento 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 o 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 estas 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 com as seguintes conseqüências:

- Durante a operação, haverá uma 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 uma conseqüente variação da capacidade frigorífica.
- Pode haver sobrecarga do motor do compressor
- 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, onde o compressor está localizado a uma certa distância do evaporador, também deve ser evitado, pois são difíceis de se carregar com exatidão, 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 durante quando o sistema está 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 um 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:

- Simplicidade (não apresentam partes móveis).
- Baixo custo.
- Permitem a equalização das pressões do sistema durante as paradas (motor de acionamento do compressor pode ser de baixo torque de partida).
- Redução da quantidade e custo do refrigerante e eliminação da necessidade de um tanque coletor.

Desvantagens dos Tubos Capilares

- Impossibilidade de regulação para satisfazer distintas condições de carga.
- Risco de obstrução por matéria estranha.
- Exigência de uma carga de refrigerante dentro de limites estreitos.
- Redução da eficiência operacional para qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação.

3.6 – Torre de Resfriamento

3.6.1 – Introdução

Em muitos sistemas de refrigeração, ar condicionado e processos industriais, gera-se calor que deve ser extraído e dissipado. Geralmente 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, por exemplo, de um rio. Se esta solução não for possível ou for inviável economicamente ou ecologicamente, o procedimento mais comum é empregar uma torre de resfriamento que permite através 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 através do contato com o ar atmosférico, como mostra a Figura 3.49.

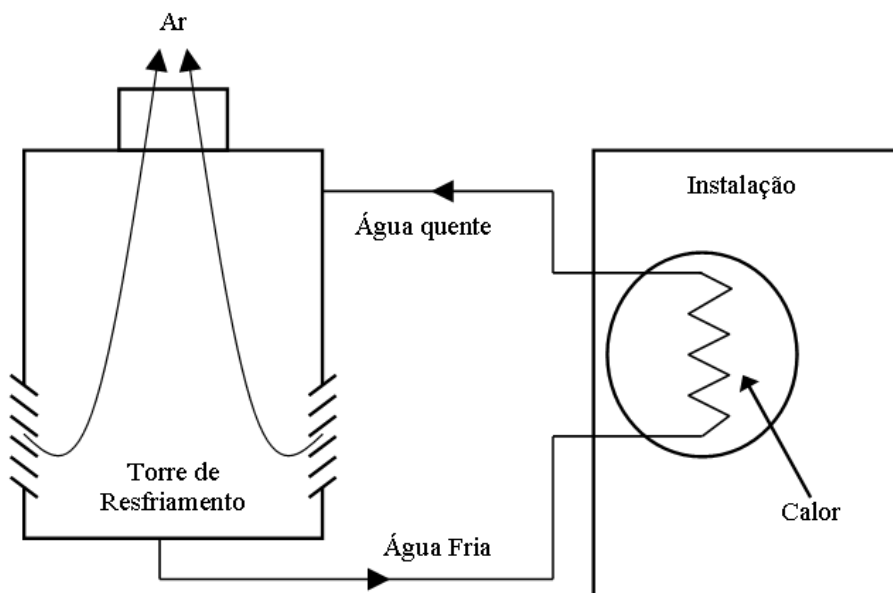


Figura 3.49: Instalação com torre de resfriamento.

3.6.2 – 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 com que a água é distribuída para se obter um bom contato com o ar ascendente. Existem dois métodos básicos: estender a água em finas camadas sobre superfícies ou produzir gotas através do choque da água em sua queda como mostra a Figura 3.50.

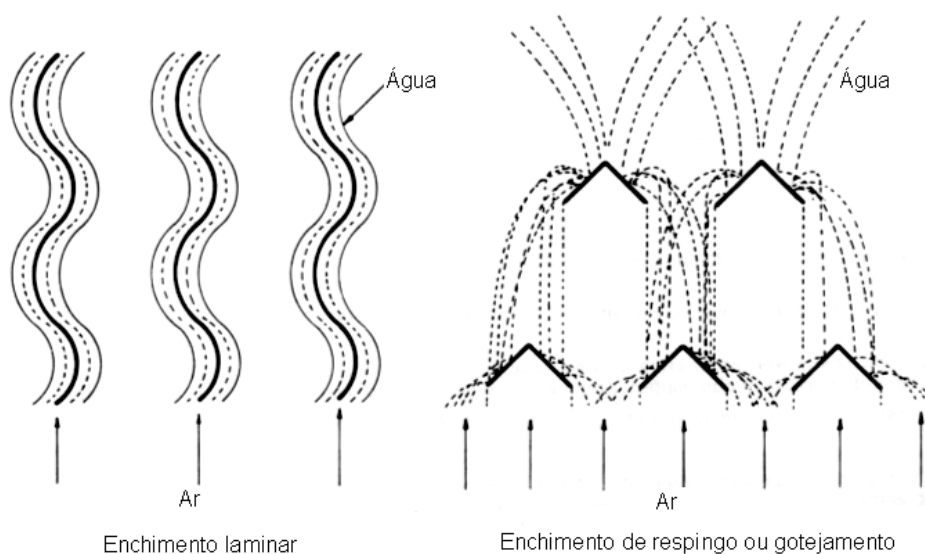


Figura 3.50: Sistemas de distribuição de água.

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 tem-se:

- Torres de fluxo em contracorrente;
- Torres de fluxo cruzado.

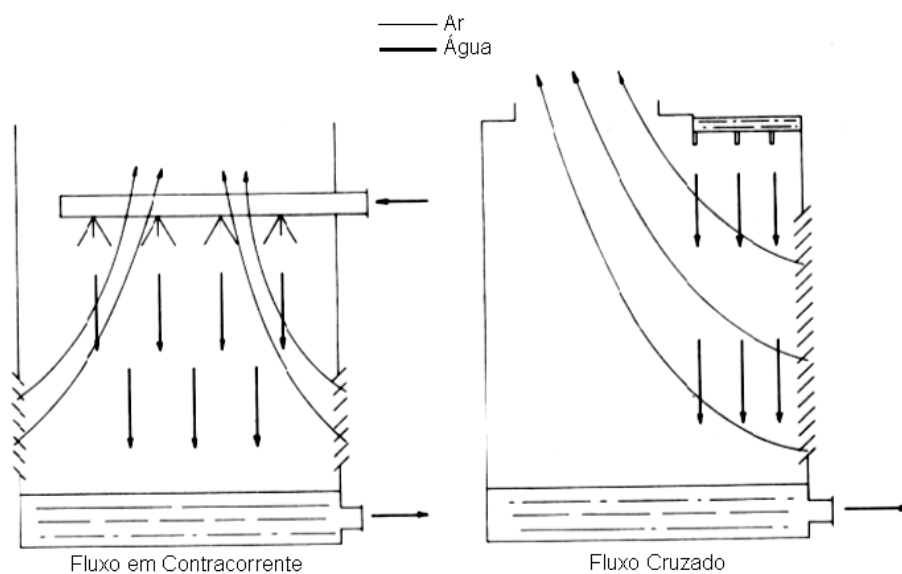


Figura 3.51: Relação entre os fluxos de água e ar

Comparação entre ambos 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;
- Nas torres de fluxo em contracorrente existe menor risco de recirculação de 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:

- Torres atmosféricas;
- Torres de tiragem natural;
- Torres de tiragem natural auxiliada;
- Torres de tiragem mecânica forçada ou induzida.

3.6.3 – Torres atmosféricas

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

Principais características:

- Alto tempo de vida com baixo os custos 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;
- O custo é quase tão alto quanto o de uma torre com elementos mecânicos

Em relação a esse tipo de torre, pode-se distinguir entre as que não possuem enchimento e as que possuem enchimento de respingo (Figura 3.52). Estas últimas possuem um comportamento

muito melhor que as anteriores, porém, em qualquer caso, as torres atmosféricas estão ultrapassadas e constituem uma mínima parte das torres existentes.

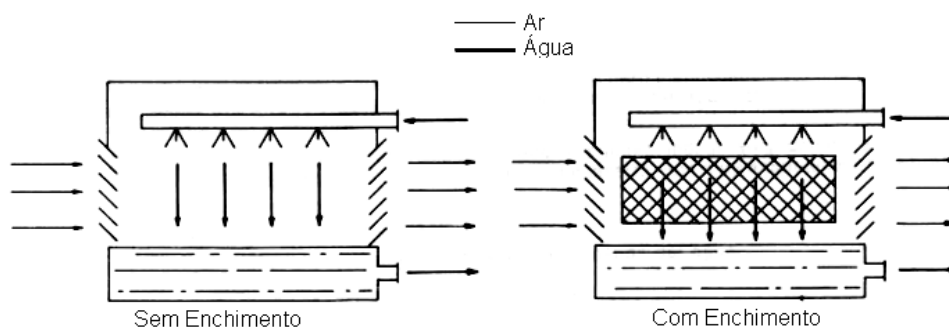


Figura 3.52: Torres atmosféricas.

3.6.4 – 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 20°C, apesar de que é preferível manter-se entre 3 a 40°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;
- Os ruídos e vibrações produzidos pelos ventiladores podem constituir um problema, dependendo da localização.

3.6.4.1 – Torres de tiragem mecânica forçada

São torres nas quais os ventiladores são posicionados na entrada de ar, de tal forma que forçam 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, além disso, 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 um 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;
- 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.

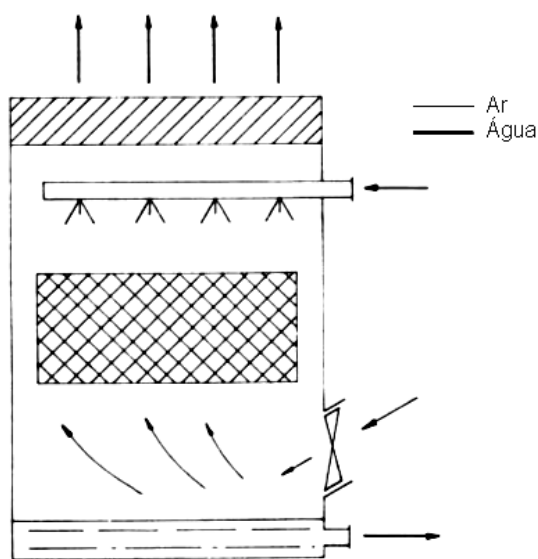


Figura 3.53: Torre de tiragem forçada.

3.6.4.2 – Torres de tiragem mecânica induzida

São torres nas quais 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. Podem ser instalados filtros de ar;

- Devido às altas velocidades de saída do ar, os problemas de recirculação são bastante reduzidos;
- Tendência a produzir vibrações devido a 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;
- Menor superfície ocupada que o sistema mecânico forçado, devido a ausência de ventiladores ao redor da torre.

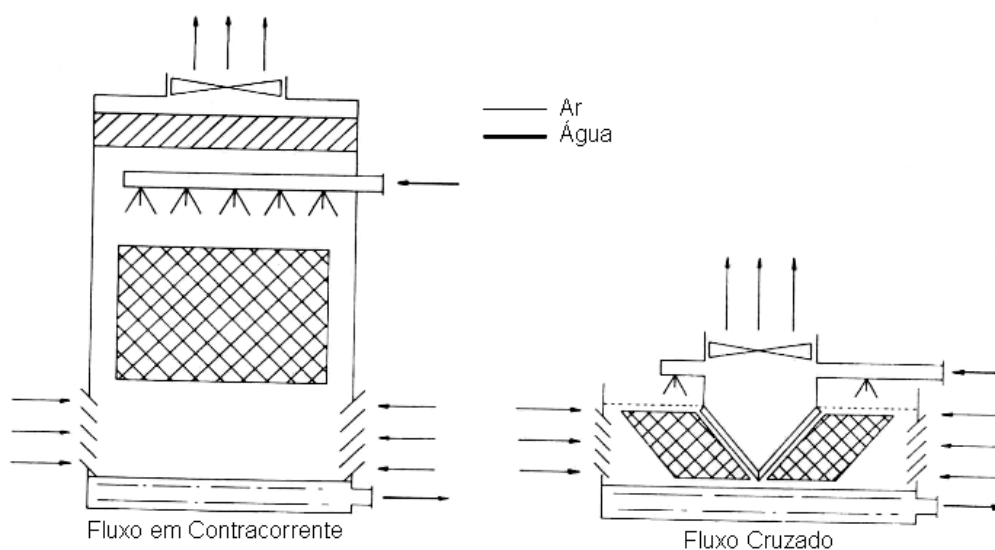


Figura 3.54: Torre de tiragem induzida.

3.6.5 – Descrição dos sistemas vinculados a utilização de energia

3.6.5.1 – Sistema de Distribuição de Água

Os sistemas de distribuição de água são classificados como:

- Por gravidade;
- 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 regulação da vazão de água por célula, necessária para atingir a máxima eficiência, é feita mediante a simples inspeção visual e a conseguinte variação do nível de

água na bandeja. A manutenção das bandejas abertas não oferece problemas e pode ser realizada inclusive com a torre em operação.

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

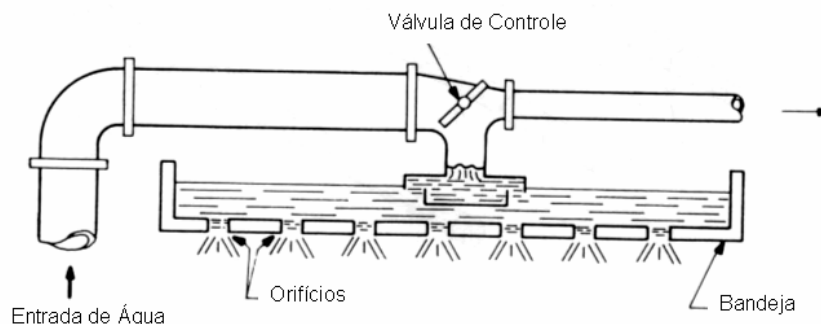


Figura 3.55: Sistema de distribuição por gravidade.

Sistema Por Pressão

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

Os problemas associados com esse tipo de sistema são principalmente de manutenção e regulação do fluxo de água. A sujeira acumulada nos ramais e nos pulverizadores é de difícil limpeza, 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 é produzido devido a uma força de reação ao movimento de saída da água sob pressão através dos pulverizadores, que formam um determinado ângulo com a vertical.

3.6.5.2 – Enchimento

O enchimento nas torres tem como missão acelerar a dissipação de calor. Isto é conseguido aumentando-se o tempo de contato entre a água e o ar, favorecendo a presença de uma ampla superfície úmida mediante a criação de gotas ou películas finas.

O enchimento deve ser de um material de baixo custo e de fácil instalação. Além de ser um bom transmissor de calor, deve oferecer pouca resistência a passagem de ar, proporcionar e manter uma distribuição uniforme de água e de ar durante todo o tempo de vida da torre. Também é importante que o material apresente uma boa resistência a deterioração.

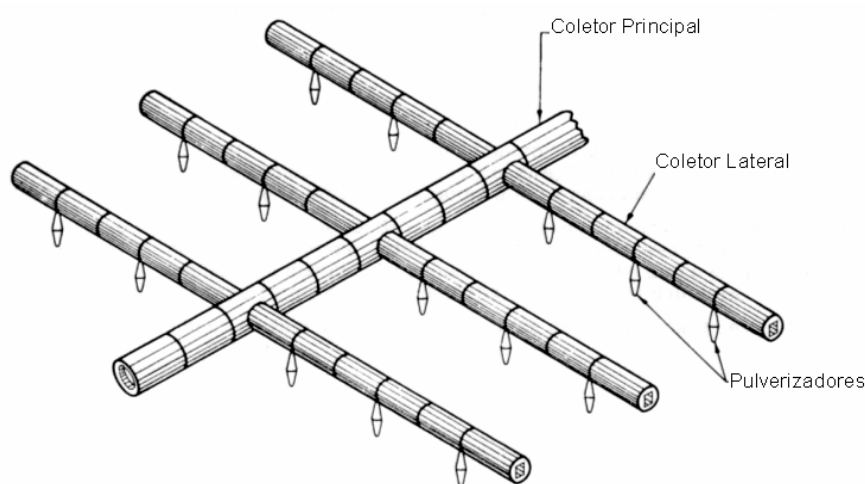


Figura 3.56: Sistema por pressão com distribuição através de tubulação fixa.

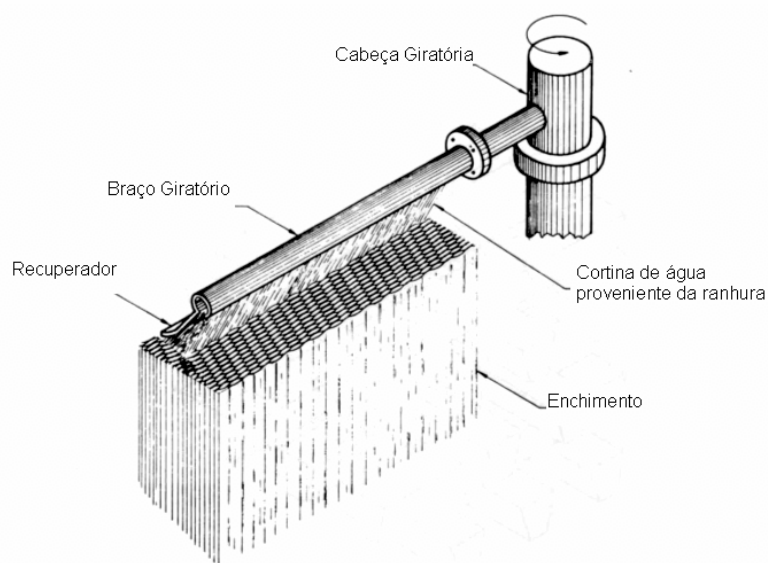


Figura 3.57: Sistema por pressão rotativo.

Os diferentes tipos de enchimento podem ser classificados dentro das seguintes categorias:

- De gotejamento ou respingo;
- De película ou laminar;
- Misto.

Enchimentos de gotejamento ou de respingo

Ainda que existam muitas disposições diferentes, o propósito básico consiste em gerar pequenas gotas de água, em cuja superfície se verifica o processo de evaporação (Figura 3.58). Este efeito é conseguido mediante a queda da água sobre uma série de camadas superpostas compostas por barras, enquanto o ar se movimenta no sentido horizontal (fluxo cruzado) ou vertical (fluxo em contracorrente). A água, ao cair, se quebra em gotas cada vez menores.

Um dos requerimentos mais importantes desse tipo de enchimento é o correto nivelamento das barras, pois de outro modo, a água escorreria ao longo destas, desequilibrando a distribuição da cortina de água e prejudicando o rendimento da torre. A altura do enchimento é superior a requerida pelos sistemas laminares e o arraste e gotas é importante, o que obriga a utilização de eliminadores de gota de alto rendimento.

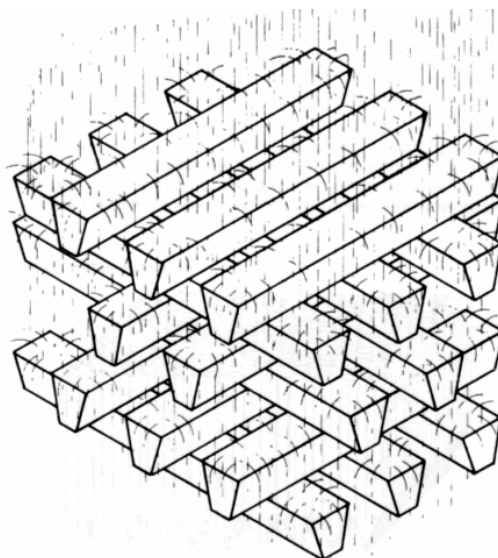


Figura 3.58: Enchimento por respingo ou gotejamento.

Enchimento de Película ou Laminar

Este tipo de enchimento proporciona uma maior capacidade de resfriamento, para um mesmo espaço ocupado, que o de gotejamento. A eficiência deste sistema depende de sua capacidade em

distribuir a água numa fina película que escoar sobre grandes superfícies, com o objetivo de proporcionar a máxima exposição da água a corrente de ar (Figura 3.59 e Figura 3.60).

Como este tipo é mais sensível as irregularidades da vazão de ar e a distribuição de água, o desenho da torre deve garantir sua uniformidade através de todo o enchimento.

Sua principal vantagem é a ausência de gotas, o que reduz enormemente as perdas por arraste e possibilita o aumento da velocidade da corrente de ar, que como consequência, conduz a diminuição da altura do enchimento e da altura de bombeamento. Dessa maneira os custos de operação são reduzidos.

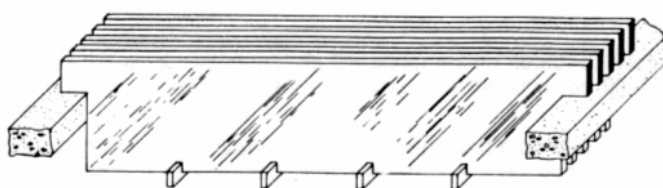


Figura 3.59: Enchimento de película ou laminar de placas de fibrocimento.

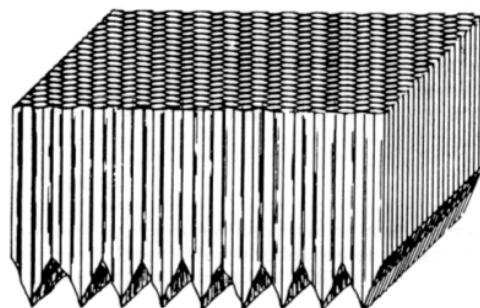


Figura 3.60: Enchimento de película ou laminar de placas onduladas.

O principal inconveniente dos enchimentos laminares é a sua tendência em acumular depósitos e sujeiras entre as placas paralelas que os constituem. Este fenômeno conduz a obstruções parciais e a formação de canais preferenciais por onde escorre a água, rompendo a homogeneidade da película.

Enchimento tipo misto

Os enchimentos mistos se baseiam em uma pulverização por gotejamento, porém com a formação de uma película nas superfícies laterais das barras, aumentando, dessa forma, o efeito conseguido pelo gotejamento (Figura 3.61).

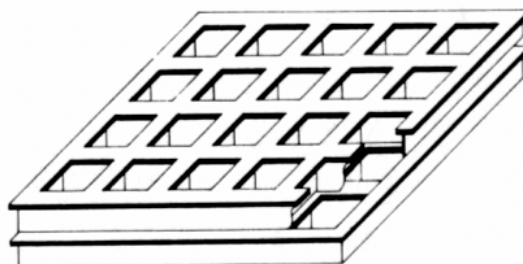


Figura 3.61: Enchimento tipo misto.

Materiais

A madeira é o material mais tradicional dos sistemas de gotejamento. A vida média, apesar do progresso nos métodos de tratamento, não supera em geral 20 anos de serviço. Sua utilização está em decadência.

Os enchimentos de metal tem sido utilizados em casos especiais em que se deseja uma alta relação entre área de contato e volume. Em condições normais não são competitivos devido ao alto custo.

O fibrocimento é utilizado principalmente nos enchimentos laminares de torres industriais, especialmente as de tiragem natural, apresenta boa resistência e não é atacado por matéria orgânica. Entre seus inconvenientes, podem ser citados seu elevado peso em relação ao volume e sua elevada sensibilidade as águas ácidas e aos íons sulfato.

Os plásticos apresentam um alto tempo de vida e sua utilização tem se estendido cada vez mais. São especialmente apropriados para enchimentos laminares em pequenas torres produzidas em série e para enchimentos mistos.

3.6.5.3 – Defletores de Ar

São utilizados em torres de tiragem induzida, para conduzir o ar em direção ao interior de forma eficiente, e para prevenir as perdas de água devido a ação do vento. Também podem ser utilizados para eliminar os problemas de formação de gelo no inverno. A distribuição do ar e a retenção de água estão diretamente relacionadas com a inclinação, a largura e o espaçamento dos painéis.

Existem determinados projetos em que a inclinação dos painéis pode ser modificada, a fim de adaptar-se as condições climáticas existentes, podendo se chegar ao fechamento completo dos painéis devido a possibilidade de formação de gelo ou do arraste de água pelo ar a alta velocidade.

3.6.5.4 – Eliminadores de Gotas

A função principal deste componente consiste em reter as pequenas gotas arrastadas pelo ar que abandona a torre. Basicamente, todos os eliminadores de gotas atuam provocando bruscas

mudanças de direção da corrente de ar (Figura 3.62). A força centrífuga resultante, separa as gotas de água, depositando as na superfície do eliminador para posteriormente caírem sobre o enchimento. A atuação do eliminador de gotas proporciona três efeitos positivos: diminui as perdas de água, evita possíveis danos aos equipamentos adjacentes a torre e limita a formação de névoa.

Um efeito secundário é a uniformização do fluxo de ar através do enchimento, como resultados da baixa pressão criada no espaço entre os eliminadores e os ventiladores devido a oposição que se faz ao fluxo de ar.

Os materiais utilizados devem resistir a atmosferas corrosivas e erosivas. Podem ser de madeira tratada, chapa galvanizada, alumínio. Atualmente existe uma tendência de utilização de lâminas de fibrocimento ou plástico (PVC).

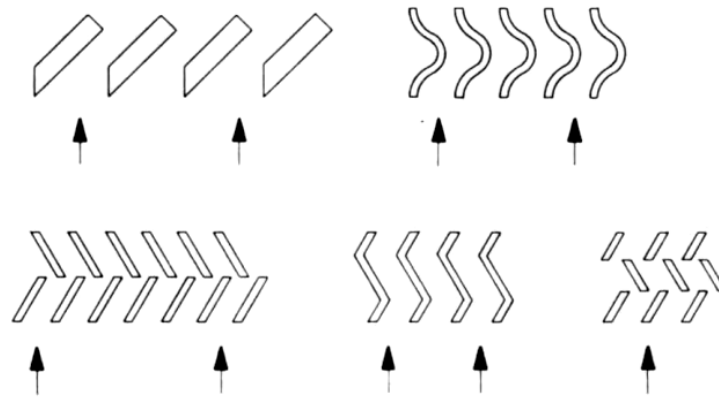


Figura 3.62: Tipos de eliminadores de gotas.

3.6.5.5 – Ventiladores

Existem dois tipos fundamentais de ventiladores: axiais, nos quais o ar mantém a direção do eixo antes e após sua passagem pelo rotor, e centrífugos, nos quais o ar é descarregado na direção normal a direção de entrada.

Os ventiladores axiais são apropriados para movimentar grandes volumes de ar com um aumento de pressão pequeno, seu uso se encontra mais difundido em instalações industriais. São relativamente de baixo custo e podem ser utilizados em torres de qualquer tamanho. Com chaminés corretamente projetadas, os ventiladores axiais operam com eficiências de 80 a 85%. Os diâmetros podem alcançar 9 metros, ainda que oscilem entre 3 e 7 metros em instalações industriais. Em certos casos os ângulos de ataque das pás podem ser alterados pelo simples afrouxamento das braçadeiras de união ao cubo central. Geralmente se utilizam materiais metálicos, ainda que o uso de ventiladores com pás de plástico está se difundindo devido ao custo atraente e a boa resistência ao ataque químico.



Os ventiladores centrífugos são constituídos por uma carcaça e um rotor, podendo ser de simples ou dupla aspiração. Nas torres produzidas em série, para as que requerem baixos níveis sonoros, se utilizam normalmente ventiladores de dupla aspiração lateral. São particularmente adequados para fornecer pequenas vazões e pressões maiores que os ventiladores axiais.

Existem três tipos de ventiladores centrífugos: de pás radiais, de pás curvadas para frente e de pás curvadas para trás. Os ventiladores de pás curvadas para frente são os mais utilizados em torres de resfriamento, pois devido a alta velocidade do ar que abandona o rotor, este pode trabalhar com uma menor rotação com a conseqüente redução no nível de ruído. Além disso, para um dado serviço, são de menores dimensões e portanto mais econômicos. Os materiais utilizados são metálicos e não existe possibilidade de alteração na inclinação das pás.

3.6.5.6 – Bombas

Os sistemas de bombeamento para recirculação de água na torre consomem uma fração importante da potência requerida para o sistema de resfriamento. Quase sempre são empregadas bombas centrífugas, de um ou vários estágios, dependendo da vazão e altura manométrica requeridas.

Em instalações importantes é comum a utilização de duas bombas em serviço e uma de reserva.

3.6.5.7 – Motores

Os motores elétricos utilizados para acionar os ventiladores das torres de tiragem mecânica devem operar em condições adversas, já que se encontram expostos as condições do tempo, a atmosferas contaminadas e a alta umidade, conseqüência do funcionamento da torre. A colocação do motor fora da chaminé da torre evita que o ar de resfriamento da carcaça tenha quantidade elevada de umidade, além de facilitar a manutenção.

Os motores de duas velocidades são especialmente convenientes para o caso em que o período de operação se estenda ao longo de todo o ano. Com esse tipo de motores pode-se reduzir consideravelmente a potência consumida em períodos frios ou durante a noite.



3.7 – Acessórios

3.7.1 – Pressostatos

Os pressostatos são interruptores elétricos comandados pela pressão. O ajuste da pressão se faz por meio de um parafuso. Em alguns modelos o diferencial de pressão, diferença entre pressão de desarme e rearme, é regulável. O rearme pode ser automático ou manual.

Os pressostatos podem ser classificados em:

- Pressostatos de baixa pressão, que desligam, quando a pressão de sucção se torna menor do que um determinado valor;
- Pressostatos de alta pressão, que desligam, quando a pressão de descarga se torna maior do que um determinado valor;
- Pressostatos de alta e baixa, que reúnem os dois tipos anteriores num único aparelho;
- Pressostatos diferenciais, destinados ao controle da pressão do óleo de lubrificação dos compressores, que desligam quando a diferença entre a pressão da bomba e o cárter do compressor é insuficiente para uma lubrificação adequada.

3.7.2 – Termostatos

Indicam variações de temperatura e fecham ou abrem os contatos elétricos. Os termostatos podem ser classificados de acordo com o elemento de medição de temperatura como bimetálico, de bulbo sensor de temperatura e de resistência elétrica.

- a) Bimetálico: converte variações de temperatura em deflexões de uma barra metálica, fechando abrindo os contatos. O bimetal é preparado justapondo-se dois tipos de metais diferentes, que apresentam diferentes coeficientes de dilatação térmica. Assim o conjunto se deflete quando a temperatura varia.
- b) Termostato com bulbo sensor de temperatura: o bulbo contém um gás ou um líquido que quando a temperatura no bulbo aumenta, há também aumento de pressão no fluido que é transmitido ao fole do termostato. O movimento do fole proporciona o fechamento ou abertura dos contatos através do mecanismo de alavanca.
- c) Termostato eletrônico: composto por um termistor que é um resistor cuja resistência varia (de forma não linear) com a temperatura. O termistor pode estar em contato com o ar ou a água. A comutação dos contatos fica sendo em função da temperatura. Um aumento de temperatura resultará na diminuição da resistência.

3.7.3 – Filtros e Secadores

Os filtros são empregados para eliminar partículas estranhas nas tubulações de sistemas refrigeração.

São constituídos por um invólucro metálico, no interior do qual se encontra uma tela de malha fina feito de níquel ou bronze. Os filtros podem ser montados tanto na linha de sucção como na linha de líquido. Quando colocados na linha de sucção evitam que impurezas penetrem no compressor juntamente com o vapor de refrigerante. O filtro na linha de líquido destina-se a evitar que impurezas fluam para o evaporador juntamente com o refrigerante líquido.

Os filtros secadores são dispositivos destinados a eliminar a umidade que, apesar dos cuidados tomados antes e durante a carga, sempre está presente nas instalações de refrigeração, ocasionando diversos problemas. São constituídos por um corpo com elementos filtrantes, cheio de material altamente higroscópico (sílica gel). Os filtros secadores são colocados normalmente nas linhas de líquido.

Como os filtros secadores oferecem uma perda de carga considerável, quando instalados na sucção das instalações de médio e grande porte costuma-se deixá-los no circuito por um período de 10 a 15 dias, e após retirá-lo, ou fazer um by pass de modo a isolá-lo por meio de válvulas, conforme Figura 3.63.

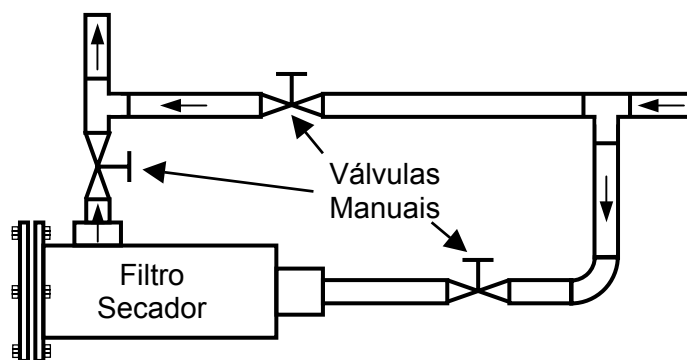


Figura 3.63 - Filtro secador de saída lateral.

3.7.4 – Separadores de óleo

Os separadores de óleo são utilizados quando o retorno de óleo em um sistema é inadequado, difícil de ser obtido ou ainda, quando a quantidade de óleo em circulação é excessiva, causando perda de eficiência devido ao acúmulo nas superfícies de troca de calor. Os compressores frigoríficos são lubrificados pelo óleo colocado no cárter, que circula por suas diversas partes. Em um compressor hermético, o óleo também lubrifica os rolamentos do motor. Durante a operação do compressor, uma pequena quantidade do óleo de lubrificação é arrastada pelo vapor na descarga.



Esse óleo, circulando ao longo do sistema frigorífico, não provoca danos, porém uma quantidade excessiva de óleo no condensador, dispositivos de controle do fluxo de refrigerante, evaporador e filtros interferirá no funcionamento destes componentes. Em instalações de baixa temperatura, se o óleo escoar ao longo do sistema ele se tornará espesso e dificilmente poderá ser removido do evaporador. A fim de se evitar estes problemas instala-se um separador de óleo entre a descarga do compressor e o condensador.

A utilização dos separadores de óleo é recomendada para:

- a) Sistemas que utilizam refrigerantes não miscíveis ao óleo;
- b) Sistemas de baixa temperatura;
- c) Sistemas que empregam evaporadores de retorno sem resíduos, tais como resfriadores de líquido inundados, quando as linhas de purga de óleo e outras previsões especiais devem ser tomadas para o retorno do óleo;

O separador de óleo consiste das seguintes partes:

- Tanque ou cilindro externo revestido por um isolamento térmico de maneira a impedir a condensação do vapor;
- Filtros ou chicanas que coletam o óleo;
- Válvula de agulha controlada por bóia;
- Linha de retorno do óleo ao compressor.

O óleo retido pelos filtros devido à desaceleração do escoamento acumula-se no fundo do tanque. Quando o nível do óleo atinge um valor prescrito, a bóia provoca a abertura da válvula de agulha. Uma vez que a pressão no separador é maior do que a pressão no cárter do compressor, o óleo acumulado escoar para o cárter do compressor.

Os separadores de óleo são muito eficientes, deixando apenas uma quantidade mínima de óleo escoar o longo do ciclo. Estes dispositivos são comumente usados em instalações de grande porte.

3.7.5 – Válvulas Solenóide

São válvulas comandadas eletricamente por meio de solenóides, podem ser classificadas em normalmente abertas e normalmente fechadas. O comando elétrico pode ser acionado por um termostato, pressostato, ou mesmo por um simples interruptor manual. Seu princípio de operação, como pode ser visto na Figura 3.64, é o seguinte:

- Quando o circuito elétrico da válvula é aberto, a bobina é desenergizada de modo que o peso da armadura e a ação da mola forçam a agulha de volta ao seu assento.
- Ao se energizar a bobina, a armadura se move para cima em direção ao centro da bobina, abrindo a válvula.

Basicamente são usadas válvulas de duas ou três vias, ambas controlando o fluxo de refrigerante líquido para a válvula de expansão. Algumas vezes são usadas controlando estágios de capacidade de compressores ou atuando sobre válvulas de expansão para promover o recolhimento de refrigerante. Durante a execução de vácuo inicial ou recolhimento do refrigerante do sistema para reparos, as válvulas solenóides devem ser mantidas abertas manual ou eletricamente.

Em instalações comerciais de grande porte, é recomendável utilizar-se uma válvula solenóide operada por piloto.

Exceto quando a válvula solenóide for especialmente projetada para instalação horizontal, ela deve ser sempre montada na posição vertical com a bobina voltada para cima.

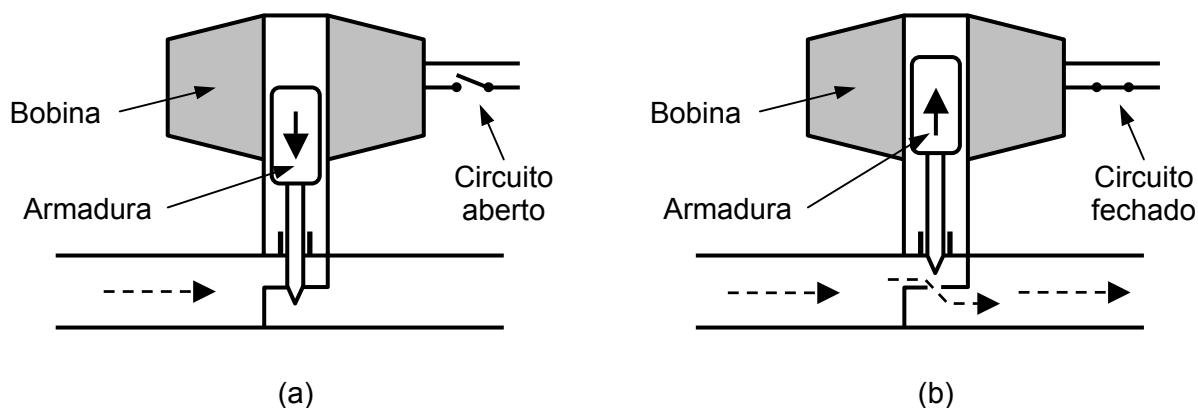


Figura 3.64 - Válvula Solenóide, (a) Válvula fechada (b) Válvula aberta.

Para a especificação de válvulas solenóides devem ser considerados:

- A vazão de refrigerante através da válvula;
- A diferença máxima de pressão permitida pela válvula;
- A perda de carga causada pela válvula.

3.7.6 – Visores de Líquido

São peças com visores para verificar a passagem de líquido e a presença de umidade. São colocados na saída do reservatório de líquido ou na entrada do evaporador, permitindo verificar se a carga de refrigeração está completa e se existe umidade no sistema. As seguintes cores são utilizadas para indicar a quantidade de umidade no sistema:



- Verde → Ausência de umidade
- Amarelo → Presença de umidade
- Marrom → Contaminação total do sistema

3.7.7 – 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 paradas para manutenção ou devido a sazonalidade do processo de produção do qual faz parte o sistema frigorífico. A carga total de refrigerante não deve ocupar 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.

3.8 – Fluidos Refrigerantes

Fluidos frigoríficos, fluídos refrigerantes, ou simplesmente refrigerantes, são as substâncias empregadas como veículos térmicos na realização dos ciclos de refrigeração. Inicialmente foram utilizadas, como refrigerantes, substâncias com NH_3 , CO_2 , SO_2 , CH_3Cl entre outras, mais tarde, com a finalidade de atingir temperaturas em torno de -75°C , substâncias com N_2O , C_2H_6 e mesmo o propano, foram empregadas. Com o desenvolvimento de novos equipamentos pelas indústrias frigoríficas, cresceu a necessidade de novos refrigerantes.

O emprego da refrigeração mecânica nas residências e o uso de compressores rotativos e centrífugos, determinaram a pesquisa de novos produtos, levando a descoberta dos CFCs (hidrocarbonetos à base de flúor e cloro). Os CFCs reúnem, numa combinação única, várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos; são extremamente estáveis e muito pouco tóxicos.

Em 1974, foram detectados, pela primeira vez, os problemas com CFCs, tendo sido demonstrado que compostos clorados poderiam migrar para a estratosfera e destruir moléculas de ozônio. Por serem altamente estáveis, ao se liberarem na superfície terrestre conseguem atingir a estratosfera antes de serem destruídos. Os CFCs foram então condenados como os maiores responsáveis pelo aparecimento do buraco na camada de ozônio sobre a Antártica.



A camada de ozônio tem uma função importantíssima na preservação da vida. Ela é responsável pela filtragem dos raios ultravioleta que, em quantidades elevadas, são prejudiciais ao meio ambiente. Ao ser humano podem causar doença da pele como queimadura, câncer, envelhecimento precoce, etc.

Devido ao efeito dos CFCs sobre a camada de ozônio estratosférico, o Protocolo de Montreal de 1986, determinou sua substituição, provocando uma verdadeira revolução na indústria frigorífica. A substituição dos CFCs, juntamente com o desenvolvimento de equipamentos eficientes, constitui um verdadeiro desafio. Novos componentes e equipamentos têm sido desenvolvidos, novas tecnologias tem sido introduzidas, especialmente aquelas relacionadas à eletrônica e a informática.

Nos últimos dez anos têm surgido inúmeros substitutos dos CFCs, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras, quer como misturas binárias ou ternárias. Refrigerantes naturais como CO₂, têm sido seriamente cogitados pela comunidade científica e industrial.

A amônia tem sido adotada na maioria das instalações industriais de construção recente, dominando o setor. Uma vasta gama de produtos alternativos aos CFCs têm sido colocada no mercado pelos produtores de compostos halogenados, tornando difícil ao projetista, decidir quanto ao refrigerante que melhor se ajuste à sua instalação em particular. Determinados setores da indústria optaram por um substituto em particular, como no caso do condicionamento de cabinas para aplicações automotivas, onde o CFC-12 foi substituído pelo HCFC-134a.

O afinamento da camada de ozônio, segundo modelos das reações fotoquímicas envolvendo a irradiação solar ultravioleta, resulta de um efeito em cadeia promovido por átomos de cloro (e bromo), entre outros. Os átomos de cloro são transportados por compostos clorados, emitidos na biosfera, atingindo a estratosfera. Devido a sua estabilidade química, as moléculas desses compostos mantêm sua integridade durante todo o período em que permanecem na atmosfera até atingirem a estratosfera. Essa estabilidade química é justamente uma das características que credenciou os CFCs como refrigerantes. Uma molécula de refrigerante R12, que é um CFC, apresenta uma vida útil na atmosfera da ordem de 100 anos, tempo suficiente para que, eventualmente, atinja a estratosfera, transportada por correntes atmosféricas.

De acordo com a resolução 267 de 14 de setembro de 2000, do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA, ficou estabelecida a proibição, em todo território nacional, da utilização do CFC-11, CFC-12, além de outras substâncias que agredem a camada de ozônio, em instalações de ar condicionado central, instalações frigoríficas com compressores de potência unitária superior a 100 HP e em sistemas de ar condicionado automotivo. Tornou-se proibida, a partir de primeiro de



janeiro de 2001, a utilização dessas substâncias em refrigeradores e congeladores domésticos, e em todos os demais equipamentos e sistemas de refrigeração.

As importações de CFC-12 sofrerão reduções gradativas em peso, da seguinte forma:

- a) 15% no ano de 2001;
- b) 30% no ano de 2002;
- c) 55% no ano de 2003;
- d) 75% no ano de 2004;
- e) 85% no ano de 2005;
- f) 95% no ano de 2006; e
- g) 100% no ano de 2007.

As importações de CFC-11 só são permitidas em situações especiais, descritas na resolução, como por exemplo, suprir os consumos das empresas cadastradas junto ao Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis - IBAMA e que tenham projetos de conversão às tecnologias livres dessa substância. A Tabela 3.6 apresenta as datas previstas para a proibição dos CFCs.

Tabela 3.6: Resumo das datas previstas para a proibição dos CFCs.

“Phase-Out”	Refrigerante	Ação
1996	R11, R12, R500	Extingue a produção dos refrigerantes. Equipamentos não mais fabricados.
2010	HCFC-22	Pára a fabricação de equipamentos
2020	HCFC-22	Pára a fabricação do refrigerante
2020	HCFC-123	Pára a fabricação de equipamentos
2030	HCFC-123	Pára a fabricação do refrigerante

Nos últimos anos o problema da camada de ozônio tem se composto com o problema do efeito estufa. O efeito estufa consiste na retenção de parte da energia solar incidente, devido à presença de certos gases na atmosfera que atuam de forma semelhante a um vidro, sendo transparentes à irradiação solar na faixa de comprimentos de onda que sensibilizam a retina, que a grosso modo varia entre 0,4 e 0,7 μ m, mas opacos a radiação infravermelha, caracterizada por comprimentos de onda superiores a 0,7 μ m. Boa parte da energia solar se compõe de fótons na faixa visível de comprimentos de onda, ao passo que a superfície terrestre emite energia radiante na faixa



de comprimentos de onda que correspondem a radiação infravermelha. Dessa forma, parte da irradiação solar incidente vai sendo progressivamente armazenada, provocando um aumento na temperatura da superfície terrestre. Esse processo é semelhante ao que ocorre numa estufa, daí o nome “efeito estufa”.

A maioria dos compostos halogenados utilizados em instalações frigoríficas, inclusive os substitutos, podem provocar o efeito estufa. Entretanto, como suas emissões são muito inferiores às do CO₂, que é o principal responsável pelo efeito estufa, sua ação não é tão significativa.

Para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e do efeito estufa, dois índices foram criados. O primeiro, referente a camada de ozônio, quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta em relação ao refrigerante R11, ao qual é atribuído o valor 1. Esse índice é denominado de "Potencial de Destruição da Camada de Ozônio" designado pelas iniciais ODP do inglês "Ozone Depleting Potential". O segundo índice refere-se ao efeito estufa que é resultado de dois efeitos: o efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera e o efeito indireto, resultante da emissão de CO₂ pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. O índice para o efeito estufa é o GWP, do inglês "Global Warming Potential", que é relativo ao efeito estufa direto causado pelo refrigerante R11, ao qual é atribuído arbitrariamente o valor 1.

A características desejáveis de um refrigerante são:

- Pressão de vaporização não muito baixa

É desejável que o refrigerante apresente uma pressão correspondente à temperatura de vaporização não muito baixa, para evitar vácuo elevado no evaporador e também, um valor baixo da eficiência volumétrica do compressor devido à grande relação de compressão.

- Pressão de condensação não muito elevada

Para uma dada temperatura de condensação, que é função da temperatura da água ou do ar de resfriamento, quanto menor for a pressão de condensação do refrigerante, menor será a relação de compressão e, portanto, melhor o desempenho do compressor. Além disso, se a pressão no lado de alta pressão do ciclo de refrigeração for relativamente baixa, esta característica favorece a segurança da instalação.

- Calor latente de vaporização elevado

Se o refrigerante tiver um alto calor latente de vaporização, será necessário menor vazão do refrigerante para uma dada capacidade de refrigeração.

- Volume específico reduzido (especialmente na fase vapor)



Se o refrigerante apresentar um alto valor do calor latente de vaporização e um pequeno volume específico, na fase de vapor, a vazão em volume no compressor será pequena e o tamanho da unidade de refrigeração será menor, para uma dada capacidade de refrigeração.

Entretanto, em alguns casos de unidades pequenas de resfriamento de água com compressor centrífugo, é às vezes preferível que o refrigerante apresente valores elevados do volume específico, devido à necessidade de aumentar a vazão volumétrica do vapor de refrigerante no compressor, tendo em vista impedir a diminuição de eficiência do compressor centrífugo.

- Coeficiente de performance elevado

O refrigerante utilizado deve gerar um coeficiente de performance elevado pois o custo de operação está essencialmente relacionado a este coeficiente.

- Condutibilidade térmica elevada

Um valor elevado da condutibilidade térmica do refrigerante é importante na melhoria das propriedades de transferência de calor.

- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa

Devido ao pequeno atrito fluido dos refrigerantes pouco viscosos, as perdas de carga serão menores.

- Baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e característica de não-corrosão dos materiais isolantes elétricos. Estas características são especialmente importantes para aqueles refrigerantes utilizados em ciclos de refrigeração com compressores herméticos.

- Devem ser estáveis e inertes, ou seja, não devem reagir e corroer os materiais metálicos da instalação de refrigeração.

- Não deve ser poluente

- Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes.

Apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, a possibilidade de vazamentos impõe que os compostos utilizados como refrigerantes apresentem nível reduzido de toxicidade, o que é satisfeito pela maioria dos CFCs.

- Não devem ser inflamáveis ou explosivos.

A possibilidade de vazamentos também impõe que os refrigerantes não sejam inflamáveis, devido ao risco de incêndio e explosão.

- Devem ser de detecção fácil quando houver vazamentos.



A facilidade de detecção do refrigerante é importante instalações de grande porte. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga de refrigerante da instalação.

- Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis.

A disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada a seu preço. O uso de um refrigerante ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável.

O “National Institute of Standards - NIST” dos EUA realizou uma pesquisa examinando mais de 800 fluidos industriais quanto ao potencial para uso como refrigerante devendo ser satisfeitas as seguintes condições termodinâmicas:

- 1- Temperatura de fusão inferior a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- 2- Temperatura crítica superior a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- 3- Pressão de saturação a 80°C inferior a 50MPa
- 4- h_{lv}/v_v superior a 1kJ/litro

As condições 1 e 2 visam à eliminação de fluidos com ponto de fusão e temperatura crítica próximas da faixa de operação típica de aplicações frigoríficas. A condição 3 visa à eliminação de fluidos excessivamente voláteis, associados a pressões excessivamente elevadas, e a condição 4 está relacionada ao tamanho do compressor. A pesquisa revelou que as condições impostas foram satisfeitas por 51 compostos, cujos perfis são apresentados abaixo:

- 15 hidrocarbonetos
- 5 compostos oxigenados (éteres e aldeídos, etc.)
- 5 compostos nitrogenados (NH_3 , metilamina, etc.)
- 3 compostos de enxofre (SO_2 , etc)
- 4 miscelâneas
- 19 hidrocarbonetos hidrogenados (R12, R22, R11, etc.)

Não foram envolvidas na pesquisa as misturas, que se tornaram populares nos últimos anos devido à necessidade de refrigerantes alternativos aos CFCs, para satisfazer determinadas condições operacionais. É possível fazer combinações de duas ou mais espécies químicas, que em proporções adequadas resultam num composto com as características desejadas. De maneira geral, os refrigerantes podem ser classificados nas seguintes categorias:



- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados
- Compostos orgânicos;
- Compostos inorgânicos.

Os refrigerantes são designados de acordo com a norma ASHRAE 34-1992, por números de, no máximo, quatro algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- O primeiro algarismo da direita indica o número de átomos de flúor na molécula;
- O segundo algarismo indica o número de átomos de hidrogênio mais 1;
- O terceiro algarismo indica o número de átomos de carbono menos 1;
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados

Uma forma simples da regra de numeração dos refrigerantes é a seguinte:

(C-1) (H+1) (F)

As valências não preenchidas correspondem aos átomos de cloro na molécula.

O primeiro algarismo nulo a partir da esquerda, por convenção, não é escrito. Esse é o caso, por exemplo, do R12, cuja composição química é CCl_2F_2 . Como esse refrigerante apresenta apenas um átomo de carbono, e C-1 é nulo, então sua designação é feita por um número de dois algarismos.

Os isômeros são designados pelos sufixos “a”, “b”, “c”, etc., em ordem crescente de assimetria espacial. Esse é o caso, por exemplo, do R134a, que é um isômero espacial do composto 134. As misturas não azeotrópicas são designadas pela série 400, em ordem crescente de cronologia de aparecimento. As misturas azeotrópicas são designadas pela série 500, os compostos orgânicos, pela série 600 e os compostos inorgânicos pela série 700, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. A amônia, NH_3 , por exemplo, de massa molecular 17, é designada como refrigerante 717, a água, H_2O , de massa molecular 18, é designada como refrigerante 718.



Tabela 3.7: Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química.

Família	Composição Química	Nome	Nº	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	CCl ₃ F	Tri cloro monoflúor metano	11	1	1
	CCl ₂ F ₂	Bi cloro bi flúor metano	12	1	3,20
	CClF ₃	Mono cloro tri flúor metano	13		
	CHCl ₂ F	Hidro bicloro mono flúor metano	22	0,05	0,34
	CHF ₃	Hidro tri flúor metano	23	0	N/d
	CH ₂ F ₂	Bi hidro bi flúor metano	32	0	0,12
	C ₂ HCl ₂ F ₃	Hidro bicloro biflúor etano	123	0,02	0,02
	C ₂ HF ₅	Hidro pentaflúor etano	125	0	0,84
	C ₂ H ₂ F ₄	Bi hidro tetra flúor etano	134a	0	0,28
	C ₂ H ₄ F ₂	Tetra hidro bi flúor etano	152a	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	–	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	–	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	–	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	–	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	–	407C	0	0,38
	22/124/142b (60/25/15)	–	409A	0,05	0,30
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	–	500		
	22/115 (48,8/51,2)	–	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	–	507A		
Hidrocarbonetos	C ₂ H ₆	Etano	170		
	C ₃ H ₈	Propano	290		
	C ₄ H ₁₀	Butano	600		
	C ₄ H ₁₀	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH ₃	Amônia	717	0	0
	H ₂ O	Água	718	0	0
	CO ₂	Dióxido de carbono	744		

Na coluna da composição química é indicada a designação dos componentes e, entre parênteses, a composição da mistura em base mássica.

Dependendo do seu comportamento durante a mudança de fase, as misturas são designadas como azeotrópicas ou não azeotrópicas. Para um melhor entendimento, seja considerada uma mistura homogênea no estado líquido, inicialmente a uma temperatura T_1 , aquecida a pressão

constante em um cilindro provido de pistão, conforme mostrado na Figura 3.65. Até que seja atingida uma temperatura T_2 , a qual depende da concentração, a solução permanecerá na fase líquida.

Aumentando-se a temperatura além de T_2 , o pistão começa a deslocar-se, indicando que se iniciou a vaporização, como mostra a Figura 3.66. Nesta fase, constata-se que as concentrações do líquido e do vapor são diferentes da concentração original, conforme apresentado na Figura 3.67. Traçando se uma reta horizontal, determina-se os pontos 3 e 4, que correspondem às concentrações do líquido e do vapor, respectivamente. Quando não houver mais líquido, o vapor terá atingido o ponto 5 e a sua concentração será igual à original.

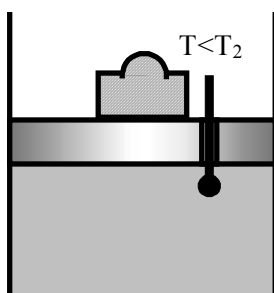


Figura 3.65: Mistura homogênea no estado líquido

A partir do ponto 5, qualquer adição de calor provocará o superaquecimento do vapor, mas a concentração do mesmo será constante. Repetindo essa experiência a mesma pressão, mas com concentrações diferentes, os resultados obtidos permitirão obter as chamadas linhas de equilíbrio do líquido em vaporização e do vapor em condensação, em função da temperatura e da concentração, conforme Figura 3.67.

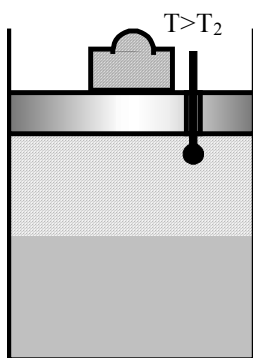


Figura 3.66: Mistura homogênea, líquido e vapor.

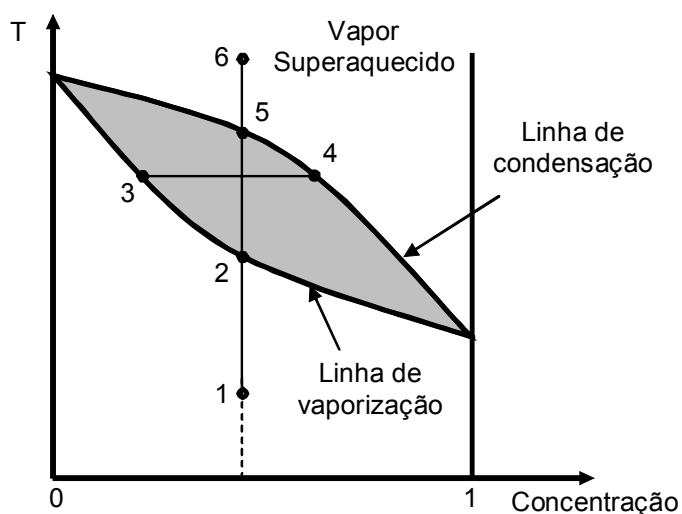


Figura 3.67: Diagrama Concentração-temperatura

Se a experiência for invertida, isto é, partindo-se do vapor superaquecido e retirando-se calor, observa-se que ao atingir a temperatura T_5 (Figura 3.67), a qual depende da concentração, inicia-se a condensação do vapor com formação de líquido de baixa concentração em fluido mais volátil, concentração essa que aumentará progressivamente até que, no final da condensação, seja atingida a concentração original do vapor.

É importante observar que uma mistura binária homogênea, ao contrário do que ocorre com substâncias puras, não tem uma temperatura fixa de vaporização e de condensação para cada pressão. Sua temperatura de início de condensação é diferente da temperatura de início de vaporização, sendo que esta varia com a concentração.

O comportamento descrito anteriormente é característico de misturas não azeotrópicas. Algumas misturas entretanto, dependendo da concentração, apresentam ponto de azeotropia, ou seja, ponto no qual a temperatura de vaporização é a mesma que a temperatura de condensação, como mostra a Figura 3.68. No ponto de azeotropia a concentração do vapor é a mesma que a do líquido. Misturas como esse tipo de comportamento são denominadas azeotrópicas.

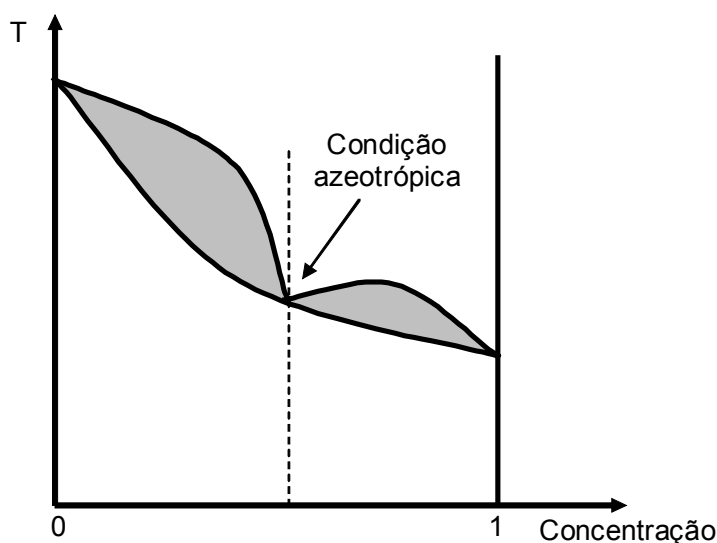


Figura 3.68: Diagrama Concentração–temperatura, condição azeotrópica.

Refrigerantes da família dos hidrocarbonetos halogenados têm como característica, moléculas com átomos dos halogênios flúor, cloro e eventualmente bromo, além de carbono e hidrogênio. Em função disso, podem ser classificados em três grupos:

- Hidrocarbonetos puros (CH);
- Derivados de hidrocarbonetos completamente halogenados, que não apresentam átomos de hidrogênio (CFCs);
- Hidrocarbonetos parcialmente halogenados (HCFCs, HFCs)

3.8.1 – Propriedades físicas

Para uma dada instalação frigorífica, as pressões exercidas podem ser o fator determinante na seleção do refrigerante. Se por um lado pressões elevadas exigem tubulações e reservatórios de maior espessura, por outro, refrigerantes de baixa pressão podem ser inadequados em aplicações de baixa temperatura de evaporação, devido a possibilidade de ocorrência de pressões inferiores a atmosférica em determinadas regiões do circuito, o que possibilita a penetração de ar atmosférico. Os refrigerantes R404A, R502 e R13, por exemplo, apresentam pressões superiores, razão pela qual são utilizados em aplicações de baixas temperaturas de evaporação. Já os refrigerantes R12 e R134a apresentam pressões menores, sendo utilizados em aplicações com temperatura de evaporação mais elevada, entre -20°C e 0°C . O refrigerante R404a foi desenvolvido para substituir o R502 em aplicações comerciais de baixa temperatura de evaporação, como balcões e câmaras de produtos congelados, enquanto o refrigerante R134a, que é um HFC, é o substituto para o R12.



As pressões exercidas por um refrigerante estão associadas a sua pressão crítica. Quanto maior a sua pressão crítica, menos volátil é o refrigerante, exercendo, portanto menores pressões para uma dada temperatura (vide Tabela 3.8). Refrigerantes com pressões críticas mais elevadas apresentam pontos de fusão e ebulição normal superiores.

As temperaturas de evaporação e condensação constituem parâmetros que determinam o tipo de refrigerante adequado à instalação. Refrigerantes de baixa temperatura crítica e, portanto, de baixa temperatura de ebulição normal, devem ser utilizados em aplicações de baixa temperatura de evaporação. Por outro lado, refrigerantes de elevada temperatura crítica são adequados para aplicações de alta temperatura de evaporação, como por exemplo, em bombas de calor.

3.8.2 – Características de desempenho dos refrigerantes no ciclo de compressão a vapor

Embora o desempenho do ciclo de Carnot não dependa do fluido de trabalho utilizado como refrigerante, o mesmo não ocorre nos ciclos reais de compressão a vapor. O desempenho desses ciclos depende do refrigerante em particular. Assim, é importante que o desempenho seja considerado como um dos parâmetros de seleção do refrigerante para determinada aplicação, pois este pode ser determinante em termos de consumo de energia, tamanho do compressor entre outros aspectos. Na Tabela 3.9 é apresentada uma relação de parâmetros de desempenho termodinâmico dos refrigerantes mais utilizados em aplicações frigoríficas em geral. Para o levantamento da tabela admitiu-se um ciclo básico de compressão a vapor, operando entre -15°C e 30°C para as temperaturas de evaporação e condensação, respectivamente.

Sejam consideradas inicialmente as pressões de evaporação, de condensação e a relação entre elas. O refrigerante R12 e seu substituto, o R134a, apresentam pressões inferiores e são menos voláteis. O refrigerante R502 e seu potencial substituto R404a são mais voláteis, porém, apresentam a menor relação entre pressões, que sobre o ponto de vista operacional proporciona melhor rendimento volumétrico do compressor, além de possibilitar a redução do trabalho de compressão. A amônia por sua vez apresenta uma elevada relação entre pressões, de 4,96.

O efeito frigorífico, definido como a diferença entre a entalpia do refrigerante na saída e a entalpia do refrigerante na entrada, determina a vazão no circuito. Assim, os refrigerantes halogenados, por apresentarem valores de efeito frigorífico inferiores ao da amônia, se caracterizam por vazões em massa maiores. Essa vantagem da amônia é compensada pelo menor volume específico do vapor dos refrigerantes halogenados, fazendo com que as vazões volumétricas para todos os refrigerantes tenham a mesma ordem de grandeza. Menores vazões volumétricas de vapor na aspiração do compressor proporcionam o uso de compressores menos volumosos e, portanto, de menor cilindradas no caso de compressores alternativos.



Tabela 3.8: Propriedades físicas de diversos refrigerantes.

Refrigerante	Massa molecular	Temperatura crítica [°C]	Pressão crítica [kPa]	Ponto de fusão [°C]	Ponto de ebulição normal [°C]	h_{lv} [kJ/kmol] (pressão normal)
R11	137,38	198,00	4.406	-111,0	23,80	24.768
R12	120,90	112,00	4.113	-158,0	-29,80	19.982
R13	104,50	28,80	3.865	-181,0	-81,40	15.515
R22	86,48	96,00	4.974	-160,0	-40,80	20.207
R23	70,02	25,60	4.833	-155,0	-82,10	17.039
R32	52,02	78,40	5.830	-136,0	-51,70	19.834
R113	187,39	214,10	3.437	-35,0	47,60	27.513
R123	152,90	183,80	3.674	-107,0	27,90	26.005
R125	120,00	66,30	3.631	-103,0	-48,60	19.276
R134a	102,30	101,10	4.067	-96,6	-26,20	22.160
R152a	66,05	113,50	4.492	-117,0	-25,00	21.039
R401A*	94,44	108,00	4.604	-	-33,10	21.457
R402A*	101,60	75,50	4.135	-	-49,20	19.721
R404A*	97,60	72,15	3.735	-	-46,55	19.555
R407C*	86,20	86,79	4.597	-	-43,90	21.486
R409A*	97,40	107,00	4.600	-	-34,20	21.525
R410A*	72,58	72,13	4.925	-	-51,54	19.718
R500	99,31	105,5	4.423	-159,0	-33,50	19.975
R502	111,60	82,20	4.075	-	-45,50	19.258
R507A	98,86	70,74	3.714	-	-47,10	19.408
R170	30,07	32,20	4.891	-183,0	-88,80	14.645
R290	44,10	96,70	4.284	-188,0	-42,10	18.669
R600	58,13	152,00	3.794	-139,0	-0,50	22.425
R600a	58,13	135,00	3.645	-160,0	-11,70	21.174
R717	17,03	133,00	11.417	-77,7	-33,30	23.343
R718	18,02	374,00	22.064	0	100,00	40.664
R744	44,01	31,10	7.372	-	-88,10	17.006

*A temperatura de ebulição normal das misturas não azeotrópicas corresponde àquela de formação da primeira bolha de vapor à pressão atmosférica normal.

Em relação à vazão volumétrica de refrigerante no estado de líquidos saturado, a amônia é a que apresenta o menor valor. Para os diâmetros da linha de líquido, indicados na Tabela 3.9, observa-se que os diâmetros associados aos refrigerantes halogenados variam pouco, a amônia entretanto, requer um diâmetro significativamente inferior, em torno da metade dos valores dos refrigerantes halogenados.

Com relação ao coeficiente de performance, COP, a variação é pequena, sendo que para os refrigerantes R134a e R404a, alternativos aos CFCs, o COP é levemente inferior, como pode ser observado na tabela abaixo..



Tabela 3.9 - Desempenho relativo ao ciclo básico de compressão a vapor para diversos refrigerantes. Temperaturas de evaporação e condensação iguais a -15°C e 30°C , respectivamente.

	R12	R134a	R22	R404A	R502	R717
Pressão de evaporação [kPa]	182,5	164,1	295,6	364,3	348,6	236,3
Pressão de condensação [kPa]	744,6	770,9	1191	1418	1319	1171
Relação entre pressões	4,08	4,70	4,03	3,89	3,78	4,96
Efeito frigorífico [kJ/kg]	116,4	147,4	162,9	113,4	104,4	1102
Vazão de refrigerante [kg/s/kW]	0,0086	0,0068	0,0061	0,0088	0,0096	0,00091
Volume específico do líquido [m^3/kg]	$0,774 \cdot 10^{-3}$	$0,842 \cdot 10^{-3}$	$0,852 \cdot 10^{-3}$	$1,02 \cdot 10^{-3}$	$0,839 \cdot 10^{-3}$	$1,68 \cdot 10^{-3}$
Vazão volumétrica de líquido [$\text{m}^3/\text{s/kW}$]	$0,007 \cdot 10^{-3}$	$0,006 \cdot 10^{-3}$	$0,005 \cdot 10^{-3}$	$0,009 \cdot 10^{-3}$	$0,008 \cdot 10^{-3}$	$0,002 \cdot 10^{-3}$
Diâmetro da linha de líquidos para 1kW de refrigeração e perda de carga de 0,02 K/m [mm]	5,19	4,75	4,22	4,73	4,87	2,34
Volume específico do vapor na aspiração do compressor [m^3/kg]	$91,03 \cdot 10^{-3}$	$119,9 \cdot 10^{-3}$	$77,62 \cdot 10^{-3}$	$54 \cdot 10^{-3}$	$50 \cdot 10^{-3}$	$508,5 \cdot 10^{-3}$
Vazão volumétrica de vapor na aspiração do compressor [$\text{m}^3/\text{s/kW}$]	$0,782 \cdot 10^{-3}$	$0,813 \cdot 10^{-3}$	$0,477 \cdot 10^{-3}$	$0,476 \cdot 10^{-3}$	$0,479 \cdot 10^{-3}$	$0,461 \cdot 10^{-3}$
Coefficiente de Performance COP	4,70	4,61	4,66	4,17	4,35	4,75

3.8.3 – Aspectos relacionados à segurança na utilização e manuseio de refrigerantes

A segurança na utilização e no manuseio de refrigerantes está relacionada a quatro aspectos básicos:

- Toxicidade;
- Potencial cancerígeno;
- Potencial mutagênico;
- Inflamabilidade.

A norma ASHRAE 34-92 classifica os refrigerantes de acordo com seu nível de toxicidade e inflamabilidade. Cada refrigerante recebe uma designação composta por dois caracteres alfa numéricos, o primeiro é uma letra maiúscula que caracteriza seu nível de toxicidade, o segundo é um algarismo que indica seu grau de inflamabilidade. Dependendo do grau de toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm, os compostos são classificados em dois grupos:

- Classe A - Compostos cuja toxicidade não foi identificada.
- Classe B - Foram identificadas evidências de toxicidade.

Quanto ao nível de inflamabilidade os refrigerantes são classificados em três grupos:



- Classe 1 - Não se observa propagação de chama em ar a 18°C e 101,325 kPa.
- Classe 2 - Limite inferior de inflamabilidade (LII) superior a 0,10kg/m³ a 21°C e 101,325 kPa, Poder Calorífico inferior a 19.000 kJ/kg.
- Classe 3 - Inflamabilidade elevada, caracterizando-se por LII inferior ou igual a 0,10kg/m³ a 21°C e 101,325 kPa, Poder Calorífico superior a 19.000 kJ/kg.

A classificação de alguns refrigerantes quanto a sua toxicidade e inflamabilidade é apresentada na Tabela 3.10. Como pode ser observado, os refrigerantes CFCs são do grupo A1, não inflamáveis e não tóxicos. O R123, um HCFC, substituto do R11 é classificado como B1, requerendo cuidados no seu manuseio. Os HFCs, substitutos dos CFCs, não são tóxicos, porém, podem apresentar um certo grau de inflamabilidade. A amônia, classificada como B2, é tóxica e apresenta grau médio de inflamabilidade.

Tabela 3.10: Classificação dos refrigerantes, segundo os padrões de segurança da norma ASHRAE 34-92.

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	–	R170	A3
R22	A1	R402A	–	R290	A3
R23	A1	R403A	–	R600	A3
R32	A2	R404A	–	R600a	A3
R113	A1	R407A	–	R717	B2
R123	B1	R410A	–	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

O dióxido de carbono, o R12 e o R22 não são considerados inflamáveis, embora a pressões superiores a 1.380 kPa, uma mistura de 50% de ar e 50% de R22 possa entrar em combustão induzida por elevadas temperaturas.

Recomenda-se o manuseio cuidadoso de todos fluídos refrigerantes, pois mesmo os halogenados, que são considerados os mais seguros, podem ser perigosos em altas concentrações. No caso dos hidrocarbonetos, por serem combustíveis, recomenda-se seu uso em instalações



preparadas para evitar chamas e faíscas. Entre os refrigerantes industriais, a amônia é o mais tóxico, apresentando limites de inflamabilidade intermediários entre os halogenados e os hidrocarbonetos.

3.8.4 – Compatibilidade com materiais

Ao longo de uma instalação frigorífica o refrigerante entra em contato com diversos materiais como metais, plásticos, elastômeros, vernizes do enrolamento do motor de acionamento do compressor e o próprio óleo de lubrificação, é importante que o refrigerante seja estável e inerte em relação a esses materiais, de modo a não causar problemas como corrosão, expansão, entre outros.

Os refrigerantes halogenados podem ser usados com a maioria dos metais mais comuns, como aço, ferro fundido, latão, cobre, etc. Não é recomendável o uso de magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo mais de 2% de magnésio em sistemas que operem com refrigerantes halogenados. Em instalações com amônia, não se deve utilizar cobre, latão ou outras ligas de cobre.

Os elastômeros são freqüentemente empregados em circuitos frigoríficos com a função de vedação, suas propriedades físicas ou químicas podem sofrer alterações significativas quando em contato com refrigerantes ou com o óleo de lubrificação. Alguns elastômeros à base de neoprene tem seu volume significativamente aumentado na presença dos HFCs.

O efeito dos refrigerantes sobre os plásticos, em geral, diminui com a redução do número de átomos de cloro na molécula, ou com o aumento do número de átomos de flúor. É recomendável realizar um teste de compatibilidade entre o plástico e o refrigerante antes do uso.

Os vernizes são encontrados no enrolamento dos motores elétricos de compressores herméticos e semi-herméticos, eles conferem rigidez e isolamento elétrico ao enrolamento. É recomendável a realização de um teste de compatibilidade dos mesmos com o refrigerante do circuito.

3.8.5 – Interação com o óleo lubrificante

Em sistemas frigoríficos, o refrigerante entra em contato com óleo de lubrificação do compressor que é arrastado para diferentes partes do circuito. Além da função de lubrificação das partes móveis do compressor, o óleo tem a função de resfriamento e, em alguns casos, de vedação entre regiões de alta e baixa pressão, como no caso de compressores alternativos e parafuso. No mercado podem ser encontrados dois tipos básicos de óleo, os minerais e os sintéticos.

Os óleos minerais são caracterizados por três composições básicas, dependendo da cadeia de sua molécula: os naftênicos, os parafínicos e os aromáticos.

Entre os óleos sintéticos destacam-se os álquil benzenos, os glicóis polialcalinos, conhecidos popularmente pelas iniciais do seu nome em inglês PAG, e os ésteres poliódicos (POE).



Os óleos álquil benzenos, por apresentarem moléculas aromáticas, são bastante solúveis com os refrigerantes R22 e R502. As misturas dos óleos álquil benzenos com os minerais de base naftênica constituem os denominados óleos semi-sintéticos, que são compatíveis com os refrigerantes HCFCs. Os HFCs não são compatíveis com os óleos minerais e com os álquil benzenos. Os óleos compatíveis com HFCs são os sintéticos POEs e os PAGs, que apresentam elevada higroscopicidade, o que prejudica seu manuseio. Para a operação com refrigerantes da família dos HFCs, a indústria frigorífica têm dado preferência aos óleos POE, que são menos higroscópicos que os PAGs, apresentam tendência a hidrólise e são incompatíveis com certos elastômeros.

Na seleção do óleo lubrificante do compressor devem-se conhecer alguns de seus parâmetros físico-químicos, especialmente sua viscosidade e grau de miscibilidade com o refrigerante. O fabricante do compressor deve especificar o tipo de óleo e sua viscosidade. A viscosidade do óleo depende da temperatura, do tipo de compressor e do tipo de circulação, por salpico ou por bomba. Em circuitos que operam com refrigerantes halogenados, a miscibilidade é importante para garantir o retorno adequado do óleo ao carter do compressor. A amônia e o gás carbônico apresentam miscibilidade reduzida com óleos minerais, assim, em sistemas industriais devem ser previstos procedimentos especiais para a coleta do óleo acumulado nas regiões inferiores dos separadores de líquido e seu retorno adequado ao carter do compressor.

Em relação a sua miscibilidade com os refrigerantes, os óleos podem ser classificados como:

- Miscíveis - Quando forem miscíveis em quaisquer proporções e temperaturas;
- Parcialmente miscíveis - Quando forem miscíveis acima de determinada temperatura, a qual é denominada temperatura crítica.
- Imiscíveis - Quando não formam soluções homogêneas.

Os refrigerantes R22 e R502, por exemplo, são parcialmente solúveis em óleos minerais, assim, em temperaturas inferiores a crítica e em determinadas concentrações, duas fases líquidas são formadas, uma rica em refrigerante e outra rica em óleo lubrificante.

A miscibilidade parcial entre o óleo de lubrificação e o refrigerante pode provocar efeitos indesejáveis em determinadas partes do circuito frigorífico. Em evaporadores inundados, ou separadores de líquidos, por exemplo, a solução rica em óleo tende a acumular-se na parte superior, dificultando o retorno do óleo ao compressor. Esse tipo de separação pode ocorrer no carter do compressor durante paradas prolongadas, como a parte rica em refrigerante fica acumulada no fundo, a lubrificação dos mancais e bielas pode ficar comprometida durante partida do compressor.



3.8.6 – Comparação entre amônia e refrigerantes halogenados

A escolha entre a amônia e os refrigerantes halogenados pode ser definida pelo tipo de aplicação. A amônia apresenta características de toxicidade e, de maneira geral, sua utilização é restrita a locais afastados de áreas densamente povoadas, e a instalações industriais, cuja operação seja supervisionada por pessoal técnico especializado. Não é prudente a utilização da amônia próxima a escolas e hospitais.

Com relação aos custos, os preços dos refrigerantes oscilam e dependem da quantidade envolvida. O preço da amônia, entretanto, é inferior numa relação que, dependendo do refrigerante halogenado, pode variar entre 10 e 40. Em instalações de grande porte o custo torna-se ainda mais importante, já que a quantidade envolvida pode ser de dezenas de toneladas. Comparando-se o custo, considerando a base volumétrica, o uso da amônia torna-se ainda mais vantajoso, pois sua densidade é aproximadamente a metade da densidade dos refrigerantes halogenados.

A amônia apresenta elevadas temperaturas de descarga, e para aliviar esse problema, compressores alternativos de amônia tem o cabeçote resfriado a água.

A remoção de óleo do sistema em instalações que utilizam amônia é diferente da remoção em instalações que utilizam refrigerantes halogenados. A amônia não é miscível com o óleo, e este pode ser removido em regiões de baixa velocidade onde é depositado. Já em instalações que utilizam refrigerantes halogenados, o óleo está sempre em solução com o refrigerante líquido, de maneira que sua remoção é feita juntamente com refrigerante, o qual deve ser evaporado e devolvido ao sistema na linha de aspiração do compressor, enquanto o óleo é enviado de volta ao compressor.

Com relação à presença de água, os sistemas de amônia podem admitir pequenas quantidades, pois a água permanece em solução com a amônia de maneira semelhante aos sistemas de absorção. Em sistemas de refrigerantes halogenados a água pode provocar o bloqueio por congelamento de válvulas de expansão e de controladores de nível.

Outra questão importante a ser considerada é o odor. A amônia apresenta um odor característico enquanto os compostos halogenados são praticamente inodoros. Em instalações de grande porte, operando com refrigerantes halogenados, pode se perder grande quantidade de refrigerante antes que os operadores notem o vazamento.

A amônia apresenta diversas vantagens quando comparado aos refrigerantes halogenados, a sua maior desvantagem vem a ser a toxicidade.



3.8.7 – Conversões e Substituições

Durante a substituição dos CFCs pelos refrigerantes alternativos deve ser feita uma análise cuidadosa em relação a capacidade, eficiência, miscibilidade com o óleo e compatibilidade com materiais existentes na instalação. Em grande parte das instalações, com tempo de vida superior a 15 anos, pode ser vantajosa a substituição do sistema de refrigeração existente por um novo, que não utilize refrigerantes CFCs.

Os refrigerantes HFC-134a e HCFC-22 são os refrigerantes alternativos ao CFC-12.

O HCFC-123a e o HFC-245c são os refrigerantes alternativos ao CFC-11 em “chillers” de grande capacidade.

É importante observar que os refrigerantes HCFC-22 e HCFC-123 são provisórios, já que o fim de suas fabricações está previsto para 2020 e 2030, respectivamente. O HCFC-123 possui um potencial de aquecimento global muito baixo e é amplamente utilizado em “chillers” centrífugos. O HCFC-22 é utilizado em sistemas de expansão direta de pequena e média capacidade.

Os refrigerantes HFC-134a, HFC-407c e HFC-410a são refrigerantes alternativos ao HCFC-22. O refrigerante HFC-407c é uma mistura não-azeotrópica composta por pelos refrigerante HCF-32, HFC-125 e HFC-13a. e o HFC-410a é uma mistura não-azeotrópica composta pelos refrigerantes HCF-32 R HFC-125.

O HFC-245c é o possível substituto do HCFC-123.

Os refrigerantes HFC-404a, HFC-507 e HFC-410a são os refrigerantes substitutos da misistura azeotrópica 502, largamente utilizado em supermercados. O HFC-410a é uma mistura não-azeotrópica e o HFC-507 é uma mistura azeotrópica composta por.

A tabela abaixo também pode ser utilizada como guia para a utilização/substituição dos fluídos refrigerantes

Tabela 3.11 – Indicativo da utilização dos fluídos refrigerantes

ASHRAE	Fabricante	Tipo	Lubr.	Temperatura de Evaporação			Aplicação
				Alta	Média	Baixa	
Substitutos do R12							
R-134a	Suva [®] 134a	HFC	POE	X	X	Refrigeração Comercial	
	Genetron [®] 134a					Chillers	
	Forane [®] 134a					Automotivo: novos & retrofit	
R-401a	Suva [®] MP39	HCFC	MO AB	X	X	Equiptos. de deslocamento positivo	
	Genetron [®] MP39					Supermercados: temperatura média	
R-409a	Suva [®] 409a	HCFC	MO	X	X	Equiptos. de deslocamento positivo	



	Genetron®409a Forane®409a		AB				Supermercados: temperatura média
Substitutos do R500							
R-401b	Suva®MP66 Genetron®MP66	HCFC	MO AB		X	X	Freezers e transporte frigorífico

Tabela 3.11 – Indicativo da utilização dos fluídos refrigerantes (continuação)

ASHRAE	Fabricante	Tipo	Lubr.	Temperatura de Evaporação			Aplicação
				Alta	Média	Baixa	
Substitutos do R502							
R-404a	Suva®MP62 Genetron®404a Forane®404a	HFC	POE	X	X	X	Refrigeração comercial: novos e retrofit transporte frigorífico
R-507	Suva®507 Genetron®AZ50 Forane®AZ50	HFC	POE	X	X	X	Refrigeração comercial: novos e retrofit transporte frigorífico
R-408A	Suva®408A Genetron®408A Forane®408A	HFC	MO AB	X	X	X	Refrigeração comercial: retrofit
R-402a	Suva®HP80 Genetron®HP80	HCFC	MOA B	X	X	X	Refrigeração comercial: retrofit
R-402b	Suva®HP81 Genetron®HP81	HFC	MO AB		X	X	Máquinas de gelo e outras
Substitutos do R502							
R-407c	Suva®407C Genetron®407C Forane®407C	HFC	POE	X			Equiptos. de desloco positivo - AC Equiptos. novos para AC
R-410a	Suva®410A Puron® Genetron®410A Forane®410A	HFC	POE	X			Equiptos. de desloco positivo - AC Equiptos. novos para AC.
R-13, R-23, R-503 REPLACEMENTS							
R-508b	Suva®95 Genetron®508B	PFC	POE			Abaixo de -40 °C	Sistemas em cascata
R-11 REPLACEMENTSHCFC							
R-123	Suva®123 Genetron®123 Forane®123	HCFC	MO	X	X		Chillers centrifuges: novos e retrofit
R-114 REPLACEMENTS							
R-124	Suva®124 Genetron®124 Forane®124	HCFC	AB	X	X		Refrigeração industrial & AC



3.9 – Isolantes Térmicos

3.9.1 – Principais Materiais Isolantes

Um isolante térmico é qualquer material que, interposto entre dois ambientes a temperaturas diferentes, retarda de maneira apreciável a transferência de calor do ambiente mais quente para o mais frio. Desconsiderando-se a transferência de calor por radiação, o isolante perfeito é o vácuo. Entretanto, a utilização de câmaras frigoríficas com isolamento a vácuo não é comum pelas dificuldades técnicas e alto custo.

Os isolantes térmicos são materiais formados por uma infinidade de células ocas, cheias de ar ou outro gás. As células devem ser pequenas de maneira a impedir o movimento do gás nelas encerrado, e quanto maior o número de células (poros) melhor será os materiais isolantes, implicando também numa pequena densidade.

Os isolantes devem possuir também outras características:

- Baixa densidade (para não sobrecarregar o peso do sistema);
- Não possuir ou fixar cheiro;
- Ser Imputrescíveis;
- Baixa absorção de umidade (baixa permeabilidade);
- Adequada resistência à difusão de vapor de água;
- Não ser atacado por insetos ou roedores;
- Resistência a deformações causadas por diferenças de temperatura;
- Alta resistência mecânica a trepidações;
- Não atacar nem ser atacado pelos produtos a serem conservados;
- Baixo custo operacional
- Não ser inflamável;
- De fácil colocação

Nenhum material apresenta simultaneamente todas estas características. A escolha do isolante deve se basear nas condições associadas a cada aplicação. Os principais materiais isolantes para câmara frigoríficas são:

Cortiça:

- Foi o material mais utilizado na construção de câmaras frias, produzido a partir da casca do sobreiro, árvore originária da região mediterrânea.



- Constituída de pequenas células hermeticamente fechadas e envolvidas por uma espécie de tecido leve, flexível e elástico, o qual não absorve umidade e é praticamente impermeável.
- Um dos seus constituintes, a suberina, torna-a imputrescível e resistente a óleos e essências.
- A fabricação de rolhas dá origem a uma grande quantidade de sobras que, somadas à cortiça virgem, permite a fabricação de aglomerados e granulados para isolamento. As placas de cortiça aglomerada são obtidas por meio de compressão em moldes apropriados, podendo-se ou não utilizar substâncias de ligação (gesso, cimento, oxidreto de magnésio, alcatrões, silicato de sódio em solução aquosa, etc...)

Espuma rígida de vidro (vidro celular expandido):

- Obtida pela expansão a quente do vidro quimicamente puro a cerca de 15 vezes o seu volume.
- Material constituído por células estanques com as seguintes características:
 - Excepcional resistência a cargas de compressão (7,5 kgf/cm²);
 - Impermeabilidade verdadeiramente absoluta à água e ao vapor (não há necessidade de barreira de vapor);
 - Estável nas suas dimensões na faixa de temperaturas de -246 °C a 430 °C;
 - Absolutamente incombustível.
- Pode ser utilizado sob a forma de “tijolos” para a construção de paredes e tetos, constituindo ao mesmo tempo a parede portante, a isolação térmica e a camada protetora. Sendo necessária somente uma fina camada betuminosa para unir os blocos.
- Pode ser empregado como isolante térmico entre a fundação e o terrapleno ou em canaletas para o isolamento de tubulações quentes ou frias.
- Os ácidos comuns (exceto o fluorídrico), bem como um grande número de líquidos e seus vapores, apresentam ação nula sobre o material.
- As células encerram uma pequena quantidade de gás sulfídrico, sendo que isolamentos com espuma de vidro não devem sofrer atritos ou choques para não desprender cheiro.



Resinas Fenólicas

- Obtidas pela reação de uma resina parcialmente polimerizada, um agente de expansão e um ácido mineral.
- O pentano e o hexano são usados como agentes de expansão, mas nada impede que sejam utilizados gases de peso molecular mais alto.
- O resultado é uma espuma rígida de estrutura celular estanque e com de isolamento.

Espuma Rígida de Poliuretano e Poliuretano Expandido

- Obtida pela reação química entre dois componentes líquidos: isocianato e polihidroxilo, na presença de catalisadores. A estrutura celular é formada pelo desprendimento de CO₂ em uma reação química secundária ou pela ebulição de um líquido (agente de expansão) sob o efeito do calor de reação.
- Nas últimas décadas, o poliuretano atraiu a atenção no campo do isolamento térmico a baixas temperaturas. As suas características principais são:
 - Condutividade térmica baixa devido à substituição do ar nas células por um gás de peso molecular elevado;
 - Possibilidade de ser expandido no local de emprego;
 - Suportam temperaturas superficiais elevadas;
 - Resistem ao mofo e ao ataque de diversos parasitas.
- As espumas rígidas, empregadas para isolamento térmico, apresentam uma proporção relativamente alta de células fechadas, o que melhora ainda mais a característica isolante deste material. Existem técnicas para fabricação de espumas cujas células são todas fechadas, praticamente estanques à água, vapores e gases.

Poliestireno Expandido

- Polímero do estireno, ao qual foi adicionado durante a polimerização um agente expansor (também chamado de “isopor”).
- Durante o processamento, o material em forma de pérola é espumado pela ação do vapor de água. O volume dessas partículas é aumentado várias vezes, obtendo-se uma espuma porosa formada de células fechadas. Ou seja, obtém-se um material plástico altamente poroso e praticamente impermeável. Esta espuma é então aquecida em moldes metálicos para adquirir a sua forma e rigidez final.



- Obtém-se um material com estrutura celular muito fina: 350.000 células/cm³, tendo as células de 0,1 a 0,01 mm de diâmetro. As paredes destas células têm espessura de 1 a 2 µm, sendo que mais de 97% do volume deste corpo é constituído de ar.
- Tipos de poliestireno:
 - Styropor P: pérolas transparentes e incolores para a fabricação de material isolante, corpos moldados, embalagens, etc.
 - Styropor F: não inflamável, para aplicações que requeiram esta característica.

Diversos outros materiais podem ser utilizados como isolantes térmicos e nos últimos anos tem ocorrido uma evolução constante nas suas características, seja com os materiais utilizados ou na sua aplicação. O uso de painéis monolíticos com núcleo de lã de rocha (LDR) tem se tornado uma excelente opção, da mesma forma que os painéis de poliuretano (PUR) e poliestireno (EPR), pois garantem um bom isolamento rapidez e facilidade de instalação.

Para o isolamento de tubulações empregam-se largamente as espumas elastoméricas e os polietilenos expandidos, resultando em tubulações perfeitamente isolados, de maneira rápida e limpa. Este tipo de isolamento necessita de acabamento externo, com exceção das aplicações onde se recomenda pintura protetora, ou outro material para a evitar a degradação do produto pelos raios ultravioletas.

3.9.2 – Condutividade térmica dos isolantes.

A tabela abaixo mostra fornece a condutividade térmica para alguns isolantes térmicos mais comuns na engenharia. Valores de condutividade para outros materiais podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

A espessura a ser usada para o isolamento depende de um compromisso entre o custo do mesmo e o custo associado à carga térmica adicional pelo uso de uma espessura menor ou de um isolante mais barato.

As observações práticas dão como espessura econômica e de plena eficiência o valor de cerca de 5 cm para cada 10 °C de diferença de temperatura entre a temperatura de trabalho da câmara e a temperatura da face externa do isolante.



Tabela 3.12 – Condutividade térmica de alguns materiais usados na refrigeração industrial.

Material	k [kcal/h.m.°C]
Chapas de fibra de madeira	0,028
Cimento celular leve	0,06 – 0,103
Cortiça expandida pura	0,035
Cortiça granulada	0,05 – 0,069
Fibras de vidro	0,026
Folhas de papel corrugado	0,033
Poliuretano	0,018 – 0,028
Poliestireno (15 a 30 kg/m ³)	0,025 a 0,040
Resinas fenólicas	0,026
Vermiculite agregada ao cimento	0,06 – 0,086

3.9.2.1 – Cálculo da espessura do isolamento

A espessura do isolamento a adotar em uma instalação é normalmente calculada a partir da expressão da resistência térmica. Assim, para o caso de uma parede plana:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{\text{ext}} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{\text{cam}} A} = \frac{T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}}}{\dot{Q}} = \frac{1}{UA} \quad (3.30)$$

Um cálculo aproximado da espessura de isolamento consiste em considerar apenas a resistência imposta pelo isolamento propriamente dito, desprezando-se, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria, passagens para o ar, etc.). A expressão para o cálculo da espessura do isolante torna-se então:

$$R = \frac{L_{\text{isol}}}{k_{\text{isol}} \cdot A} = \frac{T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}}}{q} = \frac{1}{UA} \quad (3.31)$$

ou

$$L_{\text{isol}} = \frac{k_{\text{isol}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}})}{\dot{Q}/A} \quad (3.32)$$

A classificação do isolamento obtido é dada em função do fluxo de calor que penetra na câmara conforme a tabela abaixo:



Tabela 3.13 – Classificação dos isolamentos térmicos de câmaras frigoríficas

Classificação do Isolamento	Fluxo de calor por unidade de área [W/m ²]
Excelente	9,30
Bom	11,63
Aceitável	13,96
Regular	17,45
Ruim	> 17,45

A escolha do fluxo de calor a ser adotado em um dado projeto depende da relação entre os custos operacionais e iniciais. Os custos iniciais são relativos principalmente à aquisição do material isolante e os custos operacionais referem-se ao consumo de energia e manutenção da instalação frigorífica que mantém a temperatura interna da câmara. Aumentando-se a espessura do isolante, aumentam os custos iniciais do mesmo, porém diminuem os custos operacionais (a carga térmica se reduz). Por outro lado, diminuindo-se a espessura do isolante, diminuem os custos iniciais, mas aumenta a infiltração de calor e os custos operacionais se elevam. A utilização de um fluxo de calor igual a 9,3 W/m² representa um bom compromisso entre os custos iniciais e operacionais.

Para o cálculo da diferença de temperatura, deve-se considerar se a superfície externa da parede encontra-se à sombra ou ao sol. Quando esta encontra-se à sombra, toma-se a temperatura externa como sendo igual à temperatura média das máximas de verão indicadas para o local pelas normas brasileiras NB-6401. Quando a superfície externa encontra-se ao sol, as temperaturas externas mencionadas anteriormente devem ser acrescidas de uma correção cujo valor é função da orientação e cor da parede.

O coeficiente superficial de transmissão de calor pode depende de vários fatores, como por exemplo, da diferença de temperatura, velocidade do ar, posição, tipo de revestimento superficial, etc... De forma simplificada, recomendam-se os seguintes valores:

- Superfícies planas:
 - $\alpha_t = 8,0 \text{ W/m}^2.\text{K}$ (ar em repouso)
 - $\alpha_t = 17,4 \text{ a } 28,5 \text{ W/m}^2.\text{K}$ (dependendo da velocidade do ar)
- Superfícies cilíndricas:
 - $\alpha_t = 9,0 \text{ W/m}^2.\text{K}$ (isolamento sem proteção ou pintado, em zonas ligeiramente ventiladas).



- $\alpha_t = 6,0$ a $7,0$ $W/m^2.K$ (isolamento recoberto com chapa de aço galvanizado ou zona de pouca ventilação).
- $\alpha_t = 4,0$ a $5,0$ $W/m^2.K$ (isolamento recoberto com folha de alumínio ou áreas estanques)

3.9.3 – Resistência à Umidade

Todos os materiais isolantes usados em refrigeração são submetidos a um umedecimento contínuo que pode reduzir consideravelmente seu poder isolante. De maneira geral, para cada 1% de concentração em massa de umidade no isolante sua condutividade térmica aumenta de 1 a 3%. Mais ainda, caso o ar alcance o seu ponto de orvalho no interior do isolante, haverá condensação e possível congelamento do vapor d'água com danos irreparáveis ao isolante.

A penetração de umidade pode ser produzida por:

- Aspiração capilar de água.
- Penetração do vapor d'água do ar dependendo da umidade relativa (equilíbrio higroscópico).
- Difusão do vapor d'água através de materiais permeáveis a ele (paredes exteriores de câmaras de baixa temperatura).

Uma vez que a pressão de vapor do ar externamente à câmara é sempre maior do que a pressão de vapor internamente, haverá uma tendência à migração do vapor de fora para dentro (no sentido das pressões decrescentes) de maneira semelhante ao fluxo de calor que se verifica no sentido das temperaturas decrescentes. A tendência à difusão de vapor em um material é caracterizada por um coeficiente semelhante à condutividade térmica, o qual é denominado *permeabilidade* (δ):

$$\delta = \frac{\dot{m}_v \cdot L}{A \cdot \Delta P_v} \quad (3.33)$$

onde: $\dot{m}_v \equiv$ massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo
 $L \equiv$ espessura do isolante
 $A \equiv$ área do isolante na direção normal àquela da difusão do vapor
 $\Delta P_v \equiv$ Diferença da pressão de vapor entre as duas faces do isolante



A permeabilidade representa então a massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo, por unidade de área e por unidade do gradiente de pressão de vapor.

À semelhança da resistência térmica por condução, pode-se definir também a resistência à difusão do vapor com base na seguinte expressão:

$$\dot{m}_v = \frac{\Delta P_v}{R_v} \quad (3.34)$$

ou

$$R_v = \frac{\Delta P_v}{\dot{m}_v} \quad (3.35)$$

Combinando-se esta expressão com a equação que define a permeabilidade, vem:

$$R_v = \frac{L}{A \delta} \quad (3.36)$$

Haverá então uma diminuição da pressão de vapor do isolante ao longo da coordenada espacial de maneira exatamente análoga à diminuição de temperatura associada ao fluxo de calor. Se a temperatura em determinado ponto no interior do isolante for inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor naquele mesmo ponto, ocorrerá a condensação da umidade com todas as possíveis conseqüências já discutidas acima.

Uma outra forma de caracterizar os isolantes é através do “Fator de Resistência à Difusão do Vapor (μ)”, sendo este definido como a relação entre a permeabilidade ao vapor de água do ar e do material, como mostra a equação abaixo. A tabela a seguir apresenta valores de permeabilidade para diversos materiais de construção e isolantes. A permeabilidade do ar a 23 °C e 1 atm é de $\delta_{ar} = 0,0933$ [g.m/m².h.mmHg]

$$\mu = \frac{\delta_{ar}}{\delta_{mat}}$$



Tabela 3.14 – Resistência à difusão de vapor d'água com relação ao ar

Material	Densidade [kg/m ³]	Fator de Resistência
Ar	1,16	1
Concreto poroso	614 – 900	3,3 – 7,0
Fibras de vidro ou de rochas	60 - 100	1,55 – 1,75
Gesso	1120	6,2
Placas de cortiça alcatroada	150 – 230	2,5 – 14
Placas de cortiça cozida	100 – 140	5,6 – 30
Poliestireno Expandido	15	70
Poliestireno Expandido	20	90
Poliestireno Expandido	30	120
Paredes de tijolos com revestimento	1550 – 1860	4,2
Espuma elastomérica	-	7000

A difusão de vapor d'água através do isolamento pode ser atenuada ou eliminada pela utilização de uma capa hermética do lado mais quente (“barreira de vapor”). Uma barreira de vapor pode ser realizada de várias maneiras:

- Emulsão de asfalto mantido em suspensão na água por meio de materiais coloidais (hidroasfalto);
- Feltro ou papelão asfaltado;
- Feltro asfaltado revestido por uma folha de alumínio;
- Folhas de alumínio coladas sobre uma tela plastificada e recobertas por um revestimento plástico de proteção;
- Filme termoplástico soldado.

3.9.3.1 – Mínima espessura do isolamento para evitar condensação superficial

Considere o problema do isolamento das paredes (planas) de uma câmara frigorífica. Um dos problemas mais graves de isolamento de baixas temperaturas é a condensação da umidade do ar sobre a superfície externa da parede. Para evitá-la, a temperatura desta superfície não deve ser inferior à temperatura de orvalho do ar ambiente, isto é:

$$T_{\text{sup, ext}} > T_{\text{orv}}$$

Em termos do fluxo máximo permitido, tem-se:



$$\dot{Q}_{\max} = \alpha_{\text{ext}} A (T_{\text{amb}} - T_{\text{orv}}) \quad (3.37)$$

Isto significa que, para condições atmosféricas especificadas, isto é, para valores dados de T_{ext} , T_d e h_o , há um valor mínimo da espessura do isolante a ser usado, de forma que:

$$\dot{Q} < \dot{Q}_{\max} \quad \text{o que equivale a manter} \quad T_{\text{sup, ext}} > T_{\text{orv}}$$

Considerando o máximo fluxo permissível, e desprezando a resistência térmica da parede, tem-se:

$$\dot{Q}_{\max} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{L_{\text{isol}}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{sup, int}}) \quad \text{o que implica} \quad L_{\text{isol}} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{\dot{Q}_{\max}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{sup, int}}) \quad (3.38)$$

Admitindo-se que a temperatura da superfície interna é igual à temperatura do ambiente interno (T_{cam}), tem-se:

$$L_{\text{isol}} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{\dot{Q}_{\max}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}}) \quad (3.39)$$

Combinando a equação anterior com a equação da Lei de Newton do resfriamento, tem-se:

$$L_{\text{isol}} \approx \frac{k}{\alpha_{\text{ext}}} \frac{(T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}})}{(T_{\text{ext}} - T_{\text{orv}})} \quad (3.40)$$

Utilizando uma análise análoga à anterior, também se pode chegar a uma expressão para o cálculo da espessura necessária para evitar a condensação em tubos (superfícies cilíndricas), a qual é dada por:

$$(D_{\text{ext}} + 2 L_{\text{isol}}) \ln \frac{(D_{\text{ext}} + 2 L_{\text{isol}})}{D_{\text{ext}}} = 2 \frac{k}{\alpha_{\text{ext}}} \frac{(T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}})}{(T_{\text{ext}} - T_{\text{orv}})} \quad (3.41)$$

Capítulo 4 – SISTEMAS MULTIPRESSÃO

4.1 – Introdução

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 como sendo a pressão reinante entre o dispositivo de expansão e a 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. Um 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 $+5\text{ °C}$. Uma outra aplicação típica poderia ser um processo industrial onde um arranjo de dois ou três estágios de compressão serve um evaporador com temperaturas abaixo de -20 °C .

A Figura 4.1 mostra um sistema típico de refrigeração multipressão com dois estágios de compressão de vapor, utilizado em matadouro-frigorífico, e cujo refrigerante é a amônia.

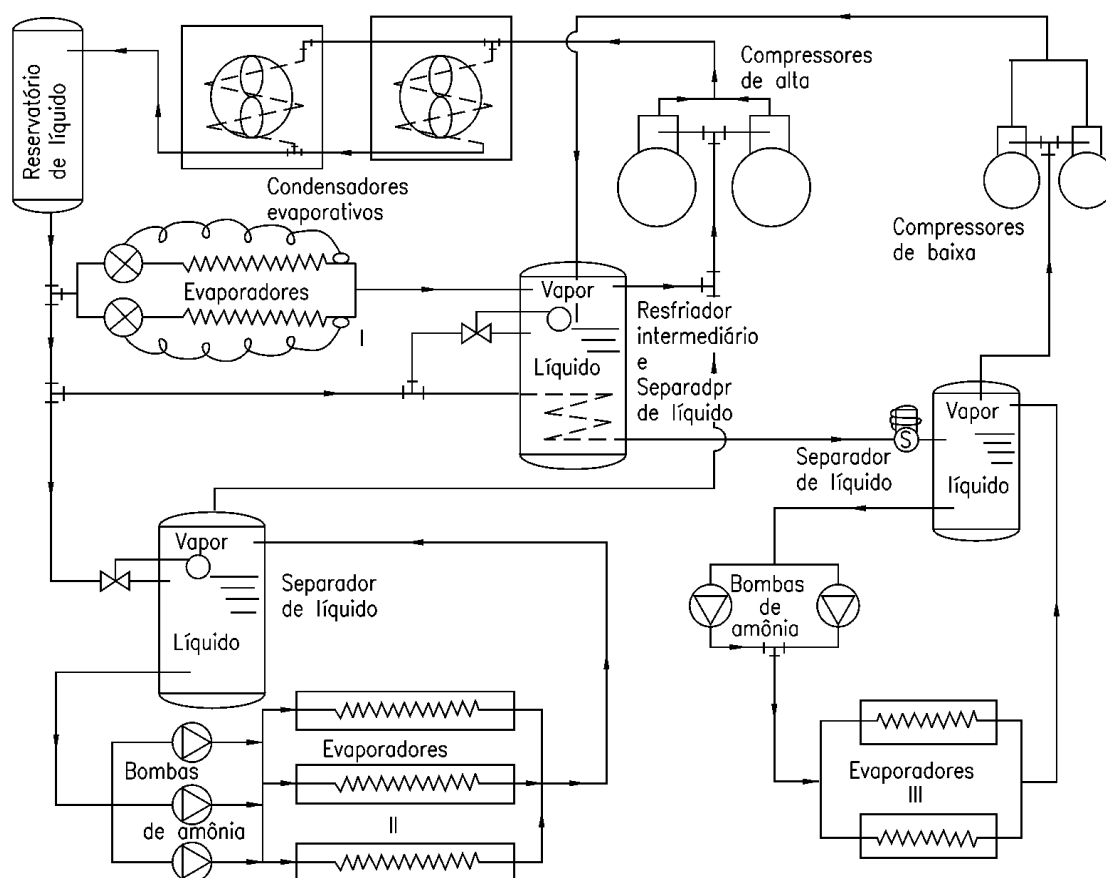


Figura 4.1 – Sistema multipressão típico de matadouro-frigorífico (refrigerante: amônia)



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-Resfriado de Líquido. Estes dois elementos serão inicialmente detalhados e posteriormente serão analisadas algumas combinações de evaporadores e compressores.

4.1.1 – 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.

O resfriamento intermediário reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor no estágio de alta. Temperaturas elevadas podem causar carbonização do óleo, formação de goma nas válvulas de admissão e 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, tais 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 são de -50 °C e para sistemas de três estágios de compressão as temperaturas de vaporização mínimas são da ordem de -70 °C, o que já fornece uma indicação do tipo de instalação que deverá ser utilizado.

4.2 – Separador de Líquido

A Figura 4.2 mostra esquematicamente um separador de líquido e sua localização no sistema, bem como os processos termodinâmicos e estados do refrigerante num diagrama P x h. Como pode ser observado, 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. Pode-se observar também que para estas condições o vapor saturado não tem efeito frigorífico.

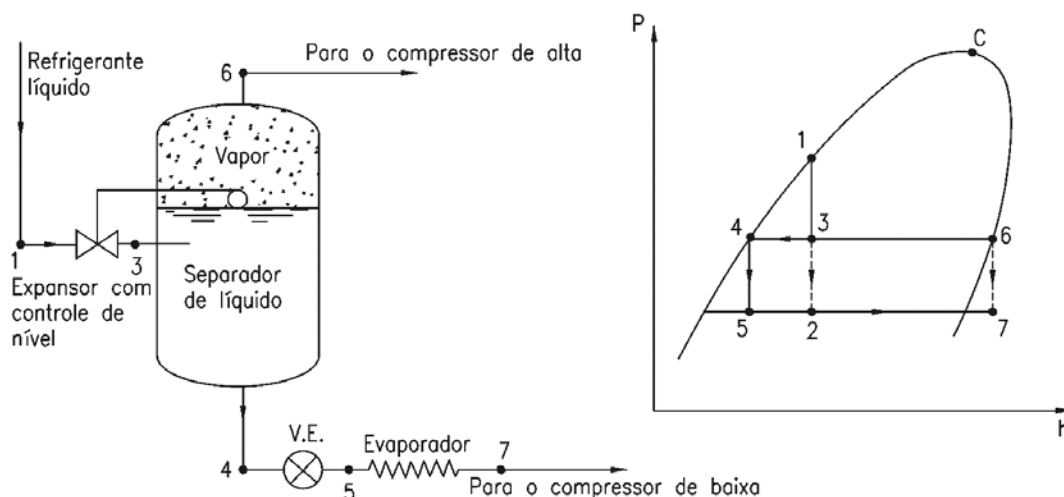


Figura 4.2 – Esquema de um separador de líquido.

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.

4.3 – 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 4.3 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.

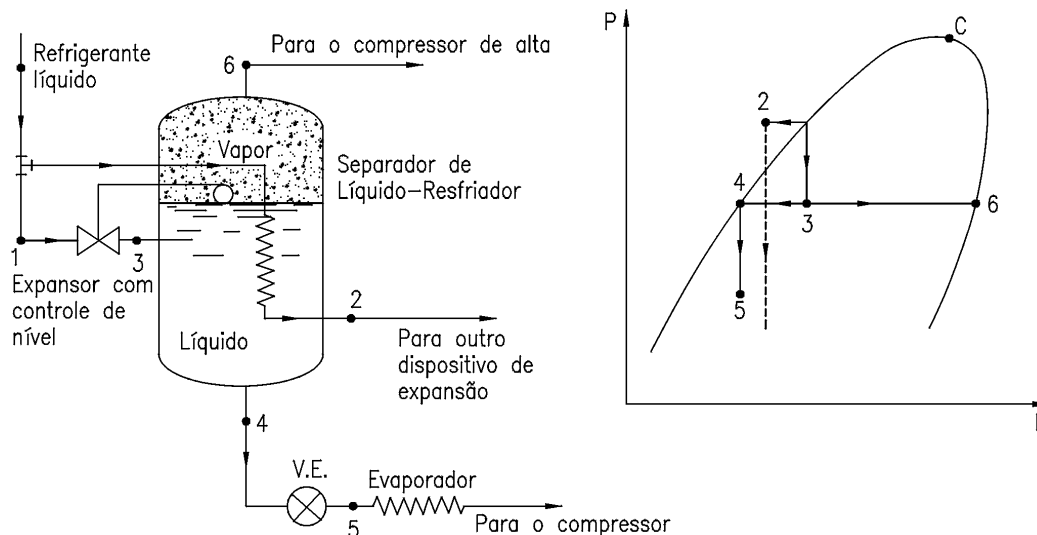


Figura 4.3 – Esquema de um separador de líquido e resfriador (separador-resfriador).

4.4 – 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 menores temperaturas do refrigerante no estágio de alta pressão (descarga do compressor de alta).

A Figura 4.4 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 x v e P x 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:

$$P_i = \sqrt{P_a P_d} \quad (4.1)$$

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.

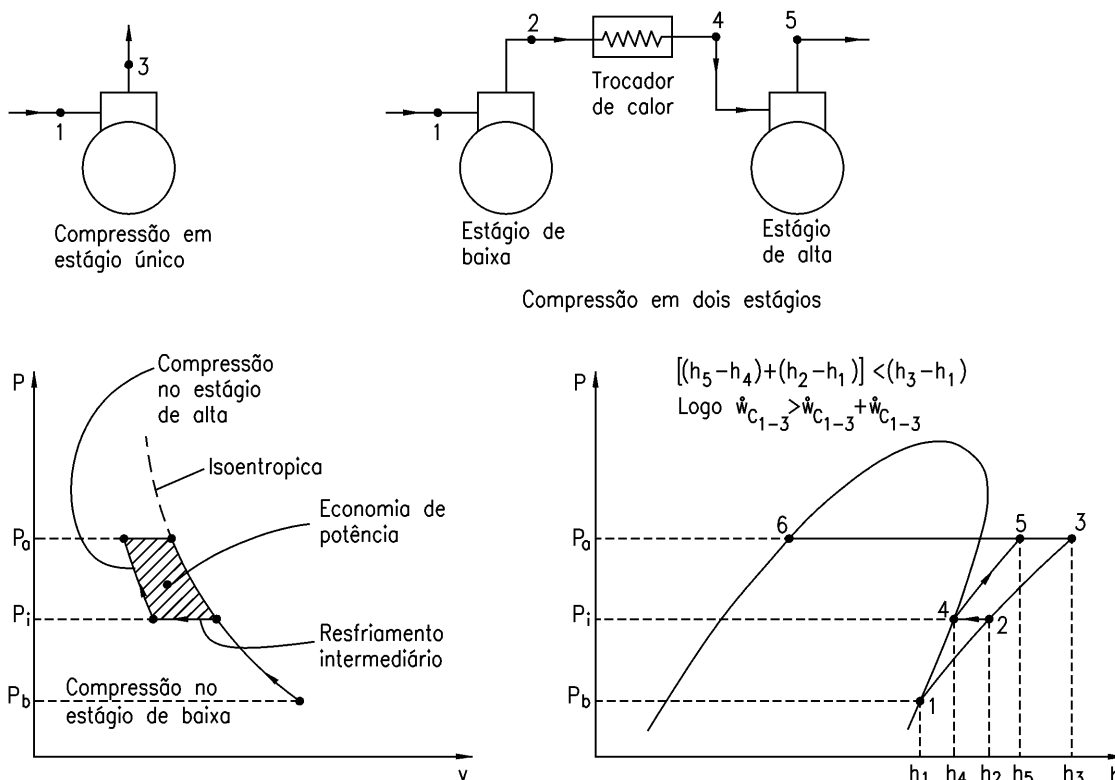


Figura 4.4 – Comparação entre compressão em estágio único e dois estágios.

4.5 – Ciclos de Compressão de Vapor Multipressão

O separador de líquido mostrado no sistema frigorífico da Figura 4.5 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 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 4.6 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 deste chegar na 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 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.

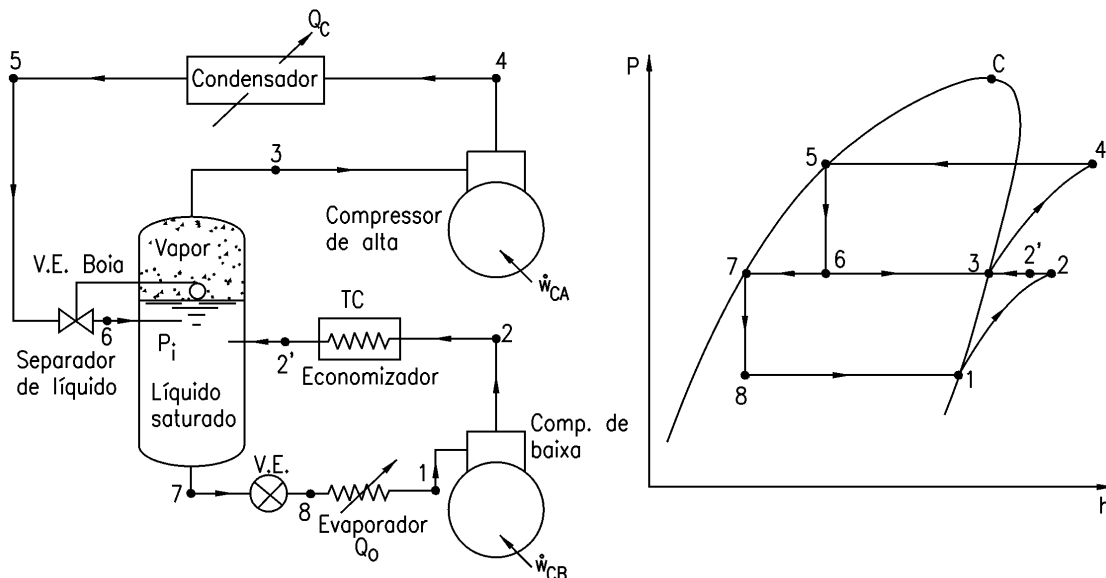


Figura 4.5 – Esquema de um sistema multipressão com separador de líquido e trocador de calor economizador.

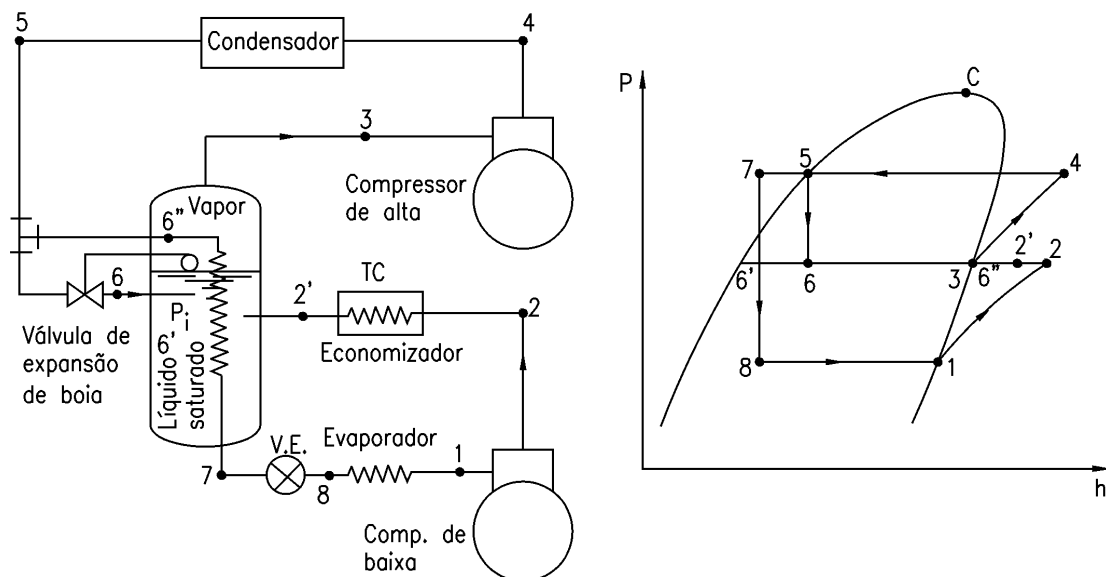


Figura 4.6 – Esquema de um sistema multipressão com separador-resfriador de líquido e trocador de calor economizador.

Na Figura 4.7 é mostrado um esquema de um sistema multipressão de dois estágios de compressão, apropriado para utilização do refrigerante R22, e o seu 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 4.5 e na Figura 4.6, é usado 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.

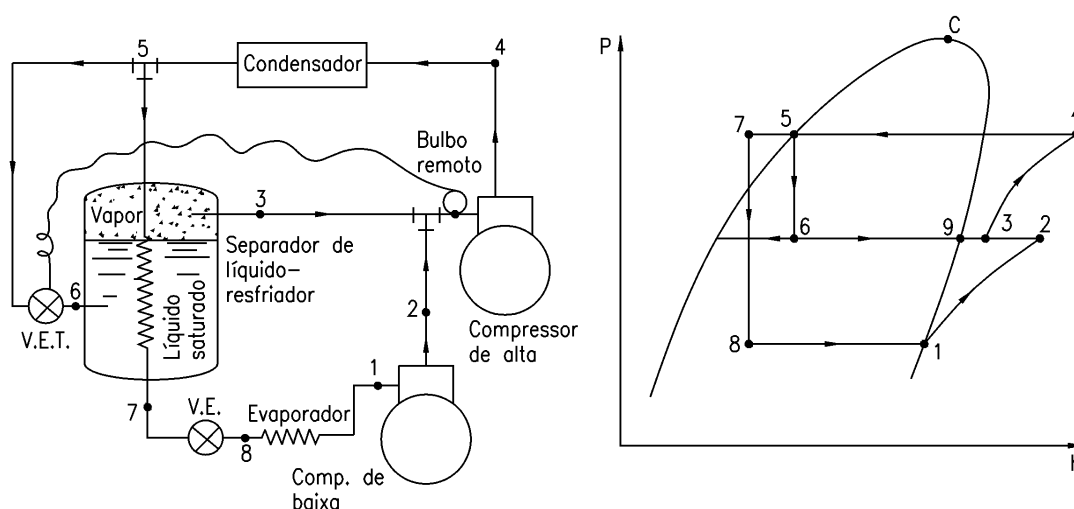


Figura 4.7 – Esquema de um sistema multipressão típico para utilização com R22.

Os sistemas indicados na Figura 4.5 e na Figura 4.6 são freqüentemente utilizados para aplicações industriais e comerciais. A indústria alimentícia, indústria de gelo e 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 4.7, para câmara de testes de baixa temperaturas 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 4.1. Com a utilização de válvulas de controle de pressão pode-se ainda trabalhar com evaporadores operando em outras temperaturas.

4.6 – Balanço de Energia Para o Sistema Multipressão

Para mostrar o balanço de energia e verificar demais parâmetros do sistema de refrigeração multipressão, será feita uma análise com base no sistema exemplo mostrado na Figura 4.8, onde 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 4.9.

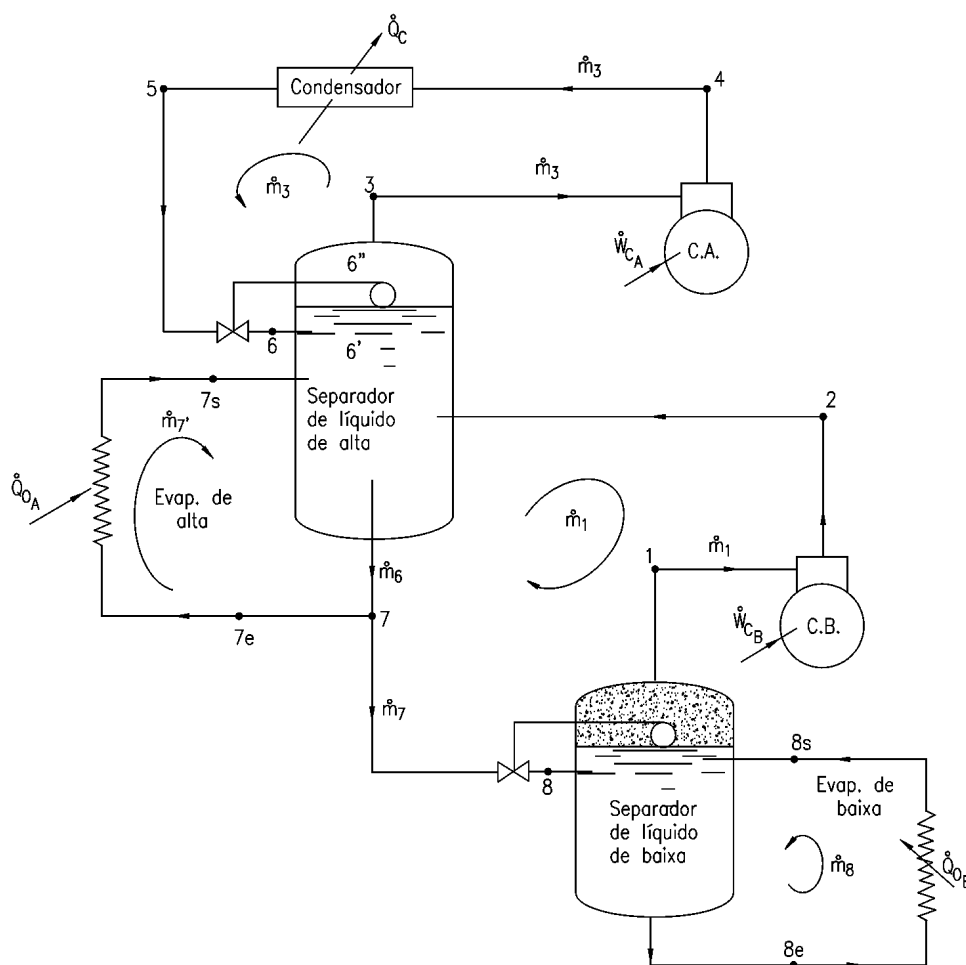


Figura 4.8 – Esquema de um sistema multipressão com dois estágios.

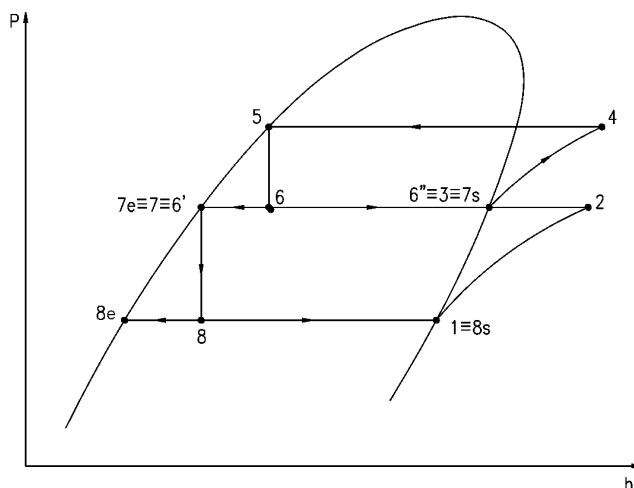


Figura 4.9 – Diagrama P x h para a instalação da Figura 4.8.

4.6.1 – 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 4.10, tem-se:

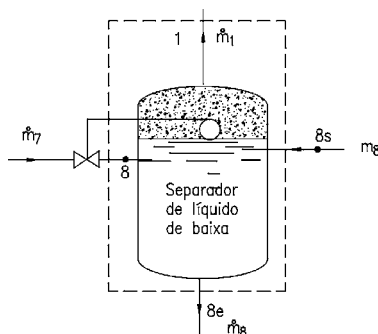


Figura 4.10 – Volume de controle no separador de líquido de baixa pressão.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 \quad (4.2)$$

Por sua vez, a aplicação de primeira lei da termodinâmica no volume de controle da figura acima resultará em:

$$\dot{m}_7 h_8 + \dot{m}_8 h_{8s} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_{8e} \quad (4.3)$$

Combinando a Eq. (4.2) com a Eq. (4.3), tem-se:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 \frac{(h_{8s} - h_{8e})}{(h_1 - h_8)} \quad (4.4)$$

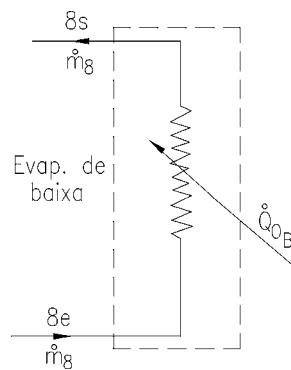


Figura 4.11 – Volume de controle no evaporador de baixa.

Considerando-se o evaporador de baixa pressão (Figura 4.11), o balanço de energia resulta:

$$\dot{Q}_{oB} = \dot{m}_8 (h_{8s} - h_{8e}) \quad (4.5)$$

portanto:
$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{oB}}{(h_1 - h_8)} \quad (4.6)$$

Assim, como mostra a Eq. (4.6), verifica-se que não há necessidade de se definir previamente o estado do refrigerante no evaporador de baixa.

4.6.2 – Balanço de massa e energia para o separador de líquido de alta

Do mesmo modo que foi efetuado no caso anterior, considera-se primeiramente o balanço de massa e a seguir o de energia, para o volume de controle da Figura 4.12. Assim, tem-se:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{7'} + \dot{m}_1 = \dot{m}_{7'} + \dot{m}_7 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_7 \quad (4.7)$$

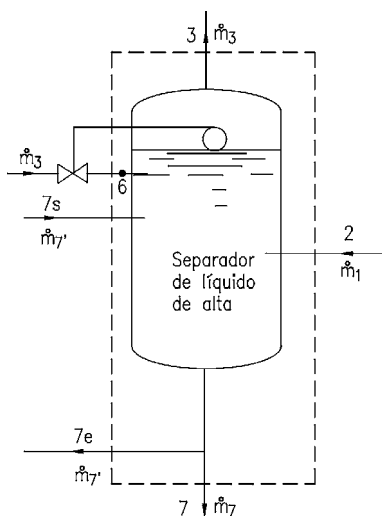


Figura 4.12 – Volume de controle no separador de líquido de alta pressão

$$\dot{m}_3 h_6 + \dot{m}_{7s} h_{7s} + \dot{m}_1 h_2 = \dot{m}_{7e} h_{7e} + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_3 h_3 \quad (4.8)$$

mas, $\dot{m}_7 = \dot{m}_1$ e $h_7 = h_{7e} = h_8$ logo:

$$\dot{m}_1 (h_2 - h_8) + \dot{m}_{7s} (h_{7s} - h_{7e}) = \dot{m}_3 (h_3 - h_6)$$

portanto:
$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_8) + \dot{m}_{7s} (h_{7s} - h_{7e})}{(h_3 - h_6)} \quad (4.9)$$

Considerando o evaporador de alta (Figura 4.13), o balanço de energia resulta:

$$\dot{Q}_{oA} = \dot{m}_{7s} (h_{7s} - h_{7e}) \quad \text{ou} \quad \dot{m}_{7s} = \frac{\dot{Q}_{oA}}{(h_{7s} - h_{7e})} \quad (4.10)$$

Substituindo a Eq. (4.10) na Eq. (4.9), tem-se:

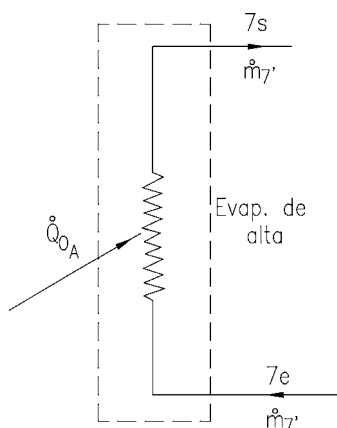


Figura 4.13 – Volume de controle no evaporador de alta.

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1(h_2 - h_8) + \dot{Q}_{oA}}{(h_3 - h_6)} \quad (4.11)$$

4.6.3 – Balanço de energia para os compressores

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

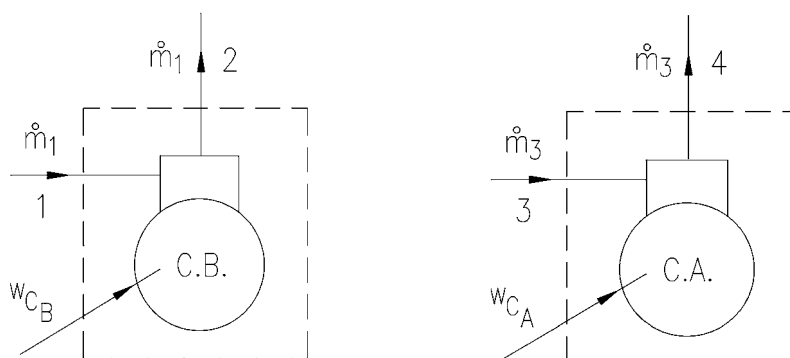


Figura 4.14 – Volume de controle para o compressor de baixa e de alta.

Compressor de baixa: $\dot{W}_{CB} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$ (4.12)

Compressor de alta: $\dot{W}_{CA} = \dot{m}_3(h_4 - h_3)$ (4.13)

4.7 – Alguns Exemplos de Sistemas Frigoríficos

A Figura 4.15 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, onde aspectos operacionais e meteorológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação a até 10% da nominal.

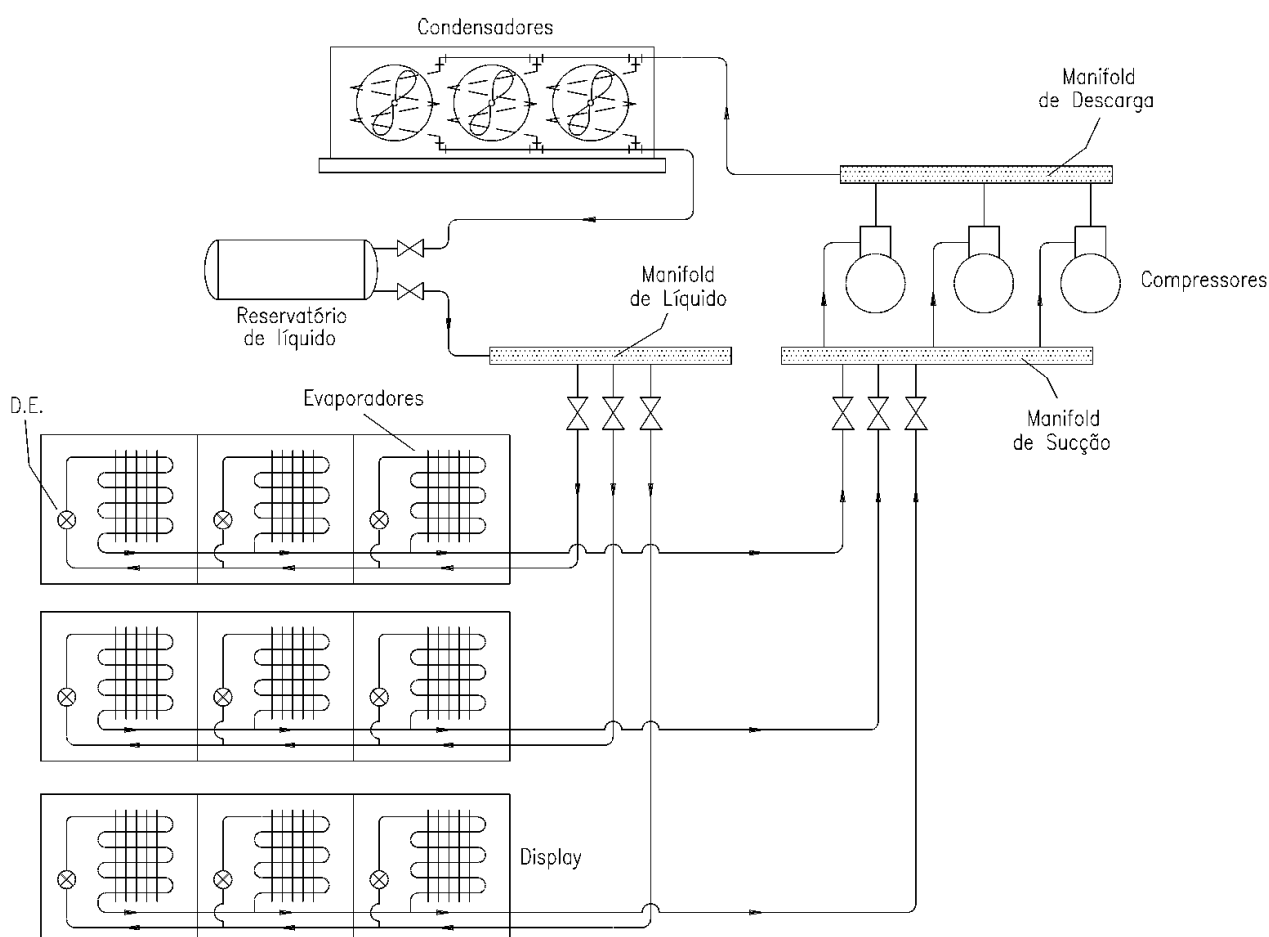


Figura 4.15 – Sistema frigorífico típico de supermercados (Multiplex)

A Tabela 4.1 apresentam uma comparação destes sistemas com as unidades individuais convencionais.

Tabela 4.1 – Comparação entre os sistemas em paralelo e os sistemas convencionais individuais

	Paralelo	Convencional
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

Estes sistemas requerem, no entanto, cuidados especiais quanto ao retorno de óleo, de forma que se garanta equalização de nível entre os cárter dos compressores. A mostra uma forma eficiente de se garantir esta equalização,

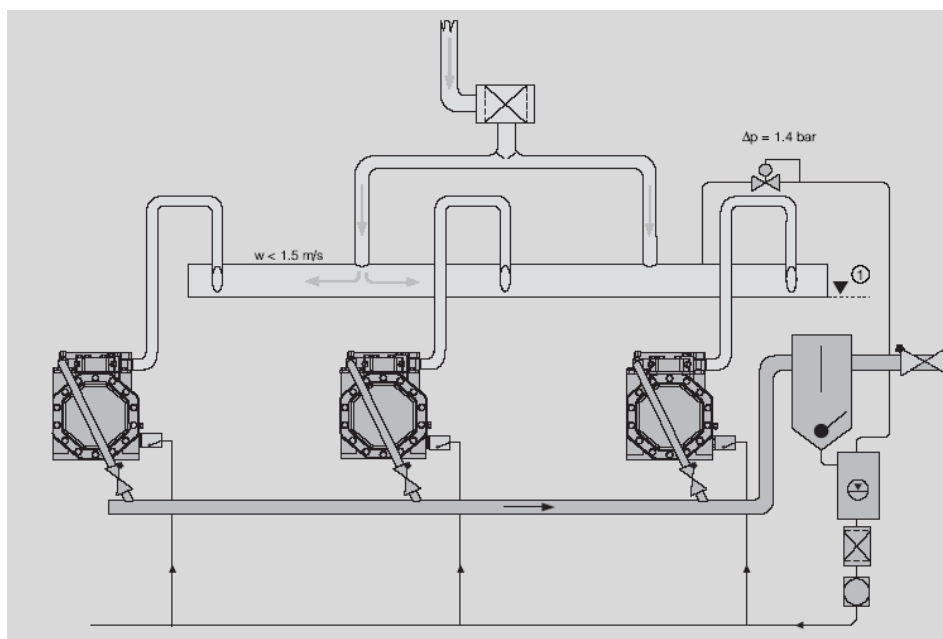


Figura 4.16 – Compressores em paralelo – equalização de óleo.

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 4.17 mostra os elementos básicos de uma instalação com fluido intermediário.

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 um 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 subresfriar o refrigerante primário com o fluido secundário (salmoura) e a utilização do fluido intermediário, levemente aquecido para descongelar os trocadores de calor (serpentinhas de resfriamento).

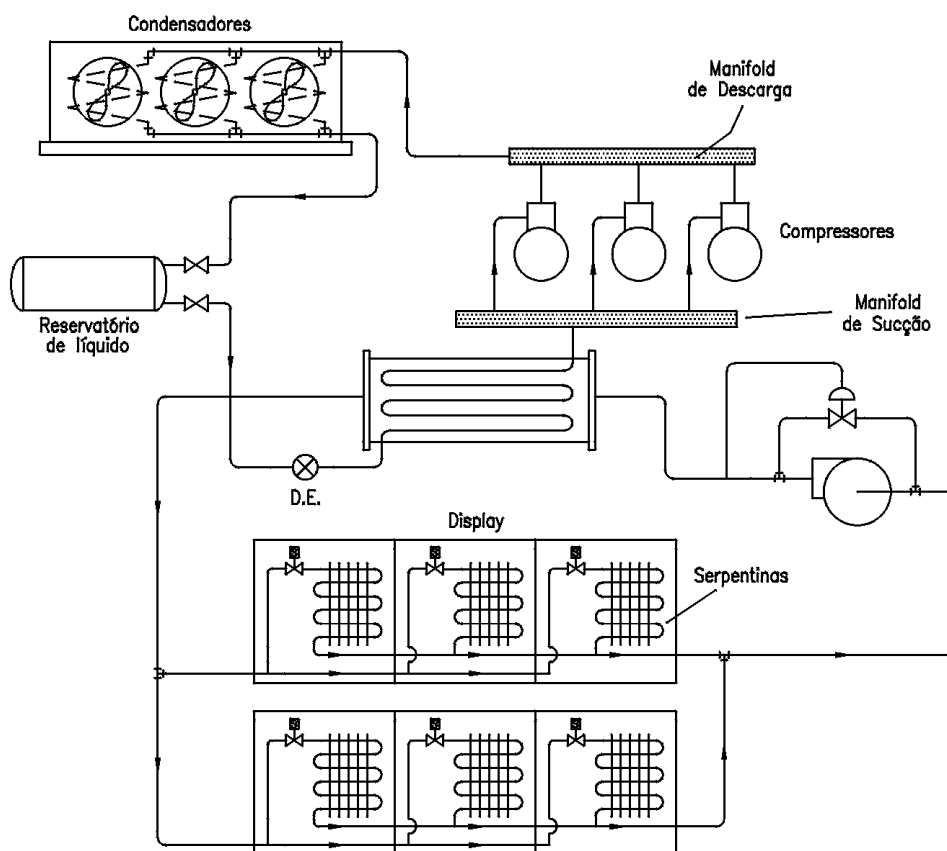


Figura 4.17 – Sistema frigorífico típico de expansão indireta.



UFBA – Universidade Federal da Bahia

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica



EXERCÍCIOS PROPOSTOS

1) Comparar 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:

- a) sistema de um só estágio de compressão;
- b) sistema de dois estágios de compressão com separador de líquido;

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

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

4) Considere a Figura 4.1 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 referentes aos evaporadores II for de 50 TR e a referente aos evaporadores III for de 40 TR. As temperaturas de vaporização são, respectivamente: -10 °C, -10 °C e -35 °C.

5) Considere a Figura 4.6 e calcule para uma condição qualquer de operação do sistema a, economia de energia obtida com o trocador de calor economizador.



Capítulo 5 – Refrigeração por Absorção de Vapor

5.1 – Introdução

Suponhamos que um líquido seja introduzido num vaso em que inicialmente havia vácuo e que as paredes do recipiente sejam mantidas a uma temperatura constante. O líquido se evapora imediatamente e no processo seu calor latente de vaporização é extraído dos lados do vaso. O efeito resultante de resfriamento é o ponto de partida do ciclo de refrigeração a ser examinado.

À medida que o líquido se evapora a pressão dentro do vaso sobe até que eventualmente atinja uma pressão de vapor de saturação para a temperatura em consideração. A partir daí, a evaporação cessa e o efeito de resfriamento nas paredes do vaso não é mantido pela introdução contínua do refrigerante. O último simplesmente permanece no estado líquido e se acumula no fundo do recipiente. Para tornar o processo de resfriamento contínuo é necessário, conforme visto anteriormente, remover o refrigerante no estado de vapor na mesma taxa pela qual ela é formada. No ciclo de compressão de vapor esta remoção é feita conectando-se o evaporador ao lado da sucção da bomba. Um resultado semelhante pode ser obtido conectando-se o evaporador a um outro vaso que contém uma substância capaz de absorver o vapor. Assim, se o refrigerante fosse a água, um material higroscópico, como o brometo de lítio, poderia ser usado no absorvedor. A substância utilizada para absorção do vapor refrigerante é chamada de “portadora” (ou absorvedora).

Para se obterem ciclos fechados tanto para o refrigerante como para o portador o estágio seguinte do processo deve ser a liberação do refrigerante absorvido numa pressão conveniente para sua subsequente liquefação num condensador. Isto é conseguido no “gerador”, onde o calor é fornecido à solução (portadora + refrigerante) e o refrigerante é liberado como vapor.

O absorvedor e o gerador juntos substituem o compressor no ciclo de compressão de vapor. Com relação ao refrigerante, o restante do ciclo de absorção é semelhante ao ciclo de compressão, isto é, o vapor se liquefaz no condensador e é trazido para o evaporador através de expansão. O líquido absorvente, ao sair do gerador naturalmente retorna ao absorvedor para outro ciclo.

Num sistema de refrigeração por absorção, requer-se resfriamento do condensador e do absorvedor, o que pode ser feito através da água de uma torre de resfriamento.

As principais vantagens do ciclo de absorção em relação a outros sistemas de refrigeração são que ele pode operar com energia de baixa qualidade termodinâmica em forma de calor (vapor de exaustão, água quente a pressão elevada) e que tem poucas partes móveis. Teoricamente, apenas uma única bomba é necessária, para transportar a solução (absorvedora + refrigerante) do absorvedor a baixa pressão para o gerador a relativamente elevada pressão. Na prática, duas bombas adicionais são muitas vezes usadas, uma para recircular a solução sobre as serpentinas de

resfriamento no absorvedor e outra para recircular o refrigerante sobre a serpentina de água gelada no evaporador.

5.2 – Ciclo de Absorção

Os ciclos de refrigeração por absorção mais comuns utilizam os pares água-amônia (absorvedor-refrigerante) ou brometo de lítio e água (absorvedor-refrigerante). Em termos do ciclo mostrado na Figura 4.1, a solução de brometo de lítio e água entra no gerador, sendo aquecida, e liberando vapor de água. O vapor de água liberado no gerador segue rumo ao condensador, onde é condensado. Após a redução da pressão da água, esta segue para o evaporador, onde irá retirar calor da água de processo (água gelada do sistema de condicionamento de ar). O vapor de água de baixa pressão, formado no evaporador, é então absorvido pelo brometo de lítio, contido no absorvedor. No ciclo, o trabalho da bomba para a circulação do fluido é muito pequeno, uma vez que a bomba opera com líquido de baixo volume específico.

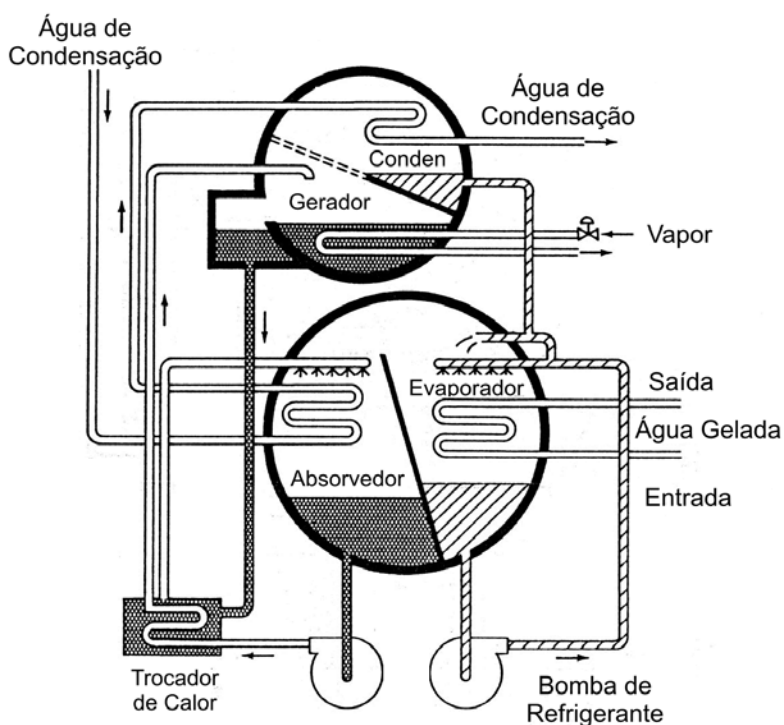


Figura 5.1 – Máquina de Refrigeração por absorção.

O maior inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia, muito mais elevado que o das máquinas de compressão de vapor. As máquinas de absorção podem consumir uma quantidade de energia superior a sua produção frigorífica. Por outro lado, estas máquinas têm a



vantagem de utilizar a energia térmica (calor) em lugar de energia elétrica que é mais cara e mais nobre.

Elas permitem por esta razão, uma melhor utilização das instalações de produção de calor, ociosas. É o caso, por exemplo, das instalações de aquecimento, destinadas ao conforto humano durante o inverno, as quais podem fornecer energia térmica a preço acessível durante o verão.

As máquinas de absorção permitem também a recuperação do calor perdido no caso de turbinas e, outros tipos de instalações que utilizam o vapor d'água.

Atualmente em instalações importantes, está sendo utilizada para a refrigeração a combinação de máquinas de compressão mecânica, tipo centrifugas, acionadas por turbinas a vapor, com máquinas de absorção aquecidas pelo vapor parcialmente expandido nas turbinas, o que aumenta grandemente o rendimento do conjunto.

Além das vantagens apontadas, as instalações de absorção se caracterizam, pela sua simplicidade, por não apresentarem partes internas móveis (as bombas são colocadas à parte), o que lhes garante um funcionamento silencioso e sem vibração.

Elas se adaptam bem as variações de carga (até cerca de 10% da carga máxima), apresentando um rendimento crescente com a redução da mesma.

Sua principal desvantagem é o elevado custo inicial, variando de 550 a 900 US\$/TR (GPG-256, 1999) e, conforme mencionado, o seu baixo COP, o qual segundo Wang (2000), varia de acordo com o tipo de equipamento, como mostrado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – COP de máquinas de absorção

Tipo	COP
Resfriada a Ar (1 estágio)	0,48* a 0,60
Resfriada a Água (1 estágio)	0,60* a 0,70
2 Estágios	0,95* a 1,0
Queima Direta – 2 Estágios	0.95* a 1,08

* corresponde aos valor mínimo, segundo a ASHRAE/IESNA Standard 90.1-1999



Capítulo 6 – Carga Térmica

6.1 – Introdução.

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 devido à transmissão de calor pelas paredes, teto e piso.
- Carga térmica devido aos produtos contidos na câmara.
- Carga térmica devido à infiltração de ar externo quando da abertura e fechamento das portas de acesso das câmaras.
- Carga térmica devido a luzes, pessoas, e outras fontes de calor no interior da câmara.

6.2 – Condições Externas de Projeto.

As condições externas de projeto podem ser obtidas de fontes específicas para a cidade considerada, ou de normas técnicas, como por exemplo a NBR6401 e o livro de Goulart et al (1998), que trazem informações sobre as condições típicas de verão para diversas cidades. A Tabela 6.1 apresenta informações sobre condições parâmetros de projeto para algumas cidades brasileira.

Tabela 6.1 – Parâmetros de projeto para algumas cidades brasileiras.

Cidade	Tem. de Bulbo Seco, °C.	Umidade Relativa, %.	Altitude, m.
Belo Horizonte	32,0	70,0	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	26,0	nível do mar
São Paulo	31,0	55,0	760,0

6.3 – 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 por exemplo o Handbook – Applications da ASHRAE (1978). Porém, nem sempre se torna prático a construção de 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.

6.4 – 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 a interior da câmara, da condutividade térmica dos elementos 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:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (6.1)$$

Na equação acima \dot{Q} representa o fluxo de calor que penetra na câmara através das superfícies das paredes, teto e piso, A é a área destas superfícies, ΔT representa o diferencial de temperatura entre o ambiente externo e o interior da câmara, e R_T representa 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 externo, 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 6.1, a resistência térmica será dada por:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{ext} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{cam} A} \quad (6.2)$$

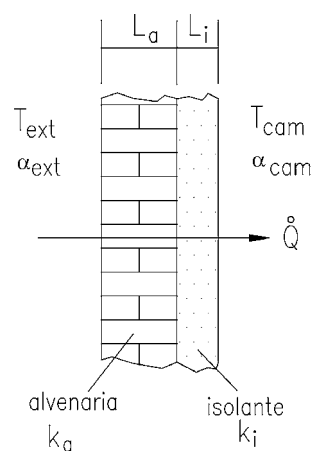


Figura 6.1 – Esquema de uma parede de alvenaria de uma câmara frigorífica.



onde:

α_e	é o coeficiente de convecção externo.
α_i	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.
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, 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 12,0 kcal/h.m².°C (vide item 3.9). 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 3.12).

Uma forma simplificada, porém bastante utilizada para o cálculo da espessura do isolamento é a 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 (vide Tabela 3.13):

- Isolamento excelente: 8,0 kcal/h.m²
- Isolamento bom: 10,0 kcal/h.m²
- Isolamento aceitável: 12,0 kcal/h.m²

Uma vez fixado este valor, e desprezando-se a resistência térmica imposta pelo ar externo, pela parede e pelo ar interno, pode-se então determinar a espessura do isolamento, pela Eq. (6.3).

$$L_i = \frac{k_i \Delta T}{(\dot{Q}/A)} \quad (6.3)$$

Com relação ao diferencial de temperatura que aparece na Eq. (6.3), 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 Eq. (6.4), onde o valor de $\Delta T'$ é dado pela Tabela 6.2.

$$\Delta T = (T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}}) + \Delta T' \quad (6.4)$$

Tabela 6.2 – Correção para a diferença de temperaturas em câmaras frigoríficas ($\Delta T'$).

Tipo de superfície	Paredes			Teto Plano
	Leste	Oeste	Norte	
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, onde (\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.



$$\dot{Q}_{\text{trn}} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} \right) A \cdot 24 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.5)$$

6.5 – Carga Térmica Devido aos Produtos.

A carga térmica devido ao produto, que geralmente corresponde a 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 é devida 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:

$$\dot{Q}_{\text{prod}} = G_M \left[c_{p,1} (T_{\text{ent}} - T_1) + h_{\text{cg}} + c_{p,2} (T_1 - T_2) \right] + G_T Q_{\text{resp}} \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.6)$$

- onde:
- 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 e, 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.

6.6 – 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 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 e pode ser a partir da Tabela 6.3.

Uma vez que se conhece o volume de ar externo que entra na câmara por dia, pode-se então determinar a carga de infiltração pela equação abaixo, onde V_{cam} é o volume da câmara, em m^3 , e $\Delta H'$ refere-se ao calor cedido por cada metro cúbico de ar que entra na câmara, sendo dado pela Tabela 6.4.

$$\dot{Q}_{inf} = V_{cam} FTA \Delta H' \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.7)$$

Tabela 6.3 – Fator de Troca de Ar de Câmaras Frigoríficas Para Conservação.

Câmaras Para Produtos Resfriados				Câmaras Para Produtos Congelados			
Volume [m ³]	FTA [trocas/dia]	Volume [m ³]	FTA [trocas/dia]	Volume [m ³]	FTA [trocas/dia]	Volume [m ³]	FTA [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 6.4 – 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
40	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
	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
50	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
	25,0	33,0	31,0	29,1	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
60	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
	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
70	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
	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

6.7 – 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, e, na ausência de dados específicos sobre um determinado, podem ser utilizados os valores da Tabela 6.5, a qual fornece o calor dissipado em função da potência do motor.

Tabela 6.5 – Calor dissipado por motores elétricos.

Potência do	Rendimento do	Calor liberado [kcal/h.cv]	Calor liberado [kcal/h.cv]
-------------	---------------	----------------------------	----------------------------



Motor [cv]	Motor [%]	(motor e carga na câmara)	(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 instalada 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:

$$\dot{Q}_{\text{ilum}} = 10 A \tau 0,86 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.8)$$

A carga térmica devido à 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 se estimar a carga térmica devido as pessoas é através da Eq. (6.9).

$$\dot{Q}_{\text{pes}} = (272 + 6T_{\text{cam}}) \tau n 0,86 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.9)$$

onde: 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.

6.8 – Carga Térmica Devido aos Motores dos Ventiladores.

Uma 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 a consulta ao catálogo do seu respectivo fabricante.

Os evaporadores, por sua vez, 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, onde 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 e, 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 ser dada diretamente pela equação abaixo, ou pela Tabela 6.5.

$$\dot{Q}_{\text{vent}} = \frac{\dot{W}_{\text{vent}}}{\eta_{\text{vent}}} \tau \cdot 632 \quad [\text{kcal/dia}] \quad (6.10)$$

onde: \dot{W}_{vent} é a potência total dos ventiladores, em cv;
 τ é o tempo de funcionamento dos ventiladores (ver item 6.9), em h/dia.
 η_{vent} é o rendimento dos ventiladores (ver Tabela 6.5).

6.9 – Capacidade Frigorífica do Compressor.

Uma vez determinadas todas as parcelas da carga térmica, o passo seguinte é a determinação da capacidade frigorífica do compressor. Conforme pode ser 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 da 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 temperatura da câmara, como indicado na Tabela 6.6. 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 Eq. (6.11).

$$\dot{Q}_o = \frac{\dot{Q}_{\text{trn}} + \dot{Q}_{\text{prod}} + \dot{Q}_{\text{inf}} + \dot{Q}_{\text{mot}} + \dot{Q}_{\text{ilum}} + \dot{Q}_{\text{pes}} + \dot{Q}_{\text{vent}}}{\tau_{\text{op}}} \quad [\text{kcal/hora}] \quad (6.11)$$

onde: \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 6.6 – Tempo de operação típico de compressos frigoríficos.

Tipo de Degelo dos Evaporadores	Tempo de Operação dos Compressores
Natural ($T_{\text{CAM}} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	16 a 18 h/dia
Circulação de Ar e Aspersão de Água ($T_{\text{CAM}} > +1 \text{ }^\circ\text{C}$)	18 a 20 h/dia



UFBA – Universidade Federal da Bahia

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

Elétrico

até 20 h/dia

Por Gás Quente

20 a 22 h/dia



Capítulo 7– Testes e Manutenção em Circuitos Frigoríficos

7.1 – Testes de Vazamentos de Refrigerantes

Este teste é efetuado no sistema frigorífico com o objetivo de se obter um sistema totalmente estanque. Em sistemas que trabalham com pressões positivas os testes tem por finalidade, evitar prejuízos decorrentes da perda de refrigerante e mau funcionamento, ou falhas devido à diminuição do fluxo de refrigerante. Em sistemas que trabalham com pressões negativas (vácuo) os testes de vazamentos evitam prejuízos, mau funcionamento ou falhas devido à infiltração de ar no equipamento.

a) Sistemas que trabalham com pressão positiva

Se o sistema estiver pressurizado com o próprio refrigerante o vazamento pode ser detectado com o uso de:

- Espuma de sabão: deve-se fazer uma espuma densa contendo água com sabão, detergente ou creme de barbear, envolver soldas, juntas, conexões, visores, válvulas e outros pontos suspeitos de vazamentos. O vazamento é verificado através da formação de bolhas de ar.
- Lamparina a álcool: na busca de vazamentos com lamparina a álcool (álcool metílico de preferência) deve-se passar a chama nos pontos suspeitos, onde houver vazamentos a chama se torna verde azulado. O vazamento deve ser confirmado com espuma de sabão.
- Detector eletrônico: existem vários tipos de detectores eletrônicos, porém todos funcionam de modo similar. Os detectores dispõem de um sensor que ao entrar em contato com refrigerantes halogenados cria uma corrente que aciona um miliamperímetro ou uma lâmpada de sinalização ou ainda um alarme sonoro. A resposta (corrente, o brilho da lâmpada, ruído de buzina) é proporcional ao tamanho do vazamento. É um método excelente e permite localizar pequenos vazamentos. O uso e cuidados de manutenção devem ser feitos de acordo com as instruções de cada fabricante.

Observações: Nos testes em sistemas pressurizados somente com nitrogênio seco, só pode ser usado o método de espuma de sabão.

Nos testes em sistemas pressurizados com nitrogênio seco e refrigerantes halogenados, qualquer um dos três métodos descritos anteriormente pode ser utilizado.



b) Sistemas que trabalham sob vácuo (teste de estanqueidade)

- Este teste indica a existência de vazamentos porém não indica o local do vazamento. Caso confirmada a existência de vazamentos por este processo, a unidade deve ser pressurizada e os vazamentos devem ser localizados pelos métodos descritos no item anterior. O teste consiste em evacuar o sistema até uma pressão absoluta próxima de 1 mmHg(0,0013bar). Após a obtenção do vácuo, a bomba de vácuo é desconectada do sistema, que deve ser mantido sob vácuo por pelo menos 10 horas, após o que faz-se nova medida do vácuo e verifica-se sua variação.

Cuidados

a) No teste com espuma de sabão

- Não usar dentro de quadros elétricos;
- Não usar sobre terminais de motores já que sabão contém soda cáustica que pode danificar os terminais;
- Deve ser usado para confirmar vazamentos encontrados por outros métodos.

b) No teste com uma lamparina a álcool

- Deve se tomar cuidado para não tocar a ponta da lamparina e evitar queimaduras;
- Não usar em atmosferas explosíveis.

c) No teste com detector eletrônico

- O uso e cuidados de manutenção devem ser feitos de acordo com as instruções de cada fabricante;
- Não se deve expor o sensor diretamente a jatos de refrigerante, pois isto diminuirá a vida útil ou danificará o sensor;
- Não soprar o sensor;
- Não permitir a entrada de impurezas no tubo do sensor;
- Não usar em atmosferas explosíveis.

7.2 – Testes de umidade no circuito

Este teste consiste na verificação de umidade no circuito frigorífico. Umidade associada a refrigerantes halogenados, a óleo e a altas temperaturas, provoca os seguintes problemas no sistema:



- a) Congelamento na sede da válvula de expansão: O congelamento na válvula de expansão impede a passagem de refrigerante para o evaporador e a máquina tende a desarmar por baixa pressão. Uma vez desligada, o gelo na válvula é derretido, a temperatura e pressão próximas à válvula se elevam, o compressor volta a funcionar e o ciclo se repete. Com partidas de desligamentos freqüentes o motor do compressor tem a queimar.
- b) b) Formação de ácido clorídrico e fluorídrico: Os ácidos clorídricos e fluorídricos atacam partes metálicas do sistema, visores de vidro e verniz de isolamento, ocorrendo então deposição de cobre que provoca defeitos mecânicos e enfraquecimento da isolamento do motor que resulta na sua queima.
- c) c) Decomposição do óleo lubrificante: O óleo decomposto forma uma lama espessa que entope os canais de lubrificação e eventualmente trava peças móveis do compressor. O resultado disto é o engripamento ou queima do motor.
- d) d) Decomposição de cobre: o cobre é removido dos tubos em pequenas partículas e posteriormente se deposita em zonas de altas temperaturas como virabrequins, válvulas de descarga, bombas de óleo. Este acréscimo de material nas partes móveis diminui as folgas provocando falhas mecânicas.

A verificação da existência de umidade pode ser feita pela verificação da cor do elemento higroscópico do visor de líquido. O elemento higroscópico do visor muda de cor à medida que absorve umidade.

Cuidados

- a) Usar visores de líquido com indicadores de umidade;
- b) Ao constatar umidade no sistema, deve-se substituir imediatamente o filtro secador de líquido;
- c) Ao soldar visores de líquido isolar o corpo do visor com um pano molhado para evitar danos ao vidro e ao elemento higroscópico;
- d) O borbulhamento em visores de líquido não significa, necessariamente, falta de refrigerante no equipamento. Pode ser resultado de alguma obstrução na linha de líquido, baixo subresfriamento ou válvulas de expansão demasiadamente abertas.

7.3 – Evacuação do sistema

A evacuação do sistema é um dos processos mais importantes em refrigeração. Nos sistemas de refrigeração a função do vácuo é remover o ar e a umidade antes de se efetuar a carga de refrigerante. O ar é constituído basicamente 79% de nitrogênio, 20% de oxigênio e 1% de outros



gases incluindo vapor d'água. Um sistema que não tenha sido corretamente evacuado apresentará problemas de altas pressões, devido aos gases não condensáveis, problemas de ataques químicos a partes metálicas do sistema ao verniz dos motores e ao óleo, provocando sua decomposição.

Observações:

- a) Quanto mais profundo o vácuo obtido melhor para o sistema de refrigeração. Normalmente fabricantes de equipamentos de ar condicionado recomendam vácuo inferior a $6,7 \cdot 10^{-4}$ bar para processo simples de evacuação.

- b) Na realização do vácuo podem ser utilizados dois métodos: o método do vácuo profundo e o método de dupla evacuação. O método de vácuo profundo consiste em uma única evacuação profunda, sendo o mais utilizado para se obter um sistema livre de ar e umidade. É o método mais demorado, requer uma boa bomba de vácuo e um vacuômetro eletrônico para a leitura do vácuo. A evacuação termina quando o vácuo atinge valores iguais ou inferiores a $4,0 \cdot 10^{-4}$ bar. O sistema deve, então, ser desconectado da bomba de vácuo e "repousar" por, pelo menos, 10 horas para que seja verificada a variação do vácuo.
O método de dupla evacuação é semelhante ao descrito anteriormente, porém o vácuo é interrompido a $1,3 \cdot 10^{-3}$ ou $2,6 \cdot 10^{-3}$ bar. Ao ser atingido este vácuo deve-se levar o sistema até a pressão atmosférica com nitrogênio seco ou com o próprio refrigerante a fim de diluir os gases remanescentes do sistema e repetir o processo de evacuação até $1,3 \cdot 10^{-3}$ ou $2,6 \cdot 10^{-3}$ bar. Na prática, o resultado final é tão eficiente quanto o método de vácuo profundo.

- c) Não é raro ouvir-se que um determinado sistema foi evacuado por tantas horas ou até mesmo em dias. Associar tempo de evacuação ao valor do vácuo não tem sentido algum. O tempo de evacuação de um equipamento depende de fatores como:
 - Tamanho do equipamento: quanto maior o equipamento maior o tempo de evacuação para uma mesma bomba de vácuo;
 - Capacidade da bomba de vácuo: quanto maior a capacidade da bomba de vácuo, menor o tempo de evacuação para o mesmo sistema;
 - Vazamento nas conexões da bomba ao sistema: se as conexões da bomba ao sistema tiverem vazamentos, o tempo de evacuação será maior, pois a bomba estará succionando não apenas do sistema mas também ar do ambiente;
 - Dimensões das linhas que ligam a bomba ao sistema: as linhas devem ser mais curtas e de maior diâmetro possível;



- Temperatura: quanto maior a temperatura do sistema mais rápida a obtenção do vácuo. A aplicação de calor através de lâmpadas, resistências, etc., é um método útil para apressar a obtenção do vácuo;
 - Quantidade de água em estado líquido no sistema: quanto maior a quantidade de água maior o tempo de evacuação. A água em estado líquido apresenta ainda o inconveniente de contaminar o óleo da bomba diminuindo consideravelmente sua capacidade pois, esta água se transforma em vapor que faz parte dos gases comprimidos pela bomba. Neste caso a bomba não estará bombeando apenas os gases do sistema.
- d) Quando se faz vácuo em um sistema que contém água em estado líquido, pode-se usar um sifão frio. O sifão frio é montado entre o sistema e a bomba de vácuo. Consiste em dois recipientes onde se coloca mistura de gelo seco ou gelo comum e sal no menor recipiente. No espaço entre o maior e o menor recipiente circulam os gases do sistema. O vapor d'água se condensa ao entrar em contato com as paredes frias do recipiente menor e portanto o óleo da bomba não é contaminado. É de fácil confecção e pode ser fabricado no campo usando-se materiais comuns.

Cuidados

- a) Não se devem usar manômetros de baixa comuns para medir vácuo;
- b) Não se deve medir vácuo por horas de funcionamento da bomba;
- c) Não se deve medir isolamento dos motores do sistema sob vácuo pois isto pode provocar quebra do isolamento do motor;
- d) Não se deve fazer vácuo em recipientes de grande volume, pois se estes não forem de mencionados para suportar alto vácuo pode ocorrer uma implosão;
- e) Sempre que se fizer vácuo, deve-se fazer o teste de estanqueidade;
- f) Usar e cuidar dos vacuômetro de acordo com as instruções dos respectivos fabricantes.

7.4 – Carga de óleo

O processo de carga de óleo consiste em suprir o compressor do sistema frigorífico com o óleo de lubrificação indicado pelo fabricante.

Em sistemas que trabalham com pressão positiva, carregados com refrigerante, o óleo pode ser carregado de dois modos, no primeiro modo, o refrigerante é recolhido da unidade, a válvula de serviço de descarga do compressor é fechada, o compressor é evacuado, deve-se então imergir uma extremidade da mangueira no recipiente de óleo e enche-la com o óleo, deve se conectar a outra



extremidade da mangueira a válvula de carga do compressor, abrir a válvula de carga do óleo do compressor e carregar a quantidade de óleo recomendado, deve-se observar o visor de óleo. Normalmente, com o compressor parado, o nível de óleo deve estar no centro do visor.

No segundo modo, usa-se uma bomba de óleo. Deve-se emergir a mangueira de sucção da bomba de êmbolo no recipiente de óleo, conecta-se a mangueira de descarga da bomba a válvula de carga de óleo, deve-se deixar a porca frouxa e bombear o óleo até que todo o ar da mangueira saia pela porca frouxa, aperta-se então a porca, abre-se a válvula e bombeia-se a quantidade necessária de óleo. Deve-se observar o visor de óleo até que seja atingido o nível adequado.

Em sistemas sem refrigerante o compressor deve ser isolado do sistema e evacuado.

Verificações e cuidados

- a) Deve-se verificar a marca e viscosidade do óleo antes de colocá-lo no compressor;
- b) Deve-se verificar vazamentos por bujões, conexões e juntas do cárter do compressor;
- c) Deve-se verificar se a extremidade da mangueira imersa toca o fundo do recipiente de óleo;
- d) Não se deve misturar o óleo de diferentes tipos ou fabricantes uma vez que cada fabricante usa um tipo de aditivo e aditivos diferentes podem não ser compatíveis;
- e) O óleo deve ser adquirido em recipientes pequenos e devem ser abertos no momento da carga para evitar que absorvam umidade;
- f) Não se deve carregar mais óleo que o recomendado pelo fabricante;
- g) Ao manusear o óleo não se deve tocar em componentes do conjunto oxi-acetileno pois o óleo em contato com oxigênio puro pode provocar combustão espontânea;
- h) Deve-se aguardar o aquecimento do óleo (se houver resistência elétrica no carter) antes de acionar o compressor;
- i) Deve se abrir a válvula de serviço de descarga antes de acionar o compressor, pois os cabeçotes do compressor podem explodir caso seja acionado com a válvula de serviço de descarga fechada.

7.5 – Carga de refrigerante

O sistema frigorífico deve ser abastecido com o tipo e quantidade correta de refrigerante. O primeiro ponto a ser verificado é a placa de identificação do equipamento onde o fabricante indica o tipo e quantidade de refrigerante.

A carga em forma de vapor se aplica a sistemas pequenos, a sistemas que não tenham um registro de líquido e, finalmente, no ajuste final da carga quando devem ser introduzidas pequenas quantidades de refrigerante. O cilindro refrigerante deve estar de pé.



Quando a carga de refrigerante está correta e o sistema funciona em condições normais, o visor da linha de líquido apresenta fluxo suave de líquido sem bolhas. A presença de bolhas no visor pode indicar:

- Falta de refrigerante no sistema;
- Filtro secador da linha de líquido entupido;
- Válvula de expansão demasiadamente aberta ou superdimensionada;
- Válvula solenóide da linha de líquido entupida ou subdimensionada.

Visor borbulhante, não significa necessariamente, falta de refrigerante no sistema. O sistema que tenha falta de refrigerante apresentará o superaquecimento excessivamente alto e baixa pressão de sucção.

Cuidados

- a) Não carregar refrigerante em excesso no sistema;
- b) Antes de adicionar refrigerante ao sistema verificar todos os sintomas de falta de refrigerante;
- c) Não usar outro refrigerante no sistema que não o indicado pelo fabricante;
- d) Não carregar refrigerante no sistema sem que tenha sido efetuado um perfeito vácuo e teste de estanqueidade;
- e) Não aplicar a chama de maçarico sobre linhas que contenham refrigerantes halogenados. Sob a ação de calor, esses refrigerantes se decompõem e formam vapores ácidos altamente tóxicos;
- f) Não aquecer cilindros com chama direta. Além do risco de decomposição do refrigerante existe o risco de explosão do cilindro;
- g) Não rolar os cilindros no chão;
- h) Não transferir refrigerante de um cilindro para outro recipiente que não seja adequado para tal uso;
- i) Não carregar, em hipótese alguma, refrigerante em estado líquido pela válvula de sucção do compressor;
- j) Não misturar refrigerantes de tipos diferentes.

7.6 – Medição das pressões de sucção e descarga

Estas medições têm por finalidade a análise do funcionamento ou balanceamento do sistema.

Cuidados

- a) Usar mangueiras certificadas contra rompimento;
- b) Verificar o estado das borrachas de vedação das mangueiras;
- c) Não desconectar mangueiras com as válvulas de serviço abertas pois podem chicotear e provocar acidentes;



- d) Aferir periodicamente os manômetros do "manifold";
- e) Não usar manômetros de baixa para medir pressão de condensação.

7.7 – Válvulas de expansão

Verificações

- a) Carga do bulbo: se o bulbo da válvula perder sua carga a válvula se moverá para a posição fechada. A verificação da carga do bulbo pode ser feita através dos seguintes passos:
 - Instalar um manômetro de baixa no registro de serviço de sucção;
 - Desligar o compressor;
 - Remover o bulbo remoto de sucção;
 - Colocar o bulbo dentro de um recipiente contendo água gelada;
 - Partir do compressor;
 - Remover o bulbo da água gelada e aquecer o com a mão;
 - Observar variação da pressão de sucção.

- b) Ajuste do superaquecimento: o ajuste do superaquecimento pode ser realizado através dos seguintes passos:
 - Instalar um manômetro de baixa no registro de serviço de sucção;
 - Lixar o tubo de sucção próximo ao bulbo;
 - Instalar o elemento sensor de um termômetro eletrônico ou bulbo de um termômetro de mercúrio neste ponto e isolá-lo termicamente;
 - Verificar a pressão de sucção;
 - Entrar na tabela de vapor saturado do refrigerante e determinar a temperatura de saturação t_1 correspondente à pressão de sucção;
 - Leia a temperatura t_2 no termômetro;
 - Calcular o superaquecimento subtraindo;
 - Os valores obtidos do superaquecimento deverão ser ajustados de acordo com a indicação de cada fabricante. Caso não se tenha estes dados pode-se, com os devidos cuidados, utilizar a faixa de 7 °C a 12 °C.

Cuidados

- a) Separar as espiras do capilar da válvula para evitar que se friccionem umas contra as outras devido a vibrações;



- b) Após a atuação no parafuso de regulagem da válvula, aguardar pelo menos um minuto, para determinar o superaquecimento;
- c) Desmontar a válvula para efetuar soldagem;
- d) Verificar o posicionamento dos pinos da válvula e remontá-la.

7.8 – Superaquecimento

É um dos ajustes mais importantes em refrigeração. É o responsável pela proteção do compressor contra golpes de líquido, pelo resfriamento adequado do motor e pela eficiência do sistema. Consiste em um aquecimento adicional do vapor que se formou no evaporador para assegurar a inexistência de líquido no refrigerante succionado pelo compressor. O valor do superaquecimento em um ciclo é regulado pela válvula de expansão.

Verificações

- a) Girar a haste da válvula de serviço de sucção totalmente para trás, fechando deste modo a conexão do manômetro.
- b) Instalar um manômetro de baixa na conexão de manômetro da válvula de serviço;
- c) Girar a haste da válvula uma volta para a frente, abrindo assim, a conexão do manômetro;
- d) Lixar o tubo de sucção o mais próximo possível do bulbo;
- e) Instalar neste ponto o sensor do termômetro eletrônico ou bulbo de um termômetro de mercúrio de precisão e isolá-lo termicamente;
- f) Após 2 minutos verificar a pressão de baixa e temperatura de sucção t_2 ;
- g) Entrar na tabela de refrigerante saturado com a pressão de sucção e tirar a temperatura de saturação t_1 ;
- h) De terminar o superaquecimento subtraído sem a temperatura de saturação da temperatura de sucção medida com o termômetro $(t_2 - t_1)$.

Caso seja necessário, regular a válvula de expansão atuando no parafuso de regulagem até que o superaquecimento esteja na faixa recomendada pelo fabricante. As leituras devem ser efetuadas, pelo menos um minuto, após cada atuação no parafuso de regulagem. Isto permite que o sistema se estabilize.

7.9 – Subresfriamento

O subresfriamento vem a ser um resfriamento adicional que se dá ao refrigerante liquefeito no condensador. Teoricamente, quanto maior o subresfriamento, para uma determinada pressão de



condensação, maior é a capacidade do sistema. O subresfriamento, entretanto, normalmente é obtido através de um circuito independente contido no próprio condensador, o que implica em aumentos de custos e dimensões do condensador. Geralmente os fabricantes de equipamentos indicam um mínimo de 4 °C de subresfriamento.

Verificações. O subresfriamento é determinado da seguinte forma:

- a) Girar a válvula do condensador ou do tanque de líquido ou, em caso de inexistência, da válvula de serviço de descarga totalmente para trás, fechando deste modo a conexão do manômetro;
- b) Instalar um manômetro de alta na conexão de manômetro da válvula;
- c) Girar a haste da válvula uma volta para a frente, abrindo assim, a conexão do manômetro;
- d) Lixar o tubo de líquido imediatamente antes da válvula de expansão;
- e) Instalar neste ponto o sensor do termômetro eletrônico ou o bulbo de um termômetro de mercúrio de precisão, e isolá-lo termicamente;
- f) Após 2 minutos verificar a pressão de alta e a temperatura de líquido;
- g) Entrar na tabela de refrigerante saturado com a pressão de alta e tirar temperatura de saturação do refrigerante;
- h) Determinar o subresfriamento subtraindo-se a temperatura de líquido medida com o termômetro da temperatura de saturação do refrigerante.

7.10 – Filtro secador

Os filtros secadores podem ser ligados ao sistema através de solda ou rosca. Devem ser, obrigatoriamente, instalados nas linhas de líquido, imediatamente após o registro do condensador e, eventualmente nas linhas de sucção, imediatamente antes do registro de sucção do compressor.

Filtros secadores entupidos podem apresentar os seguintes sintomas:

- a) Elevada perda de carga;
- b) Temperatura de líquido mais baixa na saída do filtro;
- c) Visor de líquido borbulhando;
- d) Válvulas de expansão "chiando";
- e) Superaquecimento elevado.

O melhor método de se verificar um filtro secador é através do uso de manômetros na entrada e saída do filtro. A diferença de temperatura só é notada quando a perda de carga através do filtro é muito elevada.



Cuidados

- a) A embalagem ou vedação deste tipo de filtro só deve ser aberta no momento da substituição;
- b) Os núcleos devem ser substituídos por originais e em hipótese alguma se deve compor no campo, núcleos com materiais avulsos encontrados no comércio como sílica gel, alumina ativada, carvão ativo, etc.
- c) Alguns fabricantes usam filtros cujo elemento é de tela metálica. Este tipo de filtro retém partículas sólidas do sistema mas não remove umidade, cera ou ácidos. Apresenta, ainda, o perigo de se romper e suas partículas metálicas danificarem outros componentes do sistema, inclusive o compressor. Estes tipos de filtros devem ser substituídos por filtros secadores.

7.11 – Recolhimento do refrigerante ("Pump down")

O recolhimento de refrigerante consiste em confinar a quase totalidade do refrigerante do sistema entre a válvula de descarga do compressor e o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, quando existente, ou ainda da válvula solenóide da linha de líquido.

O recolhimento de refrigerante se faz com duas finalidades, uma durante operação normal e outra para serviços.

Durante a operação normal, a finalidade do recolhimento é permitir que o compressor parta com pouca carga e sem risco de admitir líquido oriundo do evaporador no momento da partida. Neste caso o recolhimento é automático. O termostato quando satisfeito, desenergiza a válvula solenóide que fecha. O compressor continua funcionando mas o líquido é bloqueado pela solenóide e com isto a pressão de sucção vai caindo até que o ponto de corte do pressostato de baixa seja atingido. O pressostato de baixa abre desenergizando assim o compressor.

Para serviços como substituição de óleo, substituição de filtros, intervenções no compressor, etc... o recolhimento é feito de modo diferente do descrito anteriormente. Neste caso, com o compressor desligado, fecha-se manualmente o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, se existir. Instala-se um manômetro de baixa na válvula de sucção e "jumpeia-se" o pressostato de baixa, pois a pressão de sucção durante o recolhimento será muito menor que a pressão de desarme do pressostato de baixa. Aciona-se o compressor e quando a pressão de baixa desejada for atingida, desliga-se o compressor retirando-se o "jump" do pressostato de baixo. Um minuto após o primeiro recolhimento, repete-se a operação e após o desligamento do compressor, fecha-se a válvula de serviço de descarga do compressor. Esta repetição se torna necessária devido à grande quantidade de refrigerante contida no óleo (para um circuito com R22, por exemplo). Qualquer parte do sistema não pressurizada pode então sofrer intervenções. Para retornar a



operação deve se fazer vácuo nas partes do circuito não pressurizadas, abrir os registros de líquido e a válvula de serviço de descarga do compressor.

Cuidados

- a) Não usar manômetros de alta no lugar dos de baixa;
- b) Abriga a válvula de serviço de descarga antes de religar o compressor.

7.12 – Limpeza de circuitos frigoríficos

É um processo de importância fundamental que consiste em manter os circuitos frigoríficos livres de contaminação. Os sistemas de refrigeração atuais usam compressores que trabalham com altas rotações, elevadas temperaturas e pequenas tolerâncias. Assim, a contaminação dos sistemas deve ser evitada a todo custo. Os principais causadores de problemas são:

- a) Ar;
- b) Anti-congelantes;
- c) Solda;
- d) Óxido de ferro;
- e) Óxido de cobre;
- f) Fragmentos metálicos e impurezas.

A combinação dos elementos relacionados com o óleo, refrigerantes e altas temperaturas pode provocar os seguintes transtornos:

- a) Sedimentação carbonosa do óleo, que consiste na decomposição do óleo, que resulta numa massa escura e viscosa que tende a inutilizar telas, filtros e sistemas de lubrificação. A decomposição do óleo é função das temperaturas, quantidades de ar, água e impurezas no sistema. Os meios para se evitar a sedimentação carbonosa do óleo são:
 - Uso de óleo de refrigeração adequado;
 - Sistema isento de ar;
 - Operação com temperaturas adequadas;
- b) Corrosão: altas temperaturas, ar, água e impurezas, tais como ácidos, pasta de solda, álcool metílico, etc., podem acelerar o processo de corrosão de sistemas de refrigeração. Os meios de atenuar a corrosão são:
 - Dimensionamento adequado dos condensadores;
 - Vazão de ar ou água de condensação adequada;
 - Condensadores mantidos limpos e desobstruídos;



- Regulagem adequada da válvula de expansão para limitar o superaquecimento;
 - Pressão do evaporador mantida tão alta quanto possível, de modo se obter baixa taxa de compressão;
 - Conservar os sistemas limpos e secos.
- c) Plaqueamento de cobre: quando se usa óleo de má qualidade ou contaminado, este dissolve o cobre e o óxido de cobre existente em solução com óleo deposita-se sobre mancais, selos de eixo, placas de válvulas e outros pontos onde as temperaturas são elevadas. A precipitação é facilitada pela ou ocorrência de altas temperaturas ou existência de água, ar, álcool, etc. Os meios de se evitar o plaqueamento de cobre são:
- Evitar elevadas temperaturas de operação;
 - Usar óleo de alta qualidade do tipo e viscosidade apropriados;
 - Evitar contaminar o sistema com pasta de solda, solventes clorados e outros elementos que possam formar sais de cobre;
 - Não usar filtros que contenham celulose com refrigerante R22;
 - Circular nitrogênio seco nas tubulações durante as soldagens.
- d) Queima de motores: a queima de motores pode ser classificada em moderada ou grave.
- Moderada: os depósitos de fuligem da isolação carbonizada não vão além do compressor. Normalmente ocorre na partida que é constatada observando-se os tubos de sucção e descarga próximos ao compressor ,que não devem apresentar muita fuligem e o óleo não deve apresentar odor ácido. O estator não deve estar totalmente carbonizado;
 - Grave: todo o sistema apresenta espessa camada de fuligem, o que significa que o compressor deu várias rotações durante a queima, o estator apresenta-se totalmente carbonizado, o óleo escuro e com odor altamente ácido. Neste caso o refrigerante, como o óleo, contém muito ácido e deve ser manuseado com luvas de borracha para evitar queimaduras nos técnicos envolvidos nos serviços. Em ambos os casos, antes do início da recuperação do equipamento, é necessário que seja feita minuciosa investigação das causas da queima.

Limpeza:

- a) Limpeza do sistema após queima com circulação de refrigerante: o processo consiste em circular refrigerante através do sistema com o auxílio de uma bomba, um filtro e um tanque de armazenamento. Após sucessivas trocas de filtro refrigerante, o sistema estará limpo quando o



filtro não mais apresentar impurezas. O refrigerante deve ser removido, o sistema evacuado e carregado. O filtro de líquido deve ser substituído antes da máquina entrar em operação. Ligar o compressor a plena carga e observar a pressão e a aparência do óleo no visor bem como o filtro de líquido. Substituir o óleo, filtros de óleo e de refrigerante sempre que necessário.

Este processo apresenta seguintes desvantagens:

- Equipamento de limpeza caro e de grande porte;
- Processo demorado e durante o processo de limpeza o sistema permanece parado;
- A capacidade da bomba só é satisfatória para equipamentos pequenos (até 10 TR).
- Permanecem resíduos de carvão em pontos de baixa velocidade do refrigerante;
- Existe a possibilidade de grandes perdas de refrigerante.

b) Limpeza de sistema após queima com filtros de sucção:

- Sem reaproveitamento de refrigerante:
 - Sistemas pequenos de até 5TR ou altamente contaminados não tem seu o refrigerante reaproveitado. A tubulação deve ser ligada ao exterior e o técnico encarregado dos serviços não deve tocar no refrigerante ou no óleo do sistema que podem conter ácidos e causar queimaduras graves;
 - Deve se desmontar válvulas de expansão, solenóide, visores e outros acessórios e limpá-los;
 - Instalar o novo compressor ;
 - Substituir os elementos dos filtros de sucção sempre que a diferença de pressão através do filtro for grande. Ao mesmo tempo, substituir o óleo do compressor e o filtro de líquido;
 - Quando o sistema não mais apresentar diferença de pressão através do filtro, recolher o refrigerante no condensador, remover o filtro de sucção, fazer teste de vazamento no lado de sucção e no compressor, evacuar o lado de baixa do sistema e colocá-lo em operação definitiva. Nessa ocasião é recomendável que o filtro de líquido original seja instalado, o óleo e filtro de óleo do compressor substituídos;
- Com reaproveitamento de refrigerante:
 - Sistemas grandes, acima de 5, independentemente do grau de contaminação devem ter seu refrigerante reaproveitado;
 - Fechar os registros de serviço de sucção e descarga do compressor queimado, confinando-se assim o refrigerante no sistema;
 - Aliviar lentamente o refrigerante do compressor evitando-se contato direto do gás refrigerante com a pele;



- Remover o compressor queimado;
- Instalar o novo compressor;
- Abrir os registros de serviço de sucção e descarga;
- Acionar o compressor e proceder o recolhimento de refrigerante.

Neste ponto pode parecer um contra-senso, colocar-se um compressor novo em contato com refrigerante contaminado. Entretanto, o período em que o compressor opera com refrigerante contaminado é muito pequeno e não há possibilidade de ocorrer danos ao compressor. Após o recolhimento do refrigerante deve seguir os mesmos procedimentos da limpeza sem reaproveitamento de refrigerante. Este processo é rápido e muito eficiente, além disso, a limpeza é feita com sistema em funcionamento.

Existe uma prática não recomendável que é a de limpar o sistema com jatos de nitrogênio seco. Na verdade este método é totalmente ineficiente uma vez que os resíduos de carvão estão agregados com óleo nas paredes do sistema e que esta mistura não é dissolvida ou arrastada pelo nitrogênio. Outros métodos como limpeza com querosene, o óleo diesel, detergente e outros produtos devem ser evitados pois de modo geral os resultados não são satisfatórios.

Em caso de queima de motores devem ser verificados:

- A tensão de alimentação, incluindo desbalanceamento de tensões;
- Sobrecargas;
- Contatores;
- Maus contatos;
- Partículas metálicas dentro do sistema;
- Ácidos no sistema;
- Carga de refrigerante;
- Superaquecimento da máquina;
- Falhas mecânicas do compressor;
- Falhas de lubrificação do compressor;
- Plaqueamento de cobre.

Cuidados:

- a) Não usar solventes clorados para limpeza pois seus vapores são altamente tóxicos;
- b) O local da limpeza deve ser bastante ventilado;
- c) Deve-se usar luvas de borracha ao trabalhar em sistemas que tenham sofrido queima grave.



7.13 – Nível de óleo

Consiste na observação do nível, aparência e existência de espuma no óleo. Nem sempre o nível de óleo deve ficar no centro da visor. A compressores que tem controle de capacidade cujos mecanismos descarregadores dos cilindros são hidráulicos, portanto em determinadas condições de carga, armazenam grandes quantidades de óleo, o que altera o nível no visor do cárter.

Deve-se verificar o nível de óleo de acordo com as indicações do fabricante do compressor. A existência de muita espuma no óleo indica mistura com refrigerante. Neste caso o superaquecimento deve, necessariamente, ser verificado. Óleo muito escurecido pode ser indicação de oxidação. Neste caso deve-se remover uma amostra e analisá-la. Caso não seja possível tal análise, é conveniente efetuar sua substituição. Ao substituir o óleo, sempre limpar ou substituir o filtro.

Cuidados:

- a) Usar apenas os óleos do tipo e viscosidade recomendados pelo fabricante do compressor;
- b) Não misturar óleos de marcas ou viscosidades diferentes;
- c) Abrir o reservatório de óleo apenas no momento da carga;
- d) Adquirir óleo em recipientes pequenos. A economia devido à aquisição de óleo em grandes recipientes não compensa o risco do óleo absorver umidade. Óleos de refrigeração têm grande afinidade por umidade.

7.14 – Substituição de óleo

Consiste na substituição do óleo por tempo de uso ou pela constatação de degradação das suas propriedades devido a fatores incomuns. Na impossibilidade de executar testes específicos, deve-se verificar o óleo por sua coloração e odor. Normalmente uma coloração escura e odores ácidos indicam que o óleo deve ser substituído. Compressores semi-herméticos dispõem de válvula de carga no cárter por onde o óleo pode ser drenado e carregado. É imprescindível que no processo de carga ou descarga do óleo a resistência de cárter esteja desligada, pois o risco de queima da resistência ligada sem óleo é muito grande.

- d) A remoção do óleo em um compressor que disponha de válvula do serviço e esteja pressurizado deve ser efetuada do seguinte modo:
 - Desligada resistência do cárter;
 - Conectar uma mangueira à válvula do cárter;
 - Abrir a válvula de carga e drenar o óleo para um recipiente.



- e) A remoção do óleo em compressores herméticos que não dispõem de válvulas de serviço deve ser efetuada da seguinte maneira:
- Fechar as válvulas de serviço de descarga e sucção;
 - Aliviar lentamente a pressão de refrigerante do compressor;
 - Soltar as válvulas de serviço de descarga e sucção e retirar o compressor;
 - Inclinar o compressor e drenar todo o óleo pela conexão da válvula de sucção.
- f) A carga de óleo deve ser feita do seguinte modo:
- Fechar os registros de serviço de sucção e descarga do compressor;
 - Fazer vácuo no compressor;
 - Conectar uma mangueira a válvula de carga e enchê-la com óleo;
 - Imergir a outra extremidade da mangueira no recipiente de óleo;
 - Abrir a válvula de carga e carregar a quantidade de óleo indicada pelo fabricante do compressor;
 - Religar a resistência, verificar seu funcionamento através da corrente consumida, medida com alicate amperímetro.

Em compressores herméticos o óleo deve ser carregado pelo registro de sucção com o compressor parado. Outro modo de carregar o óleo em um sistema pressurizado é através de uma bomba manual de óleo. Neste sistema, mangueira de sucção vai conectada ao recipiente de óleo e a da descarga da bomba é conectada à válvula de carga

Cuidados:

- a) Usar apenas o óleo recomendado pelo fabricante do compressor;
- b) Abrir o recipiente de óleo somente no momento da carga;
- c) Adquirir o óleo em recipientes pequenos;
- d) Não armazenar óleo em recipientes que tenham sido abertos;
- e) Substituir e/ou limpar os filtros de óleo sempre que substituir o óleo;
- f) Durante o processo de carga de óleo expô-lo o mínimo ao ar para evitar absorção de umidade.



Capítulo 8 – Conservação de Energia em Sistemas de Refrigeração

O custo de operação de uma instalação frigorífica pode ser até 6 vezes maior que o seu custo inicial. Assim, todo o esforço realizado durante o projeto de um sistema frigorífico, para que o mesmo seja eficiente do ponto de vista energético, pode ser desperdiçado se não for implementado um plano de manutenção e monitoramento eficiente.

A Tabela 8.1 mostra parâmetros mínimos que devem ser monitorados durante a operação de um sistema frigorífico. Estes parâmetros são úteis para determinar a eficiência do sistema, além de indicar tendências que podem levar a falhas. Para sistemas de pequena capacidade, somente aqueles parâmetros listados na primeira coluna da tabela são usualmente necessários. Para sistemas de grande capacidade, todos os parâmetros listados devem ser monitorados, preferencialmente por um sistema computadorizado de monitoração.

Tabela 8.1 – Parâmetros a serem monitorados.

Parâmetros básicos para instalações de pequena capacidade	Parâmetros adicionais para instalações de grande e média capacidade
Pressão de sucção	Temperatura de sucção
Pressão de descarga	Temperatura de descarga
Tempo de operação do compressor	Corrente elétrica do compressor
Nível de óleo do compressor	
Carga de refrigerante (ou nível)	
Temperatura do ambiente refrigerado	
Temperatura de entrada do meio de resfriamento do condensador	Temperatura de saída do meio de resfriamento do condensador
	Temperatura do refrigerante na entrada da válvula de expansão
	Temperatura ambiente
	Consumo de energia
	Temperatura de entrada do ar (ou líquido) do evaporador
	Temperatura de saída do ar (ou líquido) do evaporador



Alguns sistemas de refrigeração não têm um sistema de manutenção e monitoramento adequado pois são de difícil acesso, ou porque instrumentos básicos não foram instalados. Para facilitar estes serviços devem ser observados os seguintes aspectos:

- A casa de máquinas deve estar localizada em local de fácil acesso.
- Devem ser instalados manômetros e termômetros (ou termopares) nos principais pontos da instalação (ver Tabela 8.1).
- Sempre que possível, indicador do nível de refrigerante ou visor no reservatório de líquido.
- Devem ser instaladas válvulas de bloqueio em pontos estratégicos da instalação e que facilitem a substituição de componentes, como por exemplo, filtros secadores.
- Devem ser instalados pontos para a purga de ar, se a pressão de sucção é menor ou próxima da atmosférica.

8.1 Recomendações Gerais

- O isolamento é o fator mais importante no consumo energético de uma instalação de conservação pelo frio, tanto pela sua influência em relação a entrada de calor no ambiente refrigerado como pela dificuldade que existe em modificá-lo após construído ou colocado. A transferência de calor para dentro da câmara depende da forma e do tamanho das câmaras, que determinam a superfície exterior por metro cúbico interior. Teoricamente, as perdas mínimas são obtidas para formas cúbicas.
- Quanto maior a altura da câmara, maior a relação entre o volume interno e a superfície isolada. Esta altura está limitada pela possibilidade de empilhamento, que para paletes normais é de 8 metros. O mesmo é válido para a área da planta da câmara. Quanto maior essa área, maior a relação entre o volume interno e a superfície isolada.
- Uma vez estabelecida a superfície a isolar, os fluxos de calor dependem da natureza e da espessura do isolante
- A utilização de trilhos para transporte dos produtos (tendal) pode requerer portas maiores na câmara, o que implica em maior entrada de ar durante a abertura dessas portas. Em câmaras de baixa temperatura torna-se necessária a utilização de cortinas plásticas ou portas de vai e vem, que reduzem a entrada de ar em torno de 70%. A utilização de portas automáticas reduz ainda mais a entrada de ar



- Com a entrada de ar na câmara, juntamente com o calor é introduzida a umidade, que provoca a formação de gelo nos evaporadores, aumentando o consumo de energia pela redução da transmissão de calor e pela necessidade de degelo freqüente.
- Sempre que possível, deve-se utilizar antecâmaras resfriadas na entrada das câmaras de conservação. A entrada de calor e umidade depende das condições no ambiente externo a porta. Ao se acondicionar a antecâmara, a entrada de calor se reduz a metade e a entrada de umidade se reduz a um terço em câmaras a -30 oC.
- Deve-se considerar a possibilidade de aplicação de compressores parafuso para ajustar melhor a capacidade do sistema a cargas parciais. Os compressores parafuso permitem uma variação de capacidade entre 10 e 100% de sua potência nominal.
- Empregar motores elétricos com controle de velocidade.
- Dar preferência a instalações de equipamentos centralizados. Existe uma vantagem geral a favor dos equipamentos centralizados principalmente em sistemas que em determinadas épocas do ano apresentam reduções na quantidade de produtos a refrigerar. Equipamentos centralizados podem trabalhar a cargas parciais com rendimentos superiores quando comparados aos equipamentos não centralizados
- Por razões semelhantes, unidades que trabalham com vários condensadores ou evaporadores apresentam funcionamento mais econômico que unidades monoblocos.
- Considerar a possibilidade de utilizar os horários noturnos para a geração de frio (congelamento de produtos, armazenamento de frio em forma de gelo, salmoura). A utilização de energia elétrica fora do horário de ponta, além de estar favorecida por tarifas menores, contribui para a redução da potência instalada das centrais geradoras.
- No caso de câmaras com diferentes temperaturas, instalar circuitos independentes para cada uma delas.
- Empregar motores elétricos ajustados ao consumo. Os motores superdimensionados trabalham com baixo rendimento.
- Considerar a elevação da temperatura de evaporação a valores compatíveis com a qualidade dos produtos ou processos de refrigeração.
- Em sistemas que funcionam sazonalmente, como armazenagem de frutas, deve-se dispor de um número de compressores com capacidade de suprir a carga de verão e que permitam o funcionamento econômico no inverno. Em geral devem ser instalados três compressores e no inverno funcionar apenas um.



- Verificar o isolamento das tubulações equipamentos e câmaras, valorizando a importância da barreira de vapor como possível fonte de perdas.
- As bombas centrífugas devem estar ajustadas às necessidades reais de pressão.
- Em sistemas de bombeamento devem-se manter os filtros limpos.
- Devem-se manter limpos os filtros das linhas de refrigerante líquido.
- Reparar os vazamentos de água ou salmoura
- Empregar um tratamento de água adequado para evitar incrustações e sujeira nos condensadores.
- No tratamento de água não se devem utilizar mais produtos químicos que o necessário.
- Verificar e ajustar periodicamente a purga contínua das torres de resfriamento para evitar a perda de água e produtos químicos.
- Estabelecer um programa de manutenção preventiva.
- Verificar, ajustar e balancear as instalações.
- Verificar freqüentemente a calibragem dos dispositivos de controle.
- Automatizar as instalações de controle manual.
- Manter os dispositivos de controle de temperatura longe do alcance de pessoas não autorizadas.

8.2 – Analisando a Carga Térmica do Sistema

Para que se possa determinar corretamente a carga de um sistema devem-se buscar informações precisas junto ao cliente, como por exemplo, quantidade de produto, temperatura de entrada do produto na câmara, temperatura final do produto, etc.. Informações imprecisas geralmente levam ao sub ou superdimensionamento do sistema.

Freqüentemente, uma parcela da carga térmica pode ser atendida por um sistema passivo (“free cooling”). Por exemplo, quando se resfriam alimentos em uma linha de processo, o ar ambiente pode inicialmente reduzir a temperatura até um valor próximo do desejável.

8.2.1 – Minimizando a carga térmica de câmaras frigoríficas.

A carga real de um sistema geralmente é maior que aquela associada ao produto. No caso de câmaras de conservação de alimentos, a carga devido ao produto geralmente é mínima. Neste caso, a carga térmica, em geral, é composta das seguintes parcelas:



- Ganho de calor através das estruturas (20%).
- Infiltração (30%).
- Ventiladores (15%).
- Iluminação (15%).
- Degelo (15%).

8.2.1.1 – Ganho de calor através das estruturas

Conforme mencionado, aproximadamente 20% da carga térmica de uma câmara de conservação de produtos ocorre devido à transmissão de calor pelas paredes, teto e piso das câmaras. Assim, o papel do isolamento é fundamental. Maiores espessuras e menor condutividade térmica irão reduzir o ganho de calor por transmissão através das estruturas, especialmente em câmaras para congelados.

Exemplo. Considere uma câmara para o armazenamento 30 ton de alimentos congelados a -18 °C, com dimensões de 10 x 7,5 x 2,5 m, instalada num local onde a temperatura externa é de 30 °C.

Utiliza-se espuma de poliuretano para o isolamento. O aumento da espessura de 150 mm para 200 mm, para o teto, piso e paredes, resultará numa redução de 5% da carga térmica total.

8.2.1.2 – Infiltração

A infiltração de ar em câmaras de armazenamento pode ser responsável por até 30% da carga térmica. A redução desta parcela da carga pode ser facilmente conseguida através de:

- Instalação de cortinas plásticas (PVC) ou cortinas de ar.
- Instalação de sistema automático para fechamento das portas.

Exemplo. Um fabricante de cortinas de PVC, realizou testes para monitorar a temperatura de uma pequena câmara fria. Estes testes foram realizados sem e com a instalação de cortina de PVC na porta da câmara. Toda vez que a porta da câmara foi aberta, a temperatura interna se elevou de -19 °C para -2 °C, sem a cortina, porém a temperatura se elevou somente para -16 °C, quando a cortina estava instalada na porta da câmara. O tempo para a redução da temperatura de volta aos -19 °C foi de 12 minutos, no caso sem cortina, e 3 minutos quando se utilizou a cortina de PVC.



8.2.1.3 – Ventiladores dos evaporadores

Os ventiladores dos evaporadores respondem por somente 15% da carga térmica, porém eles contribuem duas vezes para o consumo de energia. Eles consomem energia elétrica, a qual é grande parte convertida em calor, que necessitará ser removido pelo sistema frigorífico. Assim, ventiladores eficientes associados a motores de alto rendimento, podem reduzir o consumo de energia da instalação. Uma economia adicional pode ser conseguida pelo desligamento dos ventiladores, quando eles não estiverem sendo utilizados.

Para uma mesma vazão de ar, ventiladores de maior diâmetro operam a menores rotações, portanto necessitam de menos potência, além de serem mais silenciosos. Por exemplo, um ventilador com 1000 mm de diâmetro, com a mesma vazão de um ventilador de 750 mm de diâmetro consumirá 60% menos.

8.2.1.4 – Iluminação

Os sistemas de iluminação respondem por até 10% da carga térmica de uma câmara frigorífica, e, novamente, a iluminação contribui duas vezes para o consumo de energia. A maioria dos sistemas já utiliza iluminação eficiente, porém se for observado o desligamento das lâmpadas quando não estiverem sendo utilizadas por longos períodos pode-se conseguir redução no consumo de energia.

8.2.1.5 – Degelo

Os sistemas de degelo não devem, a princípio, aumentar o ganho de calor da câmara, porém eles freqüentemente aumentam. Um sistema para a finalização do degelo por termostato, que desativa o sistema assim que todo o gelo foi eliminado evitará que o calor seja transferido para a câmara.

8.3 – Aspectos Relacionados Com a Seleção do Sistema

A melhor configuração para uma aplicação particular geralmente é determinada pela relação de pressão (pressão de condensação/pressão de evaporação), sob a qual o compressor deve operar. Para compressores alternativos, se a relação de pressão for maior que 10, a re-expansão dos gases comprimidos que ficaram retidos no cilindro ao final da compressão, i.e., no espaço morto superior, ocupar uma grande parte do volume do cilindro durante a fase de admissão, reduzindo a quantidade de fluido que pode ser admitida e, conseqüentemente, a capacidade. Relações de pressão maiores que 10 também resultam em elevadas temperaturas de descarga, o que pode comprometer a integridade do óleo lubrificante.



A utilização de dois estágios de compressão permite a operação com elevadas relações de pressão, pois resulta em menores temperaturas de descarga e melhora o rendimento dos compressores, pois estes operam sob menores relações de pressão. O gás do estágio de baixa pressão é resfriado até a temperatura de saturação, correspondente à pressão intermediária, em um tanque de líquido (ou resfriador intermediário), ou até próximo da temperatura de saturação, através da injeção de líquido. O resfriador intermediário também pode ser utilizado para subresfriar o fluido que deixa o condensador, antes deste entrar na válvula de expansão, o que aumenta a capacidade do sistema e melhora significativamente o COP.

Os compressores parafusos, se corretamente projetados e selecionados, podem operar eficientemente em relações de pressão maiores que os compressores alternativos, pois possuem volume morto, ao final da compressão, significativamente menor. O uso destes compressores também resulta em menores temperaturas de descarga, devido ao resfriamento promovido pela grande quantidade de óleo de lubrificação injetada no compressor, a qual é necessária para a vedação dos rotores (parafusos). Este grande volume de óleo necessita ser resfriado antes de ser reinjetado no compressor, o que pode se tornar uma desvantagem.

Pode se obter uma operação mais eficiente dos compressores parafuso utilizando-se um economizador (economiser), o qual consiste de uma abertura de sucção intermediária, que permite a entrada de gás em uma posição intermediária do processo de compressão. Este sistema permite o subresfriamento do líquido que seque para o evaporador, ou a separação do vapor de flash a uma pressão intermediária, o que aumenta a capacidade do sistema em uma razão maior que a do aumento de potência de compressão.

8.3.1 – Subresfriamento

O subresfriamento do líquido antes de sua entrada na válvula de expansão aumenta a capacidade do sistema sem aumentar a potência consumida, portanto o subresfriamento pode ser um ponto importante para o aumento da eficiência de sistemas frigoríficos.

Em sistemas com um nível de pressão o subresfriamento do refrigerante antes de sua entrada na válvula de expansão pode ser obtido:

- No condensador, quando há remoção de calor do refrigerante após a sua condensação. Para tal, o condensador deve ser dotado de uma superfície de transferência de calor adicional, na forma de uma seção de subresfriamento. O refrigerante, após deixar o reservatório de líquido, passa pela seção de subresfriamento (serpentina) antes de entrar na válvula de expansão. Este tipo de instalação é especialmente recomendado quando a linha de líquido é muito longa e/ou quando há trechos verticais ascendentes entre o



reservatório e a válvula. Segundo APS (1998), a adoção desta técnica pode reduzir o consumo de 1% (displays) até 9% (câmaras).

- No reservatório de líquido, quando ocorre perda de calor do refrigerante para o ambiente, se este se encontra com temperatura inferior à de condensação. Assim, deve-se evitar a instalação do reservatório em locais expostos ao sol ou sujeitos a elevadas temperaturas.
- Na linha de líquido, quando esta passa por locais com temperaturas inferiores à temperatura do refrigerante ou através da instalação de um trocador de calor com a linha de sucção. Este trocador sub-resfria o refrigerante que segue para a válvula de expansão, trocando calor com o refrigerante à baixa temperatura que deixa o evaporador. No entanto, o efeito deste trocador sobre a capacidade e consumo de energia do sistema depende do tipo de fluido frigorífico, pois o subresfriamento do líquido resulta em aumento de temperatura e volume específico do fluido na linha de sucção, reduzindo a vazão mássica deslocada pelo compressor.

Em sistemas com dois níveis de pressão o refrigerante, à pressão intermediária, pode ser usado para sub-resfriar aquele contido no reservatório. Geralmente são usadas duas configurações:

- Trocador de calor (ou serpentina) fechado. Neste caso são obtidas temperaturas em torno de 5 °C superiores a temperatura de saturação correspondente à pressão intermediária. Podem ser obtidas reduções de consumo de até 25% para baixas temperaturas de evaporação (APS, 1998).
- Tanque de “flash” (resfriador intermediário). Podem ser obtidas temperaturas iguais à temperatura de saturação.

8.3.2 – Superaquecimento

O superaquecimento corresponde ao aumento de temperatura do refrigerante acima da temperatura de evaporação. Quanto maior o superaquecimento, maior o volume específico do fluido e, conseqüentemente, menor a vazão mássica deslocada pelo compressor. Isto reduz a capacidade do compressor sem reduzir o seu consumo de potência, o que aumenta os custos. O superaquecimento pode ser classificado como:

- Superaquecimento Útil, quando o aumento de temperatura do refrigerante ocorre pela retirada de calor do produto.



- Superaquecimento Não-útil, quando o aumento de temperatura do refrigerante ocorre na linha de sucção, fora do ambiente a ser refrigerado, no seu percurso até o compressor, o que aumenta o consumo de energia da instalação.

Com o desenvolvimento das válvulas de expansão eletrônicas os sistemas frigoríficos podem trabalhar com superaquecimento menor, sem o risco de retorno de líquido para o compressor. Com as válvulas de expansão termostáticas, o retorno de líquido pode ser um problema, o que requer a operação com superaquecimentos maiores. Assim o fator de utilização do compressor e a eficiência energética do sistema aumentam, através da utilização de válvulas de expansão eletrônicas. Este aumento ocorre devido:

- Ao menor volume específico na sucção do compressor;
- À presença de refrigerante líquido ao longo de uma maior área do evaporado, aumentando-se o coeficiente global de transferência de calor e a pressão de sucção.

Do exposto acima fica evidente que as linhas de sucção dos sistemas frigoríficos devem sempre estar isoladas, pois se evita o aumento do superaquecimento do refrigerante.

8.4 – Elevação de temperaturas (diferencial fundamental de temperaturas)

Os sistemas de refrigeração devem ser projetados de forma que a diferença entre a temperatura de condensação e a de evaporação seja a mínima possível, maximizando a capacidade e reduzindo o consumo de energia. Conforme mencionado, para cada 1 °C de redução desta diferença de temperatura há uma redução de 1 a 4% no consumo, e a capacidade do sistema também aumenta. A seleção de condensadores e evaporadores de maior porte é a forma mais fácil de se atender a este requisito de projeto. No entanto, deve-se observar que evaporadores e condensadores de maior porte aumentam o custo inicial do sistema, porém isto é parcial ou totalmente compensado pois podem ser selecionados compressores de menor porte.

8.4.1 – Seleção do Evaporador

O tipo de evaporador a ser usado é determinado pela aplicação, porém o tamanho (capacidade) do evaporador fica a critério do projetista. Um evaporado de maior porte não somente pode aumentar a temperatura de evaporação do sistema como também reduz:

- O acúmulo de gelo;
- O tamanho do compressor requerido;
- A relação de pressão do compressor e conseqüentemente o seu desgaste.



Outro aspecto importante a se considerar é o custo associado aos ventiladores (ou bombas) dos evaporadores. Como regra geral, maiores evaporadores utilizam ventiladores (ou bombas) de maior potência, o que também representa um custo de operação.

Do que foi exposto acima fica evidente que a seleção da temperatura de evaporação e, conseqüentemente, da área de troca de calor do evaporador são aspectos fundamentais para se obter um sistema eficiente do ponto de vista energético.

Não deve ser esquecido que o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador também desempenha um papel importante na eficiência energética do sistema. Este deve ser mantido nos valores mínimos possíveis, o que pode ser conseguido se forem observados os seguintes aspectos:

- Capacidade correta da válvula de expansão. Uma válvula de expansão subdimensionada resulta em aumento do superaquecimento.
- Dimensionamento da linha de líquido. Linhas de líquido mal dimensionadas podem resultar em excessiva perda de carga, produzindo vapor antes da válvula de expansão, o que compromete a sua capacidade.
- Dimensionamento da linha de sucção. As linhas de sucção devem estar corretamente isoladas, e não devem passar por áreas de elevada temperatura.

8.4.2 – Seleção do Condensador.

Os tipos de condensadores utilizados em sistemas de refrigeração industrial são:

- Resfriados a ar.
- Resfriados a água.
- Evaporativos.

A utilização de condensadores resfriados a água e evaporativos resulta em menores temperaturas de condensação, uma vez que a capacidade dos mesmos é influenciada pela temperatura de bulbo úmido do ambiente, e esta geralmente é 5°C menor que a temperatura de bulbo seco do ar. Porém não se deve esquecer do consumo associado às bombas e à torre de resfriamento.

Quando maior é o condensador, menor é a temperatura de condensação. Porém condensadores excessivamente grandes podem causar problemas devido à baixa pressão de condensação. Assim, a definição da temperatura e superfície de transferência (capacidade) dos condensadores deve ser cuidadosamente analisada, conforme discutido anteriormente.



8.5 – Degelo

Em evaporadores que trabalham com temperatura de evaporação abaixo de 0 °C, ocorrerá formação de gelo sobre a sua superfície. O acúmulo de gelo reduz a transferência de calor e a vazão de ar, o que acaba por diminuir a temperatura de evaporação. Este problema pode ser minimizado, no estágio de projeto, se:

- Assegura-se que a temperatura de evaporação seja a maior possível e, quando a o sistema permite, acima de 0 °C.
- Especificam-se evaporadores onde o acúmulo de gelo não é crítico, por exemplo, com maior espaçamento entre aletas.
- Minimiza-se a infiltração de ar externo, utilizando-se cortinas plásticas e sistemas de automação de portas.

A taxa de acúmulo de gelo varia com as condições ambiente e com a carga do sistema, portanto um sistema de controle que ative o degelo somente quando necessário irá economizar energia. Estes sistemas de controle acionam dão início ao degelo quando o acúmulo atinge um valor pré-determinado, isto é, somente depois que houve redução significativa da capacidade e eficiência do evaporador. Também devem ser utilizados sensores para finalizar o ciclo de degelo imediatamente após a remoção de todo o gelo do evaporador, evitando-se que seja adicionado calor ao ambiente desnecessariamente. O final do ciclo de degelo pode ser determinado em função da temperatura da superfície do evaporador.

Quando o sistema de degelo é acionado por timer, deve-se garantir que os mesmos aconteçam fora do horário de pico. Por exemplo, para três ciclos de degelo diários, os mesmos podem ser programados para ocorrerem às 0:00, 8:00 e 16:00 horas.

O método de degelo mais eficiente depende do sistema em questão. Geralmente o degelo elétrico consome duas vezes mais energia que o degelo por gás quente, pois geralmente existem menos resistências do que tubos do evaporador e, portanto, o calor é dissipado de forma menos eficiente através do aletamento, com maior quantidade de calor sendo dissipada para o ambiente.

Exemplo. Um sistema de degelo foi programado para operar duas vezes ao dia, em seis evaporadores de uma câmara frigorífica mantida a -20 °C. O custo operacional deste sistema de degelo é da ordem de US\$ 3640,00 por ano.



Foi implementado neste sistema um mecanismo automático para controle do degelo, através de sensores infravermelho. O custo de implantação do sistema foi da ordem de US\$ 5500,00 e o custo operacional passou a ser de US\$ 900,00 por ano. O que resulta num payback simples de 2 anos.

8.6 – Sistemas Anticondensação Superficial

Os sistemas anticondensação superficial são largamente utilizados na indústria do frio para prevenir a condensação de umidade sobre a superfície de displays, quando a temperatura das mesmas atinge valores menores que a temperatura de orvalho do ar externo. Na maioria dos casos estes sistemas estão sempre operando, isso é, energizados.

Uma forma de reduzir a carga devido aos sistemas anticondensação é a adoção de um sistema de controle que o ative somente quando a temperatura de orvalho do ar for superior a um valor predeterminado, ou podem ser acionados em ciclos.

8.7 – Controle da Pressão de Condensação

Sempre que possível deve-se permitir que a pressão de condensação de um sistema frigorífico varia em função das condições ambiente, possibilitando a sua redução durante as épocas da baixa temperatura externa. Para sistemas instalados em regiões de clima moderado podem ser obtidas reduções do consumo da ordem de 3 a 10% (APS - Refrigeration Energy Efficiency Measures, 1998).

Em sistemas com válvulas de expansão termostática é prática comum o controle do sistema de forma que a pressão de condensação seja artificialmente mantida elevada, pois este tipo de válvula não opera adequadamente com baixas relações de pressão. A adoção de válvulas de expansão eletrônicas ou as válvulas de expansão com orifício equilibrado (“balanced port valves”). No entanto, estas últimas válvulas custam em média 20% a mais que as válvulas de expansão convencionais e não estão disponíveis em todas as faixas de capacidade. As válvulas de expansão eletrônicas são mais caras que as de expansão termostáticas, porém apresentam ainda os seguintes benefícios:

- Controle mais eficiente do superaquecimento.
- Podem ser acopladas a outros a sistemas de controle e monitoração.

Ainda que seja imprescindível limitar a mínima pressão de condensação, deve-se assegurar que o valor limite seja o mínimo possível. Em algumas situações bastante específicas podem ser utilizadas bombas na linha de líquido (liquid pressure amplifier), que elevam a pressão do refrigerante antes de sua entrada na válvula de expansão.



8.8 – Avaliações Quantitativas

Para permitir o funcionamento eficiente do sistema, os itens abordados anteriormente devem ser verificados. Alguns itens acarretam um consumo excessivo de energia, sendo possível a quantificação deste consumo. Para a sua quantificação são utilizados dados de entrada obtidos em campo e constantes, alguns dos dados necessários são: o tipo de isolamento da câmara e sua espessura, as dimensões da câmara e ainda se a mesma esta exposta ou não à incidência direta de raios solares, e também se a superfície da mesma é de cor clara, escura ou média.

8.8.1 – Perda Devido ao Nível Inadequado de Temperatura (P_t)

Quando for verificada uma condição de temperatura abaixo da temperatura recomendada para uma determinada aplicação, a perda de energia é calculada em função da quantidade de calor Q retirada em excesso:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot \Delta T \text{ [kcal/h]} \quad (8.1)$$

onde: \dot{V} é a vazão do forçador;

$\rho_{ar} = 1,293$ é a massa específica do ar nas CNTP (0°C e 1 atm)

$C_{p_{ar}} = 0,24$ [kcal/kg $^\circ\text{C}$] é o calor específico do ar

ΔT = diferença entre a temperatura recomendada e a temperatura medida;

Esta perda Q é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h]. Sendo, C_m o consumo de energia elétrica do motor do compressor em [kwh/mês], tem-se que a perda é dada por:

$$P_t = \frac{Q}{C_G} \cdot C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (8.2)$$

Com relação ao consumo de energia elétrica mensal do compressor (C_m), quando o sistema for composto de dois ou mais compressores em paralelo, o valor de C_m que aparece na equação 8.2, deve ser igual à soma do consumo de energia de todos os compressores que alimentam o espaço refrigerado em consideração.



8.8.2 – Perda Devido ao Tipo Inadequado de Iluminação (P_{il})

Se o tipo de lâmpada utilizada na iluminação da câmara for incandescente, pode-se obter uma economia com a sua substituição por lâmpadas mais eficientes, como as lâmpadas fluorescentes, que operam melhor em temperaturas a partir de +5 °C. No caso de câmara com temperatura inferior a +5 °C, a substituição das lâmpadas incandescentes por lâmpadas fluorescentes fica comprometida devido a dificuldades de partida destas lâmpadas a baixas temperaturas.

Considerando o nível de iluminação indicado tecnicamente, que é de aproximadamente 10 W por metro quadrado de superfície da câmara, e o regime de funcionamento da câmara em horas/dia e dias/mês, a perda por iluminação inadequada P_{il} é determinada pela diferença entre o consumo atual e o consumo das lâmpadas fluorescentes. A quantificação é dada por:

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10 \cdot S_C)]}{1000} \cdot h_{dia} \cdot D_{mês} \text{ [kWh/mês]} \quad (8.3)$$

onde: N_{inc} , P_{inc} são número de lâmpadas incandescentes e sua potência, respectivamente;

S_C é a área da câmara em m^2 .

h_{dia} é o número de horas estimada de funcionamento da iluminação;

$D_{mês}$ é o número de dias de utilização da câmara por mês.

O número de lâmpadas incandescentes, bem como sua potência, quando não disponível, deve ser estimado pelo valor recomendado acima, isto é, 10 W/ m^2 .

8.8.3 – Perda Devido a Inexistência de Termostato ou Pressostato (P_{it})

Os equipamentos de geração de frio são dimensionados para operarem em média de 16 a 18 horas por dia. Na falta de acessórios de controle o funcionamento será contínuo, o que provoca desperdício de energia. Adotando-se uma ociosidade média de 6 horas/dia, o que implica em um período de funcionamento de 18 horas/dia, tem-se:

$$P_{it} = \frac{6}{24} C_m = 0,25 \cdot C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (8.4)$$

onde: C_m é o consumo médio [kWh/mês] do(s) motor(es) do(s) equipamento(s) de geração de frio.



8.8.4 – Perda Devido a Incidência Direta de Raios Solares e Isolamento Deficiente (P_{irr})

Para câmaras frigoríficas a perda pode ser estimada em função das suas dimensões, da diferença entre a temperatura externa e a interna, do material e espessura do isolamento e do número de horas de funcionamento diário.

Deve-se estimar a quantidade de calor que é introduzida na câmara nas condições atuais, por metro quadrado de parede ou teto da câmara. Para tal considera-se como efetiva apenas a camada de isolante, desprezando, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes, reboco, etc.).

$$\frac{Q}{S} = \frac{k_i}{l_i} \cdot \Delta t \quad (8.5)$$

onde: k_i é o coeficiente de transferência de calor do material,

l_i é a espessura do isolante,

Δt é a diferença de temperatura entre o ar externo e o interno, acrescida do valor constante da Tabela 6.2, o qual é função da cor e orientação da parede.

A valor calculado pela equação (8.5) deve ser comparado, com um valor empregado comumente em projeto de câmaras frigoríficas, e que é de 10 kcal/h.m², se o valor calculado for superior a 10, calcula-se então o calor excedente por:

$$Q_{irr} = \left(\frac{Q}{S} - 10 \right) \cdot S \quad (8.6)$$

onde: S é a área da parede em consideração.

Esta perda Q_{irr} é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h]. Sendo, C_m o consumo de energia elétrica do motor do compressor, tem-se que a perda é dada por:

$$P_{irr} = \frac{Q_{irr}}{C_G} C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (8.7)$$

Com relação ao coeficiente de transferência de calor do isolamento, podem ser utilizados alguns dos materiais típicos apresentados na



Tabela 3.12. Caso o isolante utilizado não esteja na tabela, deve-se fornecer o valor de k_i , o qual pode ser obtido em catálogo de fabricante.

8.8.5 – Perda por vedação precária das portas e cortinas (P_{ved})

Pode ser obtida aproximadamente em função da área estimada A_{EST} dos vãos e aberturas, pela seguinte expressão:

$$Q_{ved} = 150.A_{est} \text{ [kcal/h]} \quad (8.8)$$

onde: A_{est} é dada em metros quadrados [m^2].

Como Q_{ved} é uma porcentagem da capacidade de geração C_G [kcal/h], e C_m [kWh/mês] o consumo de energia elétrica do motor do compressor, tem-se que a perda por vedação precária é dada por:

$$P_{ved} = \frac{Q_{ved}}{C_G} C_m \text{ [kWh/mês]} \quad (8.9)$$

8.9 – Avaliações Qualitativas

Alguns problemas levantados em campo podem ser avaliados mas não quantificados, no que se refere ao consumo de energia. No entanto, é importante que sejam resolvidos, já que sua eliminação resulta em redução de perdas e aumento de eficiência do sistema. A seguir são apresentados alguns desses problemas

- Exame da forma de armazenagem de produtos nos espaços refrigerados.

A armazenagem inadequada de produtos nos espaços refrigerados prejudica a circulação de ar frio no ambiente acarretando em aumento no consumo de energia elétrica.

- Instalação do espaço refrigerado próximo a fontes de calor.

A instalação do espaço a ser refrigerado próximo a fontes de calor eleva a carga térmica e o consumo de energia elétrica.

- Existência de forçador de ar.

O forçador de ar é o responsável pela circulação do frio no meio ambiente refrigerado. Sua ausência gera formação de gelo no evaporador, diminui a eficiência das trocas térmicas, elevando o consumo de energia elétrica.



- Inexistência de controle da iluminação interna.

A iluminação interna deve ser desligada quando o ambiente estiver sendo utilizado. Além disso, deve ser usado somente nas regiões das câmaras onde é imprescindível

- Fechamento de ilhas e balcões.

As aberturas das ilhas e balcões devem ser fechadas no final da jornada de trabalho, para que não haja perda de frio para o ambiente.

- Condensador próximo a fontes de calor.

A instalação do condensador próximo a fontes de calor aumenta a temperatura de condensação, reduz a eficiência do sistema elevando o consumo de energia elétrica.

- Presença de sujeira (óleo e poeira) nas aletas e tubos do condensador.

A presença de sujeira, como por exemplo óleo ou poeira, junto à área responsável pela troca térmica (aleta e tubos) reduz a eficiência do condensador elevando o consumo de energia elétrica. É recomendável a limpeza periódica.

- Falta de colarinho de proteção em torno da hélice do condensador.

O colarinho é responsável pelo correto direcionamento do ar através do condensador, elevando sua eficiência térmica e, conseqüentemente, diminuindo o consumo de energia elétrica.

- Descentralização da hélice em relação a área responsável pela troca térmica.

O direcionamento incorreto do ar devido a hélice descentralizada em relação a área responsável pela troca térmica diminui a eficiência do sistema.

- Condensador instalado em local obstruído, dificultando a circulação de ar.

A instalação do condensador em local obstruído dificulta a circulação de ar através da área responsável pela troca térmica, fato este que contribui para a elevação do consumo de energia elétrica.

- Conjunto motor/compressor não alinhado ou mal fixado a base.

O alinhamento incorreto ou a má fixação do conjunto motor/compressor a base pode provocar danos ao equipamento, reduzindo a eficiência da transmissão, elevando o consumo de energia elétrica.

- Vazamento de óleo na gaxeta, cabeçote do compressor ou conexões.



O vazamento de óleo na gaxeta do eixo, na junta do cabeçote do compressor, ou ainda nas conexões, pode carregar fluido refrigerante, reduzindo a vida útil e eficiência térmica do compressor, elevando o consumo de energia.

- Compressor ou central de refrigeração não instalado em nível inferior ao dos evaporadores. A instalação do compressor ou central de refrigeração em nível superior ao dos evaporadores, dificulta o retorno do óleo lubrificante ao cárter, além de provocar o acúmulo desse óleo no evaporador e tubulação, reduzindo a vida útil do compressor e diminuindo a eficiência do sistema.

- Falta de separador de óleo.

A falta do separador de óleo na saída do compressor permite a passagem do óleo do cárter para instalação, compromete a eficiência do sistema de refrigeração devido ao acúmulo desse óleo nas superfícies dos trocadores de calor, além de danificar o compressor devido à falta de óleo.



8.10 – Exemplo de Cálculo – 1

Seja considerada as duas câmaras frigoríficas apresentadas na Figura 8.1. Considerando os dados colhidos em campo, e listados abaixo, determine as perdas.

- Temperatura externa média local no verão $T_{ext} = 35^{\circ}\text{C}$
- Temp. internas medidas para as câmaras 1 e 2: Câmara1 = $-1,0^{\circ}\text{C}$ e Câmara2 = $-5,0^{\circ}\text{C}$
- Temperatura recomendada em função dos produtos nas câmaras: $t_r = -1,0^{\circ}\text{C}$
- Dimensões das câmaras conforme Figura 8.1.
- Paredes de cor verde (cor média)
- Capacidade: $C_G = 158\,000\text{ kcal/h}$ (um compressor servindo as duas câmaras)
- Consumo de energia elétrica do motor do compressor: $C_m = 44\,200\text{ kWh/mês}$
(O consumo de energia elétrica C_m é calculado como $C_m = P_m \cdot h_{dia} \cdot D_{mês}$, onde P_m é a potência elétrica do motor do compressor, h_{dia} é o número de horas por dia de funcionamento do equipamento e $D_{mês}$ é o número de dias por mês de funcionamento do equipamento)
- Vazão dos forçadores de ar nas câmaras: $V_{f1} = 1500\text{ m}^3/\text{h}$ e $V_{f2} = 1200\text{ m}^3/\text{h}$
- Iluminação das câmaras 1 e 2: 20 lâmpadas incandescentes de 150 [W] para cada câmara
- Horas de funcionamento da iluminação por dia: 2 h por dia.
- Dias de funcionamento por mês: 22 dias
- As câmaras não possuem termostato
- Características do material de isolamento das câmaras: espessura de 100 mm (0,10 m), coeficiente de condutividade térmica: $k = 0,035\text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$. O valor de k é função do tipo de isolamento (ver



Tabela 3.12).

- Área estima dos vãos e aberturas nas câmaras: $A_{est} = 0,04 \text{ m}^2$

Solução:

i.) Perda devido ao nível inadequado de temperatura P_t

A câmara 1 está a uma temperatura interna de $-5,0^\circ\text{C}$, quando deveria estar a $-1,0^\circ\text{C}$, então o calor retirado em excesso pode ser determinado por:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{ar} \cdot c_{par} \cdot \Delta T = 1200 \cdot 1,293 \cdot 0,24 \cdot [-1 - (-5)] \Rightarrow Q = 1489,54 \text{ [kcal/h]}$$

A perda é dada por:

$$P_t = \frac{Q}{C_G} \cdot C_m = \frac{1489,54}{158000} \cdot 44200 \Rightarrow P_t = 416,69 \text{ [kwh/mês]}$$

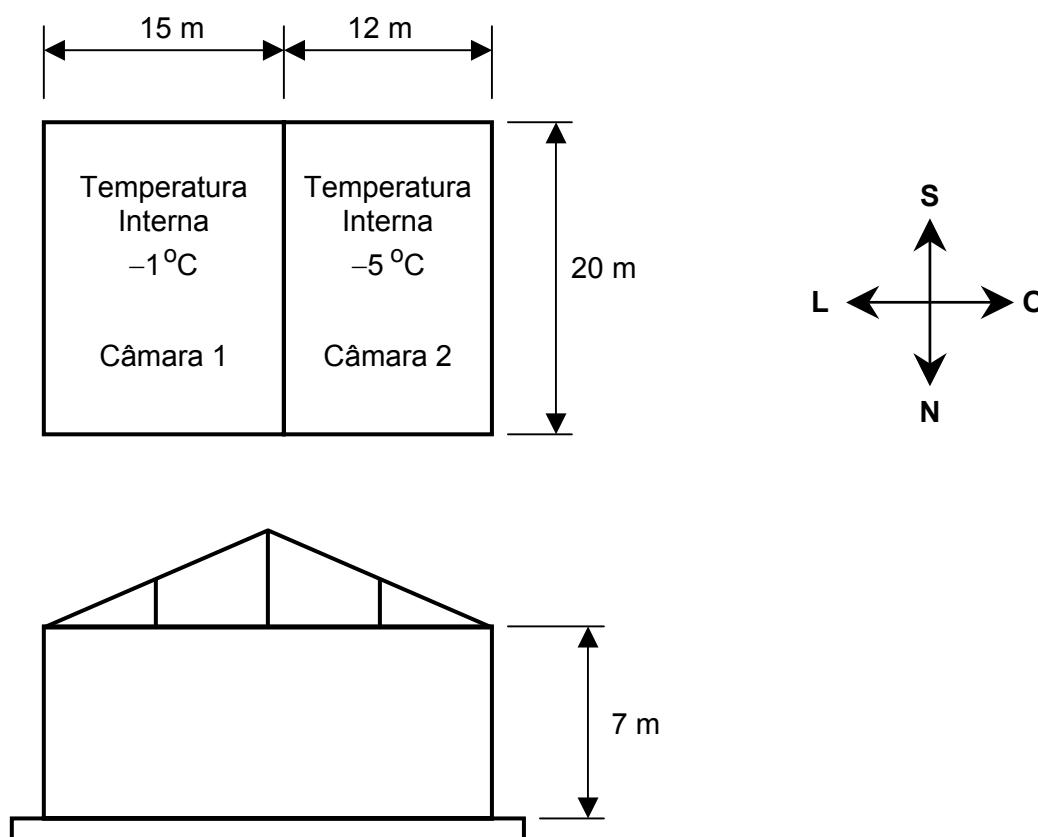


Figura 8.1: Câmaras Frigoríficas.



ii.) Perda devido ao tipo inadequado de iluminação (P_{il})

Câmara 1 (Área $S_1 = 15.20 = 300\text{m}^2$)

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10 \cdot S_1)]}{1000} \cdot h_{dia} \cdot D_{mês} = \frac{[(20.150) - 10.300]}{1000} \cdot 2.22 \Rightarrow P_{il} = 0$$

Câmara 2 (Área $S_2 = 12.20 = 240\text{m}^2$)

$$P_{il} = \frac{[(N_{inc}P_{inc}) - (10 \cdot S_2)]}{1000} \cdot h_{dia} \cdot D_{mês} = \frac{[(20.150) - 10.240]}{1000} \cdot 2.22 \Rightarrow P_{il} = 26,4 [\text{kWh/mês}]$$

iii.) Perda devido a inexistência de termostato (P_{it})

A perda devido a inexistência de termostato é calculada como

$$P_{it} = \frac{6}{24} C_m = 0,25 \cdot C_m = 0,25.44200 \Rightarrow P_{it} = 11050 [\text{kWh/mês}]$$

iv.) Perda devido a incidência direta de raios solares e isolamento deficiente (P_{irr})

Câmara 1

Parede	L_i [m]	S m^2	Correção [°C]	$\Delta T + \text{Correção}$ [°C]	k_i [kcal/h.m °C]	\dot{Q}/A [kcal/h.m ²]
Norte	0,10	105,0	2,5	38,5	0,025	9,62
Sul	0,10	105,0	–	36,0	0,025	9,00
Leste	0,10	140,0	4,0	40,0	0,025	10,00
Oeste	0,10	140,0	–	36,0	0,025	9,00
Forro	0,10	300,0	9,0	45,0	0,025	11,25
Piso	0,10	300,0	–	36,0	0,025	9,00

Observando a tabela anterior, verifica-se que para o forro, o valor de Q/A igual a 11,25 é maior que o valor de Q/S de referência, que é de $10 \text{ kcal/m}^2\text{h}$, então, o calor excedente é calculado como:



$$\dot{Q}_{\text{irr}} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} - 10 \right) A = (11,25 - 10) \times 300 = 375 \text{ kcal/h}$$

A perda devido ao calor excedente no teto na câmara 1 é determinada por:

$$P_{\text{irr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{irr}}}{C_G} C_m = \frac{375}{158000} 44200 \Rightarrow P_{\text{irr}} = 104,9 \text{ kWh / mes}$$

Câmara 2 (considerando que será feita a regulação da temperatura)

Parede	L_i [m]	S m^2	Correção [°C]	$\Delta T + \text{Correção}$ [°C]	k_i [kcal/h.m °C]	\dot{Q} / A [kcal/h.m ²]
Norte	0,10	84,0	2,5	38,5	0,025	9,62
Sul	0,10	84,0	–	36,0	0,025	9,00
Leste	0,10	140,0	–	36,0	0,025	9,00
Oeste	0,10	140,0	4,0	40,0	0,025	10,00
Forro	0,10	240,0	9,0	45,0	0,025	11,25
Piso	0,10	240,0	–	36,0	0,025	9,00

Observando a tabela anterior, verifica-se que para o forro, o valor de Q/A igual a 11,25 é maior que o valor de Q/A de referência, que é de 10 kcal/h.m²h, então, o calor excedente é calculado como:

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} - 10 \right) A = (11,25 - 10) \times 240 = 300 \text{ kcal/h}$$

A perda devido ao calor excedente no teto na câmara 1 é determinada por:

$$P_{\text{irr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{irr}}}{C_G} C_m = \frac{300}{158000} 44200 \Rightarrow P_{\text{irr}} = 83,9 \text{ kWh / mes}$$

v.) Perda por vedação precária das portas e cortinas (P_{ved})

$$Q_{\text{ved}} = 150.A_{\text{est}} = 150.0,04 \Rightarrow Q_{\text{ved}} = 6,0 [\text{kcal/h}]$$



$$P_{\text{ved}} = \frac{Q_{\text{ved}}}{C_G} C_m = \frac{6,0}{158000} 44200 \quad \Rightarrow \quad P_{\text{ved}} = 1,7 [\text{kWh/mês}]$$



8.11 – Exemplo de cálculo – 2

A seguir será apresentado um estudo de caso para um grande supermercado, com área de vendas de 4180 m² e que opera 24 horas por dia. Os dados apresentados abaixo foram adaptados de Little (1996), para as condições brasileiras.

8.11.1 – Dados da Instalação:

O supermercado em questão é dotado de dois racks de compressores alternativos semi-herméticos que operam em paralelo. Cada rack serve a um nível de temperatura específico, e possui sistema de condensação a ar próprio. Assim, têm-se dois sistemas de refrigeração independentes, os quais são descritos abaixo:

Sistema 1 (Média Temperatura):

Fato de utilização dos compressores = 0,63

Temperatura de evaporação = -10 °C

Temperatura de condensação = 44 °C

COP = 2,5

Consumidores de frio

Equipamento	Dimensão Característica	Carga Térmica
Display Multideck para carnes	36 m	52,2 kW
Displays Multideck para outros produtos	80 m	116,0 kW
Câmara frigorífica para carnes	37 m ²	7,0 kW
Câmara frigorífica para outros produtos	240 m ²	45,4 kW
Total =		220,6 kW

Potência para a condição base, em kW.

	Compressores	Ventiladores Condensador	Ventiladores Evaporadores	Sistema Anti-Condensação	Degelo Elétrico	Iluminação
Display para carnes	20,9	3,0	3,2	2,4	15,9	1,4
Displays para outros prod.	46,4	6,8	3,3	0,0	0,00	4,8
Câmara para carnes	2,8	0,4	1,47	0,0	8,88	0,4
Câmara para outros prod.	18,1	2,6	6,20	0,0	0,00	2,6
Total =	88,2	12,9	14,1	2,4	24,8	9,2



Consumo para condição base, em kWh/ano.

	Compressores	Ventiladores Condensador	Ventiladores Evaporadores	Sistema Anti-Condensação	Degelo Elétrico	Iluminação
Display para carnes	115233	16824	27626	10347	7822	12209
Displays para outros prod.	256072	37387	28740	0	0	42077
Câmara para carnes	15437	2254	12906	0	3267	1734
Câmara para outros prod.	100133	14619	54303	0	0	11248
Total =	486875	71084	123575	10347	11090	67269

Sistema 2 (Baixa Temperatura):

Fato de utilização dos compressores = 0,63

Temperatura de evaporação = -20 °C

COP = 1,3

Temperatura de condensação = 42 °C

Consumidores de frio

Equipamento	Dimensão Característica	Carga Térmica
Freezer fechado	80 m	43,3
Ilha	39 m	21,1
Câmara frigorífica	92 m ²	23,2
Total =		87,6 kW

Potência para a condição base, em kW.

	Compressores	Ventiladores Condensador	Ventiladores Evaporadores	Sistema Anti-Condensação	Degelo Elétrico	Iluminação
Freezer Fechado	33,3	2,5	5,2	18,6	105,0	8,7
Ilha	16,2	1,2	1,3	3,1	53,7	0,0
Câmara	17,8	1,4	4,0	0,0	28,5	1,0
Total =	67,4	5,1	10,5	21,7	187,3	9,6

Consumo para condição base, em kWh/ano.

	Compressores	Ventiladores Condensador	Ventiladores Evaporadores	Sistema Anti-Condensação	Degelo Elétrico	Iluminação
Freezer Fechado	115233	16824	27626	10347	7822	12209
Ilha	256072	37387	28740	0	0	42077
Câmara	15437	2254	12906	0	3267	1734
Total =	486875	71084	123575	10347	11090	67269



Resumo

Equipamentos	Consumo, em kWh/ano
Rack – Média Temperatura	557958,9
Rack – Baixa Temperatura	399946,5
Displays - Média Temperatura	128821,6
Displays - Baixa Temperatura	341592,3
Câmaras - Média Temperatura	83458,4
Câmara - Baixa Temperatura	49509,0
Total =	1561286,7

8.11.2 – Melhorias possíveis

8.11.2.1 - *Variação da temperatura (pressão) de condensação*

A quantificação precisa da economia de energia associada a este item deve ser feita através de uma análise do funcionamento da instalação ao longo ano. No entanto, segundo APS (1998), para sistemas instalados em regiões de clima moderado, podem ser obtidas reduções do consumo da ordem de 3 a 10%. Considerando para o caso em análise um potencial de 5% tem-se:

$$E_{CP} = (557958,9 + 399946,5) 0,05 = 47895 \text{ kWh / ano}$$

8.11.2.2 – *Subresfriamento ambiente*

A adoção de um sistema de subresfriamento com superfície adicional de transferência de calor pode reduzir o consumo de 1% (displays) a 9% (câmaras). Como o sistema é predominantemente composto de displays adotou-se o valor de 1%. Assim, tem-se:

$$E_{SA} = (557958,9 + 399946,5) 0,01 = 9579 \text{ kWh / ano}$$

8.11.2.3 – *Subresfriamento mecânico*

Segundo APS (1998) podem ser obtidas reduções de consumo de até 12% para sistemas operando com baixas temperaturas de evaporação, quando se utiliza um sistema de resfriamento como o mostrado na Figura 4.7. Para o caso considerado o percentual de redução foi de 2,5%, logo:

$$E_{SM} = (557958,9 + 399946,5) 0,025 = 23958 \text{ kWh / ano}$$



8.11.2.4 – Trocador de calor intermediário

Utilizando-se como base a simulação apresentada por Little (1996), obteve-se um percentual de redução de consumo de 5%. Assim, tem-se:

$$E_{DG} = (557958,9 + 399946,5) 0,05 = 47895 \text{ kWh / ano}$$

8.11.2.5 – Degelo por gás quente

Utilizando-se como base a simulação apresentada por Little (1996), obteve-se um percentual de redução de consumo de 4,5%, para os sistemas de média temperatura, e 7% para os sistemas de baixa temperatura. Assim, tem-se:

$$E_{TCM} = 557958,9 0,045 = 25108 \text{ kWh / ano}$$

$$E_{DG} = 399946,5 0,07 = 27996 \text{ kWh / ano}$$

8.11.2.6 – Sistema de Iluminação

Segundo Little (1996) e APS (1998) a utilização de sistemas de iluminação eficiente com reatores eletrônicos pode reduzir a potência dissipada pelas lâmpadas em até 15%. Assim, tem-se:

- Sistema de média temperatura

Redução direta do consumo: $E_{IDTM} = (12209 + 42077) 0,15 = 8143 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{IITM} = \frac{8143}{2,5} = 3257 \text{ kWh / ano}$

- Sistema de baixa temperatura

Redução direta do consumo: $E_{IDTB} = 75858 \cdot 0,15 = 11382 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{IDTM} = \frac{11382}{1,3} = 8755 \text{ kWh / ano}$

8.11.2.7 – Motores dos ventiladores dos evaporadores

Segundo APS (2004) a utilização de motores eficientes em ventiladores de evaporadores pode reduzir a potência dos mesmos em até 25%. Assim, tem-se:

- Sistema de média temperatura



Redução direta do consumo: $E_{VDTM} = (27626 + 28740) 0,25 = 14092 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{VITM} = \frac{14092}{2,5} = 5637 \text{ kWh / ano}$

- Sistema de baixa temperatura

Redução direta do consumo: $E_{VDTB} = (44147 + 11209) 0,25 = 14299 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{VITB} = \frac{14299}{1,3} = 10999 \text{ kWh / ano}$

8.11.2.8 – Sistema anticondensação

Segundo Little (1996) pode-se eliminar 1/3 da carga elétrica de anticondensação, porém somente 50% da carga devido ao sistema anticondensação é transferida para o interior dos compartimentos refrigerados. Assim, tem-se:

- Sistema de média temperatura

Redução direta do consumo: $E_{ACDTM} = 10347 0,333 = 3449 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{ACITM} = \frac{3449 0,5}{2,5} = 690 \text{ kWh / ano}$

- Sistema de baixa temperatura

Redução direta do consumo: $E_{ACDTB} = (156722 + 25826) 0,333 = 60843 \text{ kWh / ano}$

Redução associada à carga: $E_{ACITB} = \frac{60843 0,50}{1,3} = 23401 \text{ kWh / ano}$

8.11.2.9 – Controle do sistema de degelo elétrico

Pode-se eliminar até 50% da carga devido ao degelo, durante os seis meses de resfriamento, quando se adota um sistema de degelo com início e término por demanda. Assim, tem-se:

- Sistema de média temperatura

Redução direta do consumo: $E_{DADTM} = \frac{11090 0,50}{2} = 2772 \text{ kWh / ano}$



Redução associada à carga: $E_{DAITM} = \frac{2772}{2,5} = 1109 \text{ kWh/ano}$

- Sistema de baixa temperatura

Redução direta do consumo: $E_{DADTB} = \frac{38314 \cdot 0,50}{2} = 9578 \text{ kWh/ano}$

Redução associada à carga: $E_{DAITB} = \frac{9578}{1,3} = 7368 \text{ kWh/ano}$

Considerando-se os valores de investimento apresentador por Little (1996), uma taxa de câmbio de 3,0 (US\$/R\$) e uma tarifa média de energia elétrica de R\$ 142,30 por MWh. Sem considerar os efeitos de redução de demanda do sistema, tem-se:

Melhorias Possíveis	Custo Incremen. [R\$/kW]	Custo Inicial [R\$]	Red. Cons. [kWh/ano]	Economia [R\$/ano]	Payback [anos]
Varição da temp. de cond.	77,89	24.000,00	47895,27	6.815,50	3,5
Subresfriamento Ambiente	39,00	12.016,52	9579,05	1.363,10	8,8
Subresfriamento Mecânico	77,89	24.000,00	23947,64	3.407,75	7,0
Degelo por gás quente	37,00	11.400,00	47895,27	6.815,50	1,7
Trocador intermediário - TB	97,37	30.000,00	27996,26	3.983,87	7,5
Trocador intermediário - TM	97,37	30.000,00	25108,15	3.572,89	8,4
Iluminação eficiente	37,49	11.550,00	31537,03	4.487,72	2,6
Motores eficientes Ventiladores	74,00	22.800,00	45025,97	6.407,20	3,6
Sistema Anticondensação	73,02	22.500,00	88382,87	12.576,88	1,8
Controle do Degelo - Elétrico	29,21	9.000,00	20827,72	2.963,78	3,0



APÊNDICE

**Apêndice A - Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos Frigoríficos.**

Tabela A.1 - Propriedades de saturação - Refrigerante R12.

TEMP °C	PRES. kgf/cm ²	VOLUME ESPECÍFICO		ENTALPIA ESPECÍFICA			ENTROPIA ESPECÍFICA	
		Líquido m ³ /kg v _l x 10 ³	Vapor m ³ /kg v _v	Líquido kcal/kg h _L	Líq-vap kcal/kg h _{lv}	Vapor kcal/kg h _v	Líquido kcal/kg.K s _l	Vapor kcal/kg.K s _v
-40,0	0,6544	0,6595	0,2419	91,389	40,507	131,896	0,96610	1,13982
-36,0	0,7868	0,6644	0,2038	92,233	40,104	132,337	0,96968	1,13877
-32,0	0,9394	0,6694	0,1727	93,081	39,696	132,776	0,97321	1,13781
-30,0	1,0239	0,6720	0,1594	93,506	39,490	132,995	0,97496	1,13736
-28,0	1,1142	0,6746	0,1473	93,931	39,282	133,213	0,97670	1,13692
-26,0	1,2107	0,6772	0,1363	94,358	39,073	133,431	0,97842	1,13651
-24,0	1,3134	0,6799	0,1263	94,786	38,862	133,648	0,98014	1,13611
-22,0	1,4228	0,6827	0,1172	95,215	38,649	133,864	0,98185	1,13573
-20,0	1,5391	0,6854	0,1088	95,644	38,435	134,079	0,98354	1,13536
-18,0	1,6626	0,6883	0,1012	96,075	38,219	134,294	0,98523	1,13501
-16,0	1,7936	0,6911	0,0943	96,506	38,001	134,507	0,98691	1,13468
-14,0	1,9323	0,6940	0,0879	96,939	37,781	134,720	0,98857	1,13435
-12,0	2,0792	0,6970	0,0820	97,373	37,559	134,932	0,99023	1,13405
-10,0	2,2344	0,7000	0,0766	97,808	37,335	135,143	0,99188	1,13375
-8,0	2,3983	0,7031	0,0717	98,244	37,109	135,352	0,99352	1,13347
-6,0	2,5712	0,7062	0,0671	98,681	36,880	135,561	0,99515	1,13320
-4,0	2,7534	0,7094	0,0629	99,119	36,649	135,769	0,99678	1,13294
-2,0	2,9452	0,7126	0,0590	99,559	36,416	135,975	0,99839	1,13269
0,0	3,1469	0,7159	0,0554	100,00	36,180	136,180	1,00000	1,13245
2,0	3,3590	0,7192	0,0520	100,44	35,942	136,384	1,00160	1,13222
4,0	3,5816	0,7226	0,0490	100,89	35,700	136,586	1,00319	1,13200
6,0	3,8152	0,7261	0,0461	101,33	35,456	136,787	1,00478	1,13179
8,0	4,0600	0,7296	0,0434	101,78	35,209	136,987	1,00636	1,13159
10,0	4,3164	0,7333	0,0409	102,23	34,959	137,185	1,00793	1,13139
12,0	4,5848	0,7369	0,0386	102,68	34,705	137,382	1,00950	1,13120
14,0	4,8655	0,7407	0,0364	103,13	34,448	137,577	1,01106	1,13102
16,0	5,1588	0,7445	0,0344	103,58	34,188	137,770	1,01262	1,13085
18,0	5,4651	0,7484	0,0325	104,04	33,924	137,961	1,01417	1,13068
20,0	5,7848	0,7524	0,0308	104,50	33,656	138,151	1,01572	1,13052
22,0	6,1181	0,7565	0,0291	104,96	33,383	138,338	1,01726	1,13036
26,0	6,8274	0,7650	0,0261	105,88	32,826	138,707	1,02034	1,13006
30,0	7,5959	0,7738	0,0235	106,82	32,251	139,067	1,02340	1,12978
34,0	8,4266	0,7831	0,0212	107,76	31,655	139,418	1,02645	1,12950
38,0	9,3225	0,7929	0,0191	108,72	31,037	139,757	1,02949	1,12923
40,0	9,7960	0,7980	0,0182	109,20	30,719	139,922	1,03101	1,12910
44,0	10,796	0,8086	0,0164	110,18	30,062	140,244	1,03405	1,12884
48,0	11,869	0,8198	0,0149	111,17	29,377	140,551	1,03710	1,12857
52,0	13,018	0,8318	0,0135	112,18	28,660	140,842	1,04015	1,12829
56,0	14,247	0,8445	0,0122	113,21	27,907	141,116	1,04322	1,12800
60,0	15,560	0,8581	0,0111	114,26	27,114	141,371	1,04630	1,12768
70,0	19,230	0,8971	0,0087	116,98	24,918	141,900	1,05414	1,12675
80,0	23,500	0,9461	0,0068	119,91	22,317	142,223	1,06227	1,12546
90,0	28,435	1,0119	0,0053	123,12	19,098	142,216	1,07092	1,12351
100,0	34,100	1,1131	0,0039	126,81	14,763	141,576	1,08057	1,12013



Tabela A.2 – Propriedades do vapor superaquecido - Refrigerante R12 (Resumida).

Pressão de Saturação ⇒	1,5391 kgf/cm ² (-20 °C)			4,31647 kgf/cm ² (10 °C)		
Temperatura ↓	v	h	s	v	h	s
°C	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/kg.K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/kg.K
-15,0	0,1115	134,79	1,1382			
-10,0	0,1141	135,51	1,1409			
-5,0	0,1167	136,23	1,1436			
0,0	0,1192	136,96	1,1463			
5,0	0,1217	137,68	1,1489			
10,0	0,1242	138,42	1,1515			
15,0	0,1267	139,15	1,1541	0,0420	137,99	1,1342
20,0	0,1292	139,89	1,1564	0,0430	138,80	1,1370
25,0	0,1317	140,63	1,1592	0,0441	139,60	1,1397
30,0	0,1341	141,38	1,1617	0,0451	140,40	1,1424
35,0	0,1366	142,13	1,1641	0,0461	141,20	1,1450
40,0	0,1390	142,89	1,1665	0,0471	142,01	1,1476
45,0	0,1414	143,65	1,1690	0,0480	142,81	1,1501
50,0	0,1438	144,41	1,1713	0,0490	143,61	1,1526
60,0	0,1486	145,95	1,1760	0,0509	145,22	1,1575
70,0	0,1534	147,51	1,1806	0,0528	146,84	1,1623
80,0	0,1582	149,08	1,1852	0,0546	148,46	1,1670
90,0	0,1629	150,67	1,1896	0,0564	150,10	1,1715
100,0	0,1676	152,27	1,1940	0,0582	151,74	1,1760
110,0	0,1723	153,90	1,1982	0,0600	153,40	1,1804
120,0	0,1770	155,53	1,2025	0,0617	155,07	1,1847
130,0	0,1817	157,18	1,2066	0,0635	156,75	1,1889
140,0	0,1863	158,85	1,2107	0,0652	158,44	1,1931
Pressão de Saturação ⇒	9,7960 kgf/cm ² (40 °C)			19,2296 kgf/cm ² (70 °C)		
Temperatura ↓	v	h	s	v	h	s
°C	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/kg.K	m ³ /kg	kcal/kg	kcal/kg.K
45,0	0,0187	140,86	1,1321			
50,0	0,0193	141,78	1,1349			
60,0	0,0204	143,58	1,1404			
70,0	0,0214	145,36	1,1457			
80,0	0,0223	147,12	1,1508	0,0095	144,17	1,1333
90,0	0,0233	148,87	1,1556	0,0102	146,29	1,1392
100,0	0,0242	150,62	1,1604	0,0109	148,31	1,1447
110,0	0,0251	152,36	1,1650	0,0114	150,28	1,1499
120,0	0,0259	154,10	1,1695	0,0120	152,20	1,1548
130,0	0,0268	155,84	1,1738	0,0125	154,10	1,1596
140,0	0,0276	157,59	1,1781	0,0130	155,98	1,1642



Tabela A.3 – Propriedades de saturação - Refrigerante R-134a

TEMP °C	PRESS. kPa	VOLUME ESPECÍFICO m ³ /kg		ENTALPIA ESPECÍFICA kJ/kg			ENTROPIA ESPECÍFICA kJ/kg-K	
		Líquido v _l	Vapor v _v	Líquido h _l	Líq-vap h _{lv}	Vapor h _v	Líquido s _l	Vapor s _v
-30,0	84,29	0,0007	0,2260	160,9	219,6	380,6	0,8492	1,7525
-28,0	92,61	0,0007	0,2069	163,5	218,3	381,8	0,8595	1,7502
-26,0	101,58	0,0007	0,1896	166,0	217,1	383,1	0,8698	1,7481
-24,0	111,22	0,0007	0,1741	168,6	215,7	384,3	0,8801	1,7460
-22,0	121,57	0,0007	0,1601	171,1	214,4	385,5	0,8903	1,7440
-20,0	132,67	0,0007	0,1474	173,7	213,1	386,8	0,9005	1,7422
-18,0	144,54	0,0007	0,1359	176,3	211,7	388,0	0,9106	1,7404
-16,0	157,23	0,0007	0,1255	178,9	210,4	389,2	0,9207	1,7387
-14,0	170,78	0,0007	0,1160	181,5	209,0	390,4	0,9307	1,7371
-12,0	185,22	0,0008	0,1074	184,1	207,6	391,7	0,9407	1,7356
-10,0	200,60	0,0008	0,0996	186,7	206,2	392,9	0,9507	1,7341
-8,0	216,95	0,0008	0,0924	189,3	204,7	394,1	0,9606	1,7327
-6,0	234,32	0,0008	0,0858	192,0	203,3	395,3	0,9705	1,7314
-4,0	252,74	0,0008	0,0798	194,6	201,8	396,4	0,9804	1,7302
-2,0	272,26	0,0008	0,0743	197,3	200,3	397,6	0,9902	1,7290
0,0	292,93	0,0008	0,0693	200,0	198,8	398,8	1,0000	1,7278
2,0	314,77	0,0008	0,0646	202,7	197,3	400,0	1,0098	1,7267
4,0	337,85	0,0008	0,0604	205,4	195,7	401,1	1,0195	1,7257
6,0	362,21	0,0008	0,0564	208,1	194,2	402,3	1,0292	1,7247
8,0	387,88	0,0008	0,0528	210,8	192,6	403,4	1,0389	1,7238
10,0	414,92	0,0008	0,0494	213,6	190,9	404,5	1,0485	1,7229
12,0	443,37	0,0008	0,0463	216,4	189,3	405,6	1,0582	1,7220
14,0	473,25	0,0008	0,0434	219,1	187,6	406,8	1,0678	1,7212
16,0	504,68	0,0008	0,0408	221,9	185,9	407,8	1,0773	1,7204
18,0	537,67	0,0008	0,0383	224,7	184,2	408,9	1,0869	1,7196
20,0	572,25	0,0008	0,0360	227,5	182,5	410,0	1,0964	1,7189
22,0	608,49	0,0008	0,0338	230,4	180,7	411,0	1,1060	1,7182
26,0	686,13	0,0008	0,0300	236,1	177,0	413,1	1,1250	1,7168
30,0	771,02	0,0008	0,0266	241,8	173,3	415,1	1,1439	1,7155
34,0	863,53	0,0009	0,0237	247,7	169,3	417,0	1,1628	1,7142
38,0	964,14	0,0009	0,0211	253,6	165,3	418,9	1,1817	1,7129
40,0	1017,61	0,0009	0,0200	256,6	163,2	419,8	1,1912	1,7122
44,0	1131,16	0,0009	0,0178	262,7	158,8	421,5	1,2101	1,7108
48,0	1253,95	0,0009	0,0160	268,8	154,3	423,1	1,2290	1,7093
52,0	1386,52	0,0009	0,0143	275,1	149,5	424,6	1,2479	1,7077
56,0	1529,26	0,0009	0,0128	281,4	144,5	425,9	1,2670	1,7059
60,0	1682,76	0,0010	0,0115	287,9	139,2	427,1	1,2861	1,7039
70,0	2117,34	0,0010	0,0087	304,8	124,4	429,1	1,3347	1,6971
80,0	2632,97	0,0011	0,0065	322,9	106,3	429,2	1,3854	1,6863
90,0	3242,87	0,0012	0,0046	343,4	82,1	425,5	1,4406	1,6668
100,0	3969,94	0,0015	0,0027	373,2	33,8	407,0	1,5187	1,6092



Tabela A.4 – Propriedades do vapor superaquecido - Refrigerante R134a (Resumida).

Pressão de Saturação ⇒ Temperatura ↓ °C	130,00 kPa (-20,47 °C)			425,00 kPa (10,72 °C)		
	v	h	s	v	h	s
	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg-K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg-K
-15,0	0,15423	390,9	1,7600			
-10,0	0,15780	395,0	1,7756			
-5,0	0,16134	399,1	1,7910			
0,0	0,16483	403,2	1,8062			
5,0	0,16829	407,3	1,8212			
10,0	0,17173	411,5	1,8361			
15,0	0,17516	415,7	1,8509	0,04939	408,9	1,7366
20,0	0,17857	420,0	1,8654	0,05067	413,6	1,7526
25,0	0,18195	424,2	1,8799	0,05192	418,3	1,7683
30,0	0,18529	428,5	1,8942	0,05314	422,9	1,7838
35,0	0,18864	432,9	1,9084	0,05434	427,6	1,7990
40,0	0,19198	437,3	1,9225	0,05553	432,2	1,8140
45,0	0,19531	441,7	1,9365	0,05669	436,9	1,8288
50,0	0,19851	446,1	1,9504	0,05785	441,6	1,8434
60,0	0,20521	455,1	1,9778	0,06010	451,0	1,8722
70,0	0,21173	464,3	2,0049	0,06233	460,5	1,9003
80,0	0,21825	473,6	2,0316	0,06452	470,1	1,9279
90,0	0,22477	483,0	2,0580	0,06668	479,8	1,9550
100,0	0,23116	492,6	2,0841	0,06880	489,7	1,9817
110,0	0,23764	502,4	2,1098	0,07092	499,6	2,0081
120,0	0,24414	512,3	2,1353	0,07300	509,7	2,0340
130,0	0,25050	522,3	2,1606	0,07508	519,9	2,0596
140,0	-----	-----	-----	0,07714	530,2	2,0849
Pressão de Saturação ⇒ Temperatura ↓ °C	1000,00 kPa (39,35 °C)			2200,00 kPa (71,72 °C)		
	v	h	s	v	h	s
	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg-K	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg-K
40,0	0,02044	420,2	1,7147			
45,0	0,02114	425,7	1,7322			
50,0	0,02181	431,2	1,7491			
60,0	0,02308	441,8	1,7816			
70,0	0,02427	452,3	1,8126			
80,0	0,02541	462,7	1,8425	0,00909	441,8	1,7313
90,0	0,02650	473,1	1,8715	0,00993	455,3	1,7690
100,0	0,02756	483,5	1,8997	0,01067	467,9	1,8033
110,0	0,02859	493,9	1,9273	0,01133	480,0	1,8354
120,0	0,02959	504,4	1,9543	0,01195	491,8	1,8658
130,0	0,03058	515,0	1,9809	0,01253	503,5	1,8951
140,0	0,03155	525,6	2,0070	0,01308	515,1	1,9235



UFBA – Universidade Federal da Bahia

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

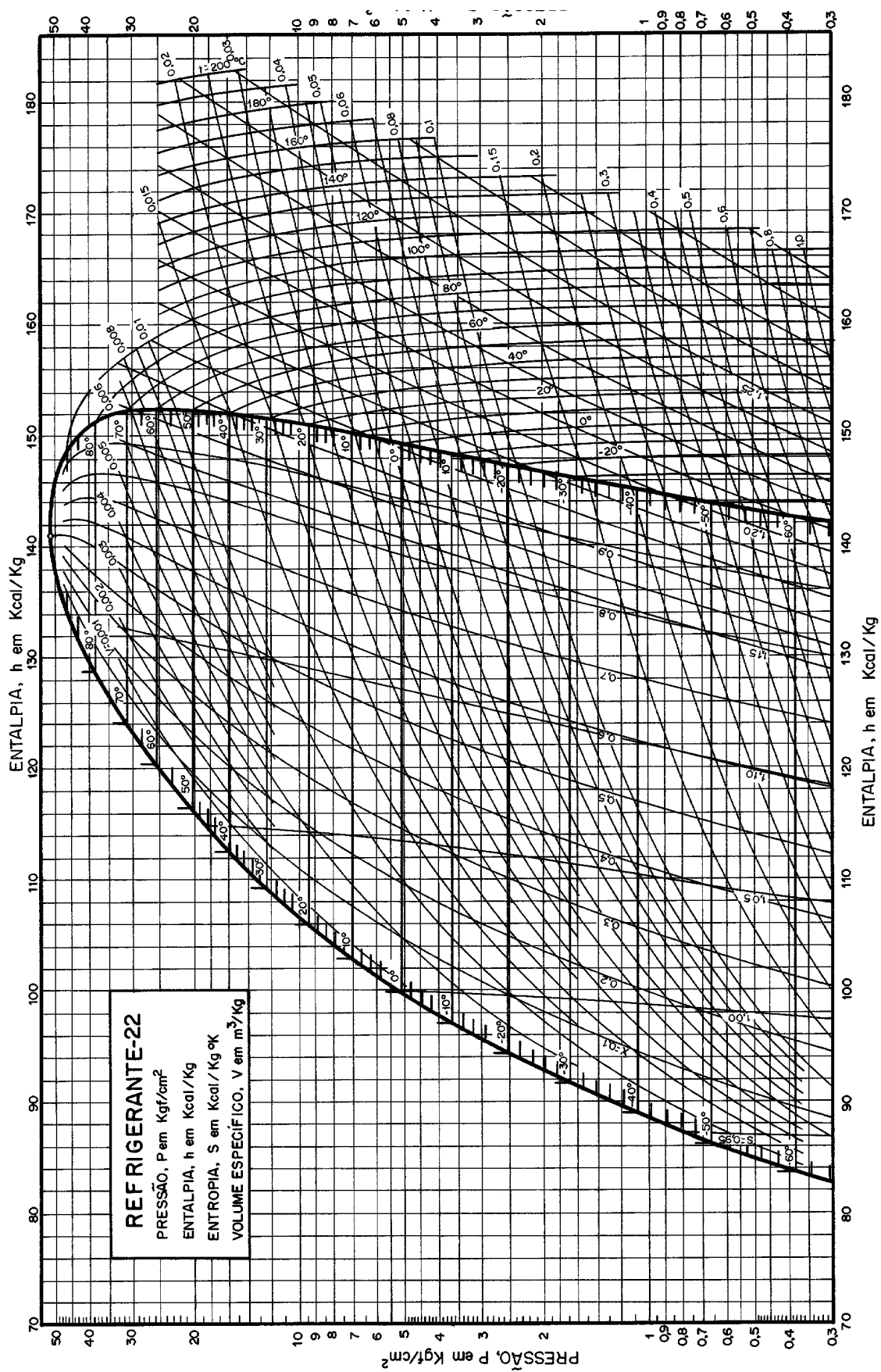




Figura A.1 – Diagrama de Mollier para o refrigerante R22.

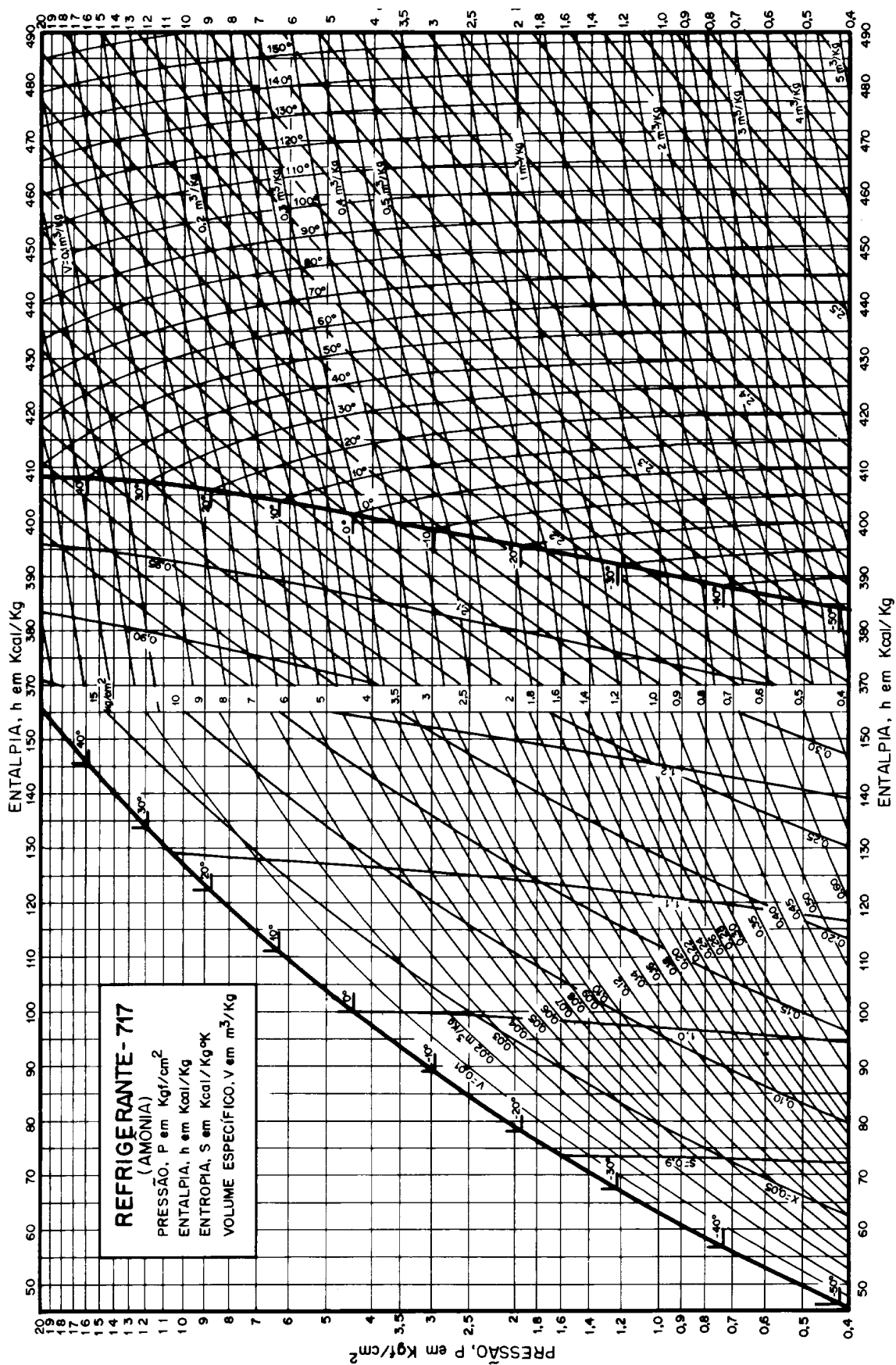




Figura A.2 – Diagrama de Mollier para o refrigerante R717 (amônia).

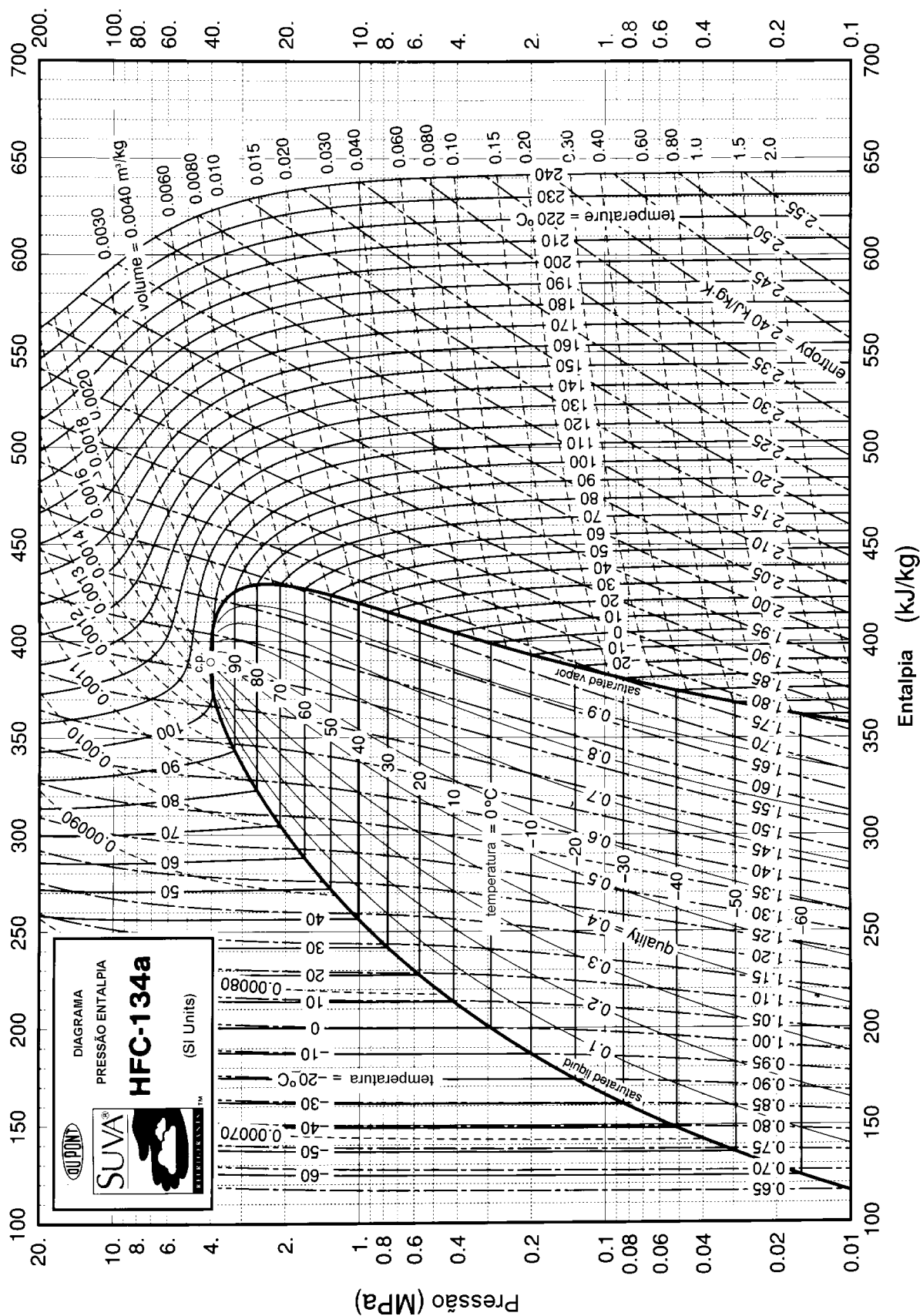




Figura A.3 – Diagrama de Mollier para o refrigerante R134a.



Apêndice B - Exigências para Armazenagem e Propriedades de Alimentos Perecíveis

Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
FRUTAS								
Abacate	7,2 a 12,8	85 a 90	65,4	-1	0,72	0,40	52	4 semanas
Abacaxi				-2	0,90	0,50	71	
Abacaxi maduro	7	90						2 a 4 semanas
Abacaxi verde	10	90						2 a 4 semanas
Abricó	0 a 1	85 a 90	85,4	-1,2	0,88	0,46	67,5	4 a 6 semanas
Abricó seco	-1 a 0	60 a 70						12 meses
Ameixa	0 a 2	85	85,7	-1,8	0,88	0,45	68	5 a semanas
Ameixa seca	4,5	75						6 meses
Amora	-0,5 a 1	85 a 95	82,3	-1,8	0,86	0,45	66	7 a 10 dias
Amora silvestre	-0,2 a 0	85 a 90	84,8	-1,2	0,88	0,46	68	7 dias
Azeitona	7 a 10	85 a 90						4 a 6 semanas
Banana	11,5	85	74,8	-1,2	0,80	0,42	60	3 semanas
Banana madura				-1	0,90	0,36		
Banana verde				-1	0,90	0,36	60	
Castanha	1	85 a 90						10 meses
Caqui	-0,6 a 0	85 a 90						3 semanas
Cereja	-1 a 0	85 a 90	83	-2,35	0,92	0,45	66	1 a 4 semanas
Coco	0	80 a 85						1 a 2 meses
Damasco	-1 a 0	90						2 a 4 semanas
Figo fresco	-2,2 a 0	65 a 75	78	-2,5	0,82	0,43	62,5	1 semanas
Figo seco	4 a 7	65 a 75	24		0,39	0,27	19	9 a 12 meses
Framboesa	-1 a 1	90						1 a 2 semanas
Framboesa preta	-0,2 a 0	85 a 90	80,6	-1,2	0,84	0,44	68	7 dias
Framboesa vermelha	-0,2 a 0	85 a 90	84,1	-1	0,87	0,45	67	7 dias
Fruita congelada	-23 a -15	80 a 90						6 a 12 meses



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
3.1.1 FRUTAS								
Fruita seca	0 a 5	70			0,31		12 a 9,5	6 a 18 meses
Groselha	-0,5 a 1	80 a 90	88,9	-1	0,90	0,46	70	2 a 4 semanas
Laranja	0 a 1,2	85 a 90	87,2	-2,23	0,92	0,47	68	9 a 10 semanas
Limão	5 a 10	80 a 90	89,3	-2,16	0,92	0,46	66 a 71	2 meses
Lima/Limão	9 a 10	85 a 90	86	-2	0,89	0,46	68	6 a 8 semanas
Lima	9 a 10	85 a 90	66,5	-0,6	0,73	0,40	52	6 a 8 semanas
Lúpulo	1 a 4	50 a 70						2 a 6 semanas
Maçã	-1 a 1	85 a 90	84,1	-2	0,90	0,49	68	2 a 7 meses
Mamão	10	90	90,8	-0,9	0,82	0,47	72	2 a 3 semanas
Manga	10	90	81,4	0	0,90	0,46	74	2 a 5 semanas
Marmelo	0 a 0,5	80 a 85						2 meses
Massa de fruta	1	80						6 meses
Melancia	2 a 4	75 a 85						2 a 3 semanas
Melão	0 a 10	80 a 90	92,3	-1,6 a -1,9	0,92	0,43	71	3 a 4 semanas
Morango	-1 a 1	90	89,9	-0,8	0,92	0,42	57,5	2 a 3 semanas
Nozes	0	70	3,6	-6,5	0,25	0,21	4,5	8 a 12 meses
Pêra	-1 a 2	90 a 95	82,7	-2,2 a -2,8	0,92	0,49	67	1 a 8 meses
Pêra seca	0,5	75						6 meses
Pêssegos	0 a 1	85 a 90	86,9	-1,45	0,92	0,48	70	4 a 6 semanas
Romã	1 a 2,5	90		-3				2 a 4 meses
Suco de frutas	15 a 23	80 a 90						2 a 8 meses
Suco de maçã	4,5	85						3 meses
Tâmara	2 a 0	70	20	-25,4	0,36	0,26	16	4 a 8 meses
Tangerina	1 a 2	75 a 80	87,3	-1,2	0,90	0,46	69,5	1 a 3 meses
Uvas	1 a 3	85 a 90	81,8	-2	0,85	0,45	62	1 a 4 meses



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
LEGUMES E VERDURAS								
Abóbora	0 a 3	80 a 85	90,5	-1,2	0,92	0,47	72	2 a 3 semanas
Agrião	1,7	80						2 semanas
Aipo	-1 a -0,5	85 a 90	93,7	-1,1	0,91	0,48	70 a 76	5 a 6 meses
Aipo vermelho	0	90 a 95	88,3	-0,8	0,91	0,40	70	3 a 4 meses
Alcachofra	-0,5 a 0	90 a 95	83,7	-1,2	0,87	0,45	66,5	1 a 2 semanas
Alface	0 a 1	85 a 90	94,8	0	0,90	0,45	76	1 a 2 semanas
Alho	-1,5 a 0	70 a 75	74,2	-2	0,79	0,42	59	6 a 8 meses
Alho porró	0	90 a 95	88,2	-0,8	0,90	0,46	70	1 a 3 meses
Aspargo	0 a 0,5	85 a 85	93	-1,2	0,95	0,44	74,5	2 a 4 meses
Batata	3 a 6	85 a 90	77,8	-1,7	0,80	0,42	58	6 meses
Batata-doce	13 a 15	80 a 85	68,5	-1,2	0,75	0,40	54	4 a 6 meses
Beringela	7 a 10	85 a 90	92,7	-0,8	0,94	0,48	73	10 dias
Beterraba branca	0	90 a 95	87,6	-1,2	0,90	0,46	70	4 a 5 meses
Beterraba roxa	0	90 a 95	87,6	-1,2	0,90	0,46	70	10 a 15 dias
Brócoli	0 a 1,6	90 a 95	89,9	-0,8	0,92	0,47	72	7 a 10 dias
Cebola	1,5	80	87,5	-1,6 a -1,9	0,91	0,51	64 a 71	3 meses
Cebola de ano	0	85 a 90						1 a 3 meses
Cenoura	0 a 1	90 a 95	88,2	-1,35	0,87	0,45	66	4 meses
Cenoura branca	0	90 a 95	78,6	-1,1	0,84	0,46	62	2 a 6 meses
Championn	0 a 2	80 a 85	91,1	-1	0,93	0,47	72	1 a 2 semanas
Couve	0	90 a 95	90,1	-1 a 0	0,93	0,47	73	2 a 4 semanas
Couve-flor	-1 a 0	90	91,7	-0,8	0,93	0,47	73	4 semanas
Erva-doce	0 a -0,5	95 a 98						2 a 4 meses
Ervilha	-0,5 a 0	85 a 90			0,80	0,42	60	1 a 3 semanas
Ervilha em vages	0	85 a 90						1 a 2 semanas
Espinafre	-0,5 a 0	90 a 95	92,7	-0,2	0,94	0,48	73,5	2 a 6 semanas
Feijão seco	5 a 7	70 a 75	88,9	-0,9	0,30	0,25	10	9 a 12 meses



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
LEGUMES E VERDURAS								
Fenção verde	2	90	88,9	-1,2	0,92	0,47	71	3 a 4 semanas 6 a 12 meses
Legumes Congelados	-24 a -18							
Milho doce	-0,2 a 0	85 a 90	73,9	-0,8	0,79	0,42	59	4 a 8 dias
Milho de pipoca	0 a 4,8	85	13,5		0,31	0,24	10,5	
Nabo	0 a 1	90	90,9	-1,2	0,93	0,47	72,5	1 a 4 meses
Pepino	2 a 7	75 a 85	96,1	-0,8	0,97	0,46	76	10 a 14 dias
Pimenta doce	7,2 a 10	85 a 90	92,4	-0,7	0,94	0,47	73	8 a 10 sem.
Pimenta	0 a 4,8	65 a 75	12	-0,4	0,30	0,24	9,5	6 a 9 meses
Rabanetes	0	90 a 95	93,6	-1	0,95	0,48	74,5	3 a 4 semanas
Rábano cavalo	0	90 a 95						10 a 12 meses
Repolho	0 a 1	85 a 90	92,4	-0,5	0,94	0,47	73,5	1 a 3 semanas
Repolho crespo	0	90 a 95	86,6	-0,8	0,89	0,46	69	3 a 4 semanas
Ruibarbo	0 a 1	85 a 90	94,9	-1,2	0,96	0,48	74,5	1 a 3 semanas
Salsa	0 a 1	85 a 90						1 a 2 meses
Tomate maduro	0	85 a 90	94,1	-0,8	0,95	0,48	74,5	1 a 3 semanas
Tomate verde	11,5 a 13	85 a 90	94,7	-0,8	0,95	0,48	74,5	3 a 5 semanas
Vegetais gerais	1	85						2 semanas
LATICÍNIOS								
Coalhada	0	85						1 mês
Creme	0 a 2	80						1 semana
Leite	0 a 2	80 a 85		0	0,94	0,49	70	1 semana
Leite em pó	0 a 1,5	75 a 80						1 a 6 meses
Manteiga	-1 a 4	75 a 80	15 a 16	-18 a -1	0,64	0,34	8	45 dias
Manteiga	-14 a -10	80 a 85	15 a 16	-18 a -1	0,64	0,34	8	12 meses
Margarina	0 a 2	70 a 75						6 meses
Queijo	1	65 a 75	38	-13	0,64	0,36	43	3 a 10 meses



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg·°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg·°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
CARNES E DERIVADOS								
Ave congelada	-12	95 a 100	74	-2,6	0,79	0,37	59	3 meses
Ave congelada	-18	95 a 100	74	-2,6	0,79	0,37	59	6 a 8 meses
Bacon curado	16 a 19	85	13 a 19		0,30 a 0,43	0,24 a 0,29	10 a 22,5	4 a 6 meses
Banha de porco	-1 a 0	80 a 85	0					4 a 6 meses
Banha de porco cong.	-18	90						12 meses
Carne de rês magra	-15 a -18	80 a 85	72	-1	0,77	0,42	56	9 meses
Carne de rês gorda	-15 a -18	80 a 85	51	-1	0,60	0,35	41	9 meses
Bovina	-1,5 a 0	90						4 a 5 semanas
Bovina Congelado	-24 a -18	85 a 95						3 a 12 meses
Caça congelada	-12	80						3 meses
Caça em geral	0,5	70						2 meses
Carne congelada	1 a 5	75 a 80		-3	0,75	0,40	54	6 meses
Carne defumada	-1 a 0	90			0,68-0,76			1 a 3 meses
Carneiro	-12 a -18	80 a 85						3 a 8 meses
Carneiro congelado								
Coelho	0 a 1	80 a 90						5 a 10 dias
Coelho congelado	-24 a -12	80 a 90						6 meses
Cordeiro	0 a 1	85 a 90	60 a 70	-2 a -1,5	0,68 a 0,76	0,38 a 0,51	48 a 55	5 a 10 dias
Cordeiro congelado	-24 a -12	80 a 90						10 meses
Figado	-24 a -12	90 a 95						3 a 4 meses
Frango fresco	0	80	70		0,72	0,40	52,25	1 semana
Frango limpo	-30	80						12 meses
Miúdos	-12	80						3 meses
Peles	1	60						6 meses
Peru	-12	75						6 meses
Porco	0 a 1	80 a 90	35 a 42	-2 a 1,5	0,72	0,40	52	3 a 10 dias
Porco congelado	-24 a -18	85 a 95		-2	0,68	0,38	48	2 a 8 meses
Presunto	0 a 1	85 a 90	47 a 54	-2 a 1,5	0,58 a 0,63	0,34 a 0,36	38 a 43	7 a 12 dias
Presunto congelado	-24 a -18	90 a 95						6 a 8 meses
Presunto curado	16 a 18	50 a 60	40 a 45		0,52 a 0,56	0,32	31 a 35	3 anos



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
Presunto defumado	-10 a -2	70						3 meses
Presunto salgado	15 a 18	75 a 80						12 meses
Salsicha	4 a 5	85 a 90						1 a 3 semanas
Salsicha defumado	1 a 5	80 a 85						6 meses
Toucinho cru	-23 a -10	90 a 95	0					4 a 6 meses
Toucinho defumado	-3 a -1	80 a 90						1 mês
Vitela	0 a 1	90	10 a 80	-2 a 1,5	0,76 a 0,84	0,42 a 0,51	56 a 64	5 a 10 dias
PEIXES								
Arenques	-18							3 a 4 meses
Arenques	-25							5 a 8 meses
Arenques defumado	0 a -10	85						1 a 8 semanas
Bacalhau	-10 a -4	85						2 semanas
Bacalhau	-20	80						6 meses
Cavala	-18							3 a 4 meses
Haddock	-20 a -5	80 a 85						6 meses
Halibú congelado	-20	80						6 meses
Lagosta	-7	80						1 mês
Mariscos	-18							4 meses
Mariscos	-25							8 meses
Ostras c/ concha	0	90			0,84	0,44	64	2 meses
Ostras s/ concha	0	90			0,90	0,46	69	2 meses
Peixe congelado	-20 a -12	90 a 95	62 a 85	-2	0,80	0,41	56	8 a 10 meses
Peixe defumado	4 a 10	50 a 60			0,70	-3,9	51	6 a 8 meses
Peixe dessecado					0,56	0,34	36	
Peixe fresco	-0,5 a 4	90 a 95		-2	0,82	0,41	58,25	1 a 2 semanas
Peixe salmoura fraca	-2 a 1	80 a 90			0,76	0,41	56	4 a 8 meses
Peixe salmoura forte	4,8 a 10	90 a 95			0,76	0,41	56	
Peixe seco	-9 a 0	75 a 80						3 meses
Pescados gordurosos	-18							3 a 4 meses



Alimento	Temperatura Armazenagem (°C)	Umidade Relativa (%)	% Água em peso	Temperatura Congelamento (°C)	Calor Específico Resfriado (Kcal/Kg.°C)	Calor Específico Congelado (Kcal/Kg.°C)	Calor Latente (Kcal/Kg)	Tempo de Armazenamento
Pescados gordurosos	-25							5 a 8 meses
Pescados magros	-18							3 a 4 meses
Pescados magros	-25	75						6 a 8 meses
DIVERSOS								
Açúcar	7 a 10	60	0,5		0,20	0,20	40	1 a 3 anos
Cafê	1,8 a 3	80 a 85	10 a 15					2 a 4 meses
Caviar	-3 a -1	85 a 90						3 meses
Cerveja	0 a 5		90,2	-2	0,92			6 meses
Chocolate	4,5	75			0,76		30	6 meses
Corn flakes	1,7	65						6 meses
Essências	1,7	75						6 semanas
Fermento	0	75						2 semanas
Flores	1,1	85						2 semanas
Fumo em pacote	1	75						6 meses
Gelêia	1	75						6 meses
Gelo	-4	80		0	1	0,50	80	
Mel	1	75	18		0,35	0,26	14	6 meses
Óleos	1 a 12							6 a 12 meses
Óleo de salada	1,8		0					1 ano
Ovo	-1 a 0	85 a 90	67	-2,2	0,76	0,40	54,5	6 a 7 meses
Ovo congelado	-18		73	-2,2	0,76	0,40	55	12 meses
Ovo desidratado	2	0	5		0,76	0,40	55	6 meses
Plasma do sangue	3,3	75						2 meses
Sorvete	-30 a -20	85		-18 a -3	0,78	0,45	26	2 a 12 sem.
Vinho	1	85						6 meses
Xarope enlatado	1	80						6 semanas



Apêndice C - Dados de Produtos

Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. l. (kcal/kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. resp. (kcal/kg 24h)	Tempo Conser. Aprox.	% d'água
CARNES									
Cordeiro cong.	-18	90	-	0,3	46	-1,7	-	6 - 8 meses	58
Cordeiro fresco	0...1	85...90	0,67	-	-	-	-	5 - 12 dias	58
Figado	0...1	80...85	0,72	0,4	52	-1,7	-	1- 6 semanas	65,5
Toucinho	7	90...95	0,52	-	-	-	-	4 - 8 meses	-
Lombo	0...1	85...90	0,68	0,38	48	-2,8	-	7- 12 dias	60
Porco defum.	-	-	0,6	0,32	-	-	-	-	57
Porco cong.	-18	90...95	-	0,38	48	-2,2	-	4 - 6 meses	60
Porco fresco	0...1	85...90	0,68	-	-	-	-	3 - 7 dias	60
Nov. gordo cong.	-15	90...95	-	0,35	44	-2,2	-	6 - 9 meses	-
Nov. gordo fres.	-1...1	88...92	0,6	-	-	-	-	1- 6 semanas	-
Nov. magro cong.	-15	90...95	-	0,4	56	-1,7	-	6 - 9 meses	68
Nov. magro fres.	-1...1	88...92	0,77	-	-	-	-	1- 6 semanas	68
Nov. limpo	-	-	0,22...0,24	0,19...0,26	4...12	-	-	-	-
Bucho	1...4,5	85	0,5	0,3	14	-	-	2 - 6 semanas	20
Aves cong.	-29	90...95	-	0,37	59	-2,8	-	9 - 10 meses	74
Aves frescas	0	85...90	0,79	-	-	-	-	1 semana	74
Presunto	0...1	85...90	0,68	0,38	48	-2,8	-	7 - 12 dias	60
Salame defum.	4,5...7	85...90	0,86	0,56	48	-3,9	-	6 meses	60
Salame seco	-	-	0,39	0,56	52	-3,3	-	-	65
Salame fresco	-	-	0,89	0,56	52	-3,3	-	-	65
Bezerro	0...1	90...95	0,71	0,39	51	-1,7	-	5 - 10 dias	63
FRUTAS									
Damasco	-0,5...1	85...90	0,88	0,4	68	-2,2	-	1 - 2 semanas	85
Ananás	4,5...7	85...90	0,88	0,45	68	-1,4	-	2 - 6 semanas	85
Melancia	2...4,5	85...90	0,97	0,48	73	-1,6	-	2 - 3 semanas	92
Laranja	0...1	85...90	0,9	0,46	69	-2,2	0,22	8 - 12 semanas	87
Abacate	7...13	85...90	0,91	0,49	76	-2,7	3,7...11	4 semanas	94
Bananas	14...16	85...95	0,8	0,42	60	-2,2	2,5	1 - 2 semanas	75
Cidra	9...10	85...90	0,89	0,46	68	-1,7	0,23	6 - 8 semanas	86
Cereja cong.	-18	90	-	0,45	68	-3,3	-	10 - 12 meses	83
Cereja fresca	-0,5...0	85...90	0,87	-	-	-	-	10 - 14 dias	83
Tâmara seca	0	50...60	0,36	0,26	16	-20	-	9 - 12 meses	20
Tâmara fresca	-2...0	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 meses	78
Figo seco	0...4,5	50...60	0,39	0,27	19	-	-	9 - 12 dias	24
Figo fresco	-2...0	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 dias	78
Morango cong.	-18	90	-	0,47	72	-1,2	-	10 - 12 meses	90
Morango fresco	-0,5...0	85...90	0,92	-	-	-	-	7 - 10 dias	90
Caqui	-1	85...90	0,84	0,43	62	-2	-	2 meses	78
Framboesa	-0,5...0	85...90	0,85	0,45	68	-1	1,9...2,4	7 dias	82
Limão	0...10/15	85...90	0,92	0,46	71	-2,2	0,23	1 - 4 meses	89
Tangerina	-0,5...3,3	90...95	0,93	0,51	70	-2,2	0,9	3 - 4 semanas	87
Manga	10	85...90	0,9	0,46	74	0	-	2 - 3 semanas	93
Romã	1...1,7	85...90	0,87	0,48	62	-2,2	-	2 - 4 meses	77
Maçã	-1...0	85...90	0,86	0,45	67	-2	0,25	2 - 6 meses	84
Maçã doce	-0,5...0	85...90	0,88	0,45	68	-2,2	-	2 - 3 meses	85
Melão	0...4,5	85...90	0,84	0,48	73	-1,7	0,55	5 dias	93



Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Murta	2..4,5	85...90	0,9	0,46	69	-2,6	-	1 - 4 meses	87
Amora	-0,5...0	85...90	0,88	0,46	68	-1,7	-	7 dias	85
Pera	-1,7...0,5	85...90	0,86	0,45	66	-2	0,21	2 - 6 meses	84
Pêssego cong.	-18	90	-	0,46	69	-1,4	-	10 - 12 meses	87
Pêssego fresco	-0,5...0	85...90	0,9	-	-	-	0,31	2 - 4 semanas	87
Polpas	10	85...90	0,91	0,46	70	-2,2	0,3	4 - 8 semanas	89
Ameixas	-0,5...0	80...85	0,88	0,45	68	-2	-	3 - 4 semanas	86
Ribes	0	80...85	0,88	0,45	67	-1	-	10 - 14 semana	85
Uva Itália	-0,5...0	80...85	0,9	0,46	70	-1,7	-	3 - 4 semanas	88
Uva	-0,5...0	85...90	0,86	0,44	64	-3,2	0,23	3 - 8 semanas	82
PEIXES									
Merlusa	0...1,7	90...95	0,9	0,49	66	-2,2	-	5 - 15 dias	-
Peixe seco	4...10	50...60	0,56	0,34	36	-	-	6 - 8 meses	-
Peixe gordo cong.	-18	85...90	-	0,38	50	-2,2	-	2 - 4 meses	60
Peixe gordo	0...-1,5	85...90	0,7	-	-	-	-	1 semana	60
Peixe magro cong.	-18	85...90	-	0,45	68	-1,7	-	3 - 4 meses	70
Peixe magro fres.	0...-1	85...90	0,86	-	-	-	-	5 - 15 dias	70
VÁRIOS									
Cerveja	5	-	1	-	-	-2,2	-	-	92
Manteiga	0..4,5	80...85	0,64	0,34	8	-1	-	2 meses	15
Crustáceos	0,5	90...95	0,83	0,45	66	-2,2	-	3 - 7 dias	71
Doces em geral	-18...10	40...65	0,93	-	-	-	-	-	-
Farinhas	-	-	0,38	0,28	-	-	-	-	13,5
Flores cortadas	-0,5...7	80...85	-	-	-	0	-	-	-
Queijos	-1...7	65...70	0,64...0,7	0,32...0,4	44...48	-9...-7	1...1,4	varia	55...60
Sorvete	-26	-	0...78	0,45	53	-2,8	-	mais de 1 mês	58...66
Leite	0,5	-	0,93	0,49	69	-0,5	-	7 dias	88
Levedura/Ferm.	-0,5...0	-	0,77	0,41	57	-	-	-	71
Lúpulo	-1,7...0	50...60	-	-	-	-	0,42	mais de 1 mês	-
Malte	-	-	-	-	-	-	0,42	-	-
Margarina	1,7	60...70	0,32	0,25	12	-	-	1 ano	15
Mel	-	-	0,35	0,26	14	-	0,39	mais de 1 ano	18
Noz seca	0...10	65...75	0,2...0,29	0,19...0,24	2...8	-	0,28	8 - 12 meses	3...10
Óleo	1...2	-	-	-	-	-	-	10 - 12 meses	-
Ostra	0,5	90...95	0,83	0,44	64	-2,8	-	3 - 7 dias	80
Pão cong.	-18	-	0,7	0,34	26...29	-	-	mais de 1 semana	32...37
Nata	0,5	-	0,85	0,4	50	-2,2	-	7 dias	73
Memb. vinhos	-15...-18	40...60	-	-	-	-	-	mais de 1 ano	-
Massa/sovar	1...4,5	45...55	-	0,4	-	-	-	muitos anos	-
Ovas cong.	-18	-	-	0,4	56	-2,8	-	12 meses	-
Ovas frescas	-1,7...1,5	80...85	0,76	-	-	-	-	6 - 9 meses	-
VERDURAS									
Aspargos cong.	-18	85...90	-	0,48	74	-1,2	-	6 - 12 meses	93
Aspargos fres.	0	90...95	0,94	-	-	-	3,2...6,4	2 - 3 semanas	93
Beterraba	0	90...95	0,9	0,46	70	-0,5	0,75	1 - 3 meses	88
Brócoli	0	90...95	0,92	0,47	72	-1,6	3...4,7	7 - 10 dias	90
Alcachofra cong.	-18	85...90	-	0,45	67	-1,6	-	6 - 12 meses	84
Alcachofra fresca	-0,5...0	90...95	0,87	-	-	-	2,8	1 - 2 semanas	84
Cenoura cong.	-18	80...85	-	0,46	70	-1,3	-	6 - 12 meses	88



Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Cenoura fresca	0	90...95	0,9	-	-	-	0,6	4 - 5 meses	88
Couve-flor	0	90...95	0,93	0,47	73	-1	1,25	2 - 3 semanas	92
Repolho	0	90...95	0,94	0,47	73	-0,4	0,5	3 - 4 meses	92
Repolho bruxel	0	90...95	0,88	0,46	68	-0,5	1,8...3	3 - 4 semanas	85
Repolho roxo	0	90...95	0,89	0,46	69	-0,7	-	2 - 3 semanas	87
Pepino	7...10	90...95	0,97	0,49	76	-0,8	-	10 - 14 dias	96
Cebola	0	70...75	0,9	0,46	69	-1	0,2...0,3	6 - 8 meses	87
Crauti	-	-	0,92	0,47	72	-3,3	-	-	89
Feijão	-	-	0,3	0,24	10	-	-	-	12
Feijão fresco	5...7	85...90	0,91	0,47	71	-1,3	2	1 - 2 semanas	88
Lentilha	7	85...90	0,91	0,47	71	-1,3	2,7	8 - 10 dias	89
Funghi	0...1,7	85...90	0,93	0,47	72	-1	1,7	3 - 5 dias	91
Trigo	-	-	0,28	0,23	8	-	-	-	10
Trigo verde	-0,5...0	85...90	0,79	0,42	59	-1,7	2...3,1	4 - 8 dias	75
Endívia	0	90...95	0,94	0,48	73	-0,6	-	2 - 3 semanas	93
Alface	0	90...95	0,96	0,48	76	-0,4	0,65	3 - 4 semanas	95
Berinjela	7...10	85...90	0,94	0,48	73	-0,9	-	10 dias	93
Azeitonas	7...10	85...90	0,8	0,42	60	-2	-	4 - 6 semanas	75
Pastinaga	0	90...95	0,84	0,46	62	-1,7	-	2 - 6 meses	79
Batata	3,3...10	85...90	0,82	0,43	62	-1,7	0,35...0,5	4 - 8 meses	78
Batata doce	13...15,5	90...95	0,75	0,4	54	-1,9	0,5	4 - 6 meses	68
Pimentão	7...10	85...90	0,94	0,47	73	-1	1,3	8 - 10 meses	92
Ervilha cong.	-18	85...90	-	0,42	59	-1	-	8 - 12 meses	74
Ervilha	-	-	0,28	0,22	8	-	-	-	10
Ervilha fresca	0	85...90	0,79	-	-	-	3,7...4,5	1 - 2 semanas	74
Tomate mad.	-0,5	85...90	0,95	0,48	74	-1	3,5	2 - 7 dias	94
Tomate verde	-0,5	85...90	0,95	0,48	74	-1	1,7	2 - 4 semanas	95
Rábano	0	90...95	0,78	0,42	58	-3,1	-	10 - 12 semanas	73
Nabo	0	90...95	0,93	0,47	72	-0,8	0,5	4 - 5 meses	91
Aipo	-0,5	90...95	0,95	0,48	75	-1,3	0,45	2 - 4 meses	94
Espinafre cong.	-18	85...90	-	0,48	73	-0,9	-	6 - 12 meses	93
Espinafre fres.	0	90...95	0,94	-	-	-	2,2	10 - 14 dias	93
Abóbora	10...13	70...75	0,92	0,47	72	-1	-	2 - 6 meses	90



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Apostila de Refrigeração da FUPAI, Itajubá MG.

ASHRAE, 1996 “ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment”, ASHRAE Inc., Atlanta, GA.

COSTA, E. C. , 1982, “Refrigeração”, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo.

DOSSAT, R., J., 1980, “Princípios de Refrigeração”, Editora Hemus, São Paulo.

PIZZETTI, C., 1970, “Acondicionamiento del Aire y Refrigeracion”, Costanilla de Los Angeles, Editorial Interciencia, 15, Madrid-13.

Revista “ABRAVA”, abril-agosto 1980.

Revista “ABRAVA”, Março 1982.

Revista “ABRAVA”, Set/out 1990.

Revista “OFICINA DO FRIO” - Jul-Ago 1996.

Revista “OFICINA DO FRIO” - Nov de 1997 (vol. 34).

Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002.

STOECKER, W. F., e JONES, J. W., 1985, “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora McGraw-Hill do Brasil.

STOECKER, W. F., JABARDO, J., M., 2002, “Refrigeração Industrial”, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo.

YAMANE, E. e SAITO, H., 1986, “Tecnologia do Condicionamento de Ar”, Editora Edgard Blucher Ltda.