

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
SETOR DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

REFRIGERAÇÃO

DISCIPLINA: TM182 - REFRIGERAÇÃO E CLIMATIZAÇÃO
Prof. RUDMAR SERAFIM MATOS, D. Sc.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO UNIVERSAL.....	1
1.2 CONCEITOS.....	3
1.3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	5
1.4 APLICAÇÕES DA REFRIGERAÇÃO.....	6
2 SISTEMAS DE COMPRESSÃO A VAPOR DE ÚNICO ESTÁGIO	12
2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT.....	12
2.2 CICLO ELEMENTAR DE REFRIGERAÇÃO.....	15
2.3 CICLO SATURADO SIMPLES DE COMPRESSÃO A VAPOR.....	17
2.4 CICLO REAL DE COMPRESSÃO A VAPOR.....	27
2.5 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	33
3 SISTEMAS DE COMPRESSÃO A VAPOR DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS	36
3.1 INSTALAÇÃO COM VÁRIOS EVAPORADORES.....	36
3.2 INSTALAÇÃO PARA OBTENÇÃO DE BAIXAS TEMPERATURAS.....	38
3.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	42
4 SISTEMAS DE ABSORÇÃO	44
4.1 SISTEMA BrLi-ÁGUA.....	44
4.2 SISTEMA ÁGUA-AMÔNIA.....	48
4.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	50
5 COMPRESSORES	51
5.1 COMPRESSORES ALTERNATIVOS.....	51
5.2 COMPRESSORES ROTATIVOS.....	67
5.3 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS.....	76
5.4 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	78
6 CONDENSADORES	79
6.1 CONDENSADORES RESFRIADOS A ÁGUA.....	79
6.2 CONDENSADORES RESFRIADOS A AR.....	85
6.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	90
7 TORRES DE RESFRIAMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS	91
7.1 TORRES DE RESFRIAMENTO.....	91
7.2 CONDENSADORES EVAPORATIVOS.....	96
8 EVAPORADORES	98
8.1 TIPOS CONSTRUTIVOS DOS EVAPORADORES.....	98
8.2 CIRCUITO DO EVAPORADOR.....	100
8.3 MÉTODOS DE ALIMENTAÇÃO DO EVAPORADOR.....	101
8.4 SISTEMAS DE EXPANSÃO DIRETA E INDIRETA.....	103
8.5 EVAPORADORES DE CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA.....	105
8.6 MÉTODOS DE DEGELO.....	105
8.7 LOCALIZAÇÃO DO EVAPORADOR E DISTRIBUIÇÃO DO AR.....	108
8.8 CAPACIDADE DO EVAPORADOR.....	108
8.9 SELEÇÃO DO EVAPORADOR.....	109
8.10 RESFRIADORES DE LÍQUIDO.....	110
8.11 TROCADOR DE PLACAS.....	111
8.12 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	112
9 DISPOSITIVOS MEDIDORES	113

9.1	TUBO CAPILAR.....	113
9.2	VÁLVULA DE EXPANSÃO MANUAL.....	114
9.3	VÁLVULA BÓIA DE ALTA PRESSÃO.....	114
9.4	VÁLVULA BÓIA DE BAIXA PRESSÃO.....	115
9.5	VÁLVULA DE EXPANSÃO AUTOMÁTICA.....	116
9.6	VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA.....	117
9.7	VÁLVULA DE EXPANSÃO ELÉTRICA.....	124
9.8	VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA.....	125
10	ACESSÓRIOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO.....	126
10.1	SEPARADOR DE ÓLEO.....	127
10.2	SILENCIADOR.....	127
10.3	INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	128
10.4	RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO.....	128
10.5	FILTRO SECADOR.....	129
10.6	ACUMULADOR DE SUÇÇÃO.....	130
10.7	FILTRO PARA SUÇÇÃO.....	130
10.8	AQUECEDOR DE ÓLEO.....	131
10.9	VISOR DE LÍQUIDO.....	132
10.10	VÁLVULA SOLENÓIDE.....	132
10.11	VÁLVULA DE INSPEÇÃO.....	134
10.12	VÁLVULA DE SERVIÇO.....	134
10.13	VÁLVULA DE RETENÇÃO.....	135
10.14	REGISTROS.....	135
10.15	VÁLVULAS DE SEGURANÇA.....	135
10.16	PLUG FUSÍVEL.....	135
11	CONTROLES AUTOMÁTICOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO.....	136
11.1	COMPONENTES BÁSICOS DE UM SISTEMA DE CONTROLE.....	136
11.2	TIPOS OU FORMAS DE CONTROLE.....	137
11.3	DISPOSITIVOS DE CONTROLE.....	139
11.4	CONTROLES ELÉTRICOS.....	144
11.5	FUNCIONAMENTO DO CIRCUITO DE CONTROLE ELÉTRICO DE UM CONDICIONADOR DE AR.....	150
12	ISOLAMENTO TÉRMICO.....	154
12.1	CÁLCULO DA ESPESSURA DO ISOLAMENTO.....	154
12.2	ESPESSURA ECONÔMICA DE ISOLAMENTO.....	155
12.3	ISOLAMENTO DAS CÂMARAS FRIGORÍFICAS.....	156
12.4	ISOLAMENTO DAS TUBULAÇÕES FRIGORÍFICAS.....	159
12.5	ISOLAMENTO ACÚSTICO E ANTIVIBRATÓRIO DAS TUBULAÇÕES.....	160
12.6	ISOLAMENTO DAS TUBULAÇÕES DE ÁGUA GELADA.....	161
12.7	ISOLAMENTO DE DUTOS DE AR CONDICIONADO.....	163
12.8	CONDENSAÇÃO SUPERFICIAL.....	163
12.9	EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	165
13	TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE.....	167
13.1	DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO.....	167
13.2	DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE SUÇÇÃO.....	168
13.3	DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE DESCARGA.....	170
13.4	PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO DA TUBULAÇÃO.....	171
13.5	TESTE DE VAZAMENTO.....	174
13.6	VÁCUO NO SISTEMA.....	175
13.7	CARGA DE ÓLEO.....	175

13.8	EXEMPLO ILUSTRATIVO.....	176
14	CARGA TÉRMICA EM INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS.....	177
14.1	DADOS INICIAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DAS INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS.....	177
14.2	CARGA TÉRMICA.....	181
14.3	EXEMPLO ILUSTRATIVO.....	190
15	FLUIDOS REFRIGERANTES.....	192
15.1	ASPECTOS CARACTERÍSTICOS DOS REFRIGERANTES.....	195
15.2	DESENVOLVIMENTO E CARACTERÍSTICAS DOS REFRIGERANTES.....	196
15.3	DESEMPENHO DOS REFRIGERANTES NO CICLO.....	204
16	ÓLEOS DE REFRIGERAÇÃO.....	206
16.1	CLASSIFICAÇÃO GERAL DOS ÓLEOS.....	206
16.2	PROPRIEDADES DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES.....	207
16.3	LUBRIFICANTES SINTÉTICOS.....	213
17	ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	215
17.1	PROBLEMAS NA ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	215
17.2	BALANÇO DE ÁGUAS EM UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO.....	218
17.3	MÉTODOS PREVENTIVOS.....	219
17.4	PROGRAMA DE TRATAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	220
17.5	FAIXA DE CONTROLE DA QUALIDADE DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	221
17.6	TRATAMENTOS INICIAIS PARA SISTEMAS ABERTOS.....	222
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	223
	DIAGRAMAS E TABELAS.....	224 a 242

1 INTRODUÇÃO

1.1 HISTÓRIA DA REFRIGERAÇÃO UNIVERSAL

O uso da refrigeração e do ar condicionado representou um dos mais importantes avanços da civilização moderna. A possibilidade de guardar e distribuir alimentos e de viver e trabalhar em climas adversos deu às atividades humanas perspectivas muito maiores do que aquelas anteriormente possíveis.

A prática da refrigeração e do ar condicionado existe desde os dias do homem das cavernas.

Um poeta chinês do século XI A/C. Descreve a coleta e armazenagem de gelo natural. O resfriamento por meio de gelo e neve é frequentemente mencionado no decorrer da História. Mesmo em climas razoavelmente quentes, áreas naturais de armazenamento, como cavernas ou rachaduras do solo, possibilitam a conservação do gelo e da neve muito depois que a acumulação do inverno desaparece da superfície.

Antigos soberanos, com a ajuda de trabalho escravo em grande escala, mandavam trazer enormes pilhas de neve das montanhas próximas para produzir brisas refrescantes na primavera e esfriar os refrescos. Na Europa, durante a Idade Média, os nobres mandavam encher de neve buracos e trincheiras, durante o inverno, para que pudessem preparar bebidas frias e sobremesas geladas durante os meses de verão. Foram descritos muitos dispositivos engenhosos onde se usava a evaporação da água para esfriar o ar e tornar a vida mais amena.

A água foi o primeiro refrigerante, com uma longa história que se estende até os tempos modernos. Com a passagem dos anos, foram melhorando os métodos de armazenagem e manuseio, mas em todas as partes do mundo o gelo natural continua sendo usado.

Com a invenção do microscópio no século XVIII, verificou-se a existência de micro-organismos (micróbios, bactérias, enzimas).

Mais tarde, cientistas demonstram que alguns desses micróbios são responsáveis pela decomposição dos alimentos. Outros estudos provaram que a propagação dos micróbios pode ser impedida com o resfriamento dos alimentos, que enquanto mantido no frio, permanecem conservados.

A primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração, operando de maneira cíclica, foi feita por Jacob Perkins, em 1834 (British Patent 6662), (fig. 1). O trabalho de Perkins despertou pouco interesse. Não foi mencionado na literatura da época e permaneceu esquecido por aproximadamente 50 anos, até que Bramwell descreveu o artigo para o *Journal of the Royal Society of Arts*.

O principal responsável por tornar o princípio de refrigeração por compressão mecânica em um equipamento real foi James Harrison (escocês, nascido em 1815 ou 1816), (fig. 2). Não se sabe se Harrison conhecia ou não o trabalho de Perkins. Em 1856 e em 1857 obteve, respectivamente, as patentes britânicas 747 e 2362.

FIGURA 1 - EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO DE JACOB PERKINS

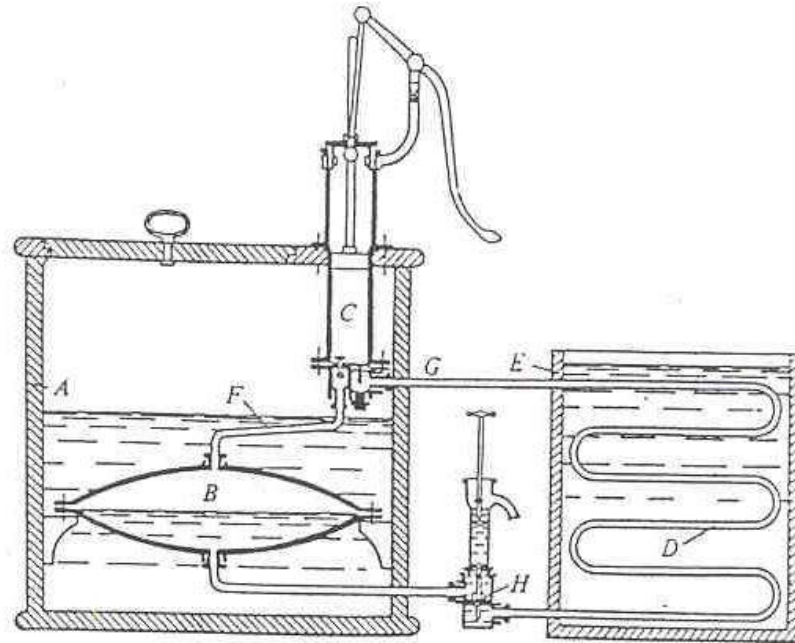
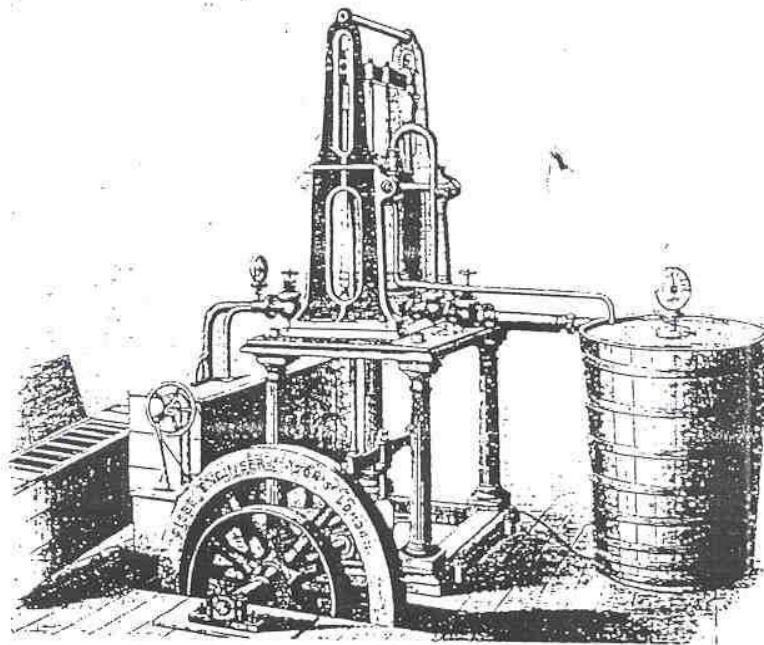


FIGURA 2 - EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO DE JAMES HARRISON



Em 1862, em uma exibição internacional em Londres, o equipamento de Harrison, fabricado por Daniel Siebe, foi apresentado à sociedade da época.

A partir daí desenvolveram-se diversos sistemas de produção do frio artificiais e também vários tipos de gás refrigerante foram desenvolvidos e usados.

Depois de muita luta em sistemas falidos, a engenharia da refrigeração recebeu uma contribuição decisiva. Foi no começo do século, com a descoberta da eletricidade por Thomas Edson. Já em 1918 surgiu o primeiro refrigerador automático movido à eletricidade e com um pequeno motor. Quem fabricou o primeiro refrigerador em pequena escala foi Kelvinator Company, dos Estados Unidos.

Mas foi em 1928 que surgiram os gases refrigerantes fluorados, desenvolvidos por Sr. Thomas Midgely e esta substância demonstrou-se que não era tóxica, a partir daí a indústria de refrigeração desenvolveu-se a todo vapor, onde abrange os mais variados tipos de aplicação.

1.2 CONCEITOS

REFRIGERAÇÃO: consiste no processo de retirar calor de um corpo ou espaço para reduzir sua temperatura e transferir este calor para um outro espaço ou corpo.

ARREFECIMENTO: Abaixamento da temperatura de um corpo até a temperatura ambiente.

RESFRIAMENTO: Abaixamento da temperatura de um corpo da temperatura ambiente até sua temperatura de congelamento.

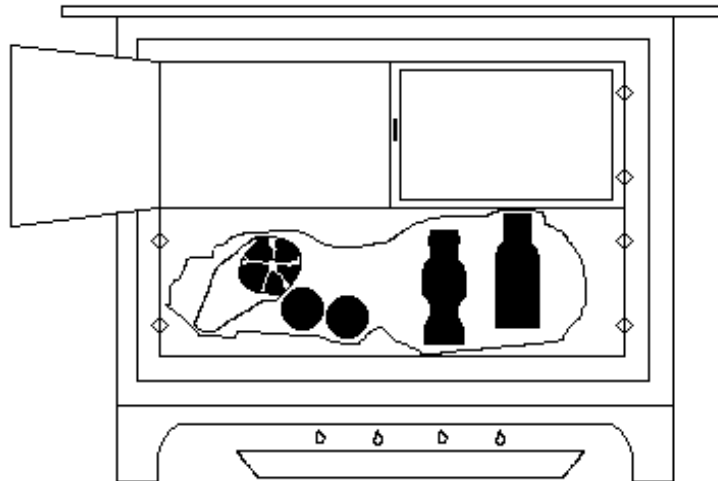
CONGELAMENTO: Abaixamento da temperatura de um corpo aquém da sua temperatura de congelamento.

ISOLAMENTO TÉRMICO: O espaço refrigerado se encontra a temperatura abaixo do ambiente que o envolve. Para limitar o fluxo de calor para o interior do espaço refrigerado a um mínimo prático, é necessário isolar o espaço refrigerado utilizando um bom isolante térmico.

AGENTE REFRIGERANTE: É o corpo empregado como absorvedor de calor ou agente de resfriamento do espaço refrigerado. Exs: Gelo, gelo seco (dióxido de carbono) e refrigerantes líquidos.

REFRIGERAÇÃO COM GELO: Nos refrigeradores com gelo, a pedra de gelo é colocada na parte superior e o calor é absorvido do ar. O ar, devido as correntes de convecção, resfria todo o espaço interno do refrigerador, (fig. 3).

FIGURA 3 - REFRIGERADOR COM GELO



São desvantagens:

- temperatura mínima limitada a 0°C;
- necessidade de constante reposição;
- eliminação da água de degelo;
- dificuldade de controle da razão de troca de calor.

Vantagens:

- evita a desidratação de produtos não embalados;
- mantém a aparência de produtos não embalados;
- o gelo é muito usado na refrigeração de vegetais, peixes e carnes, etc.

REFRIGERANTES LÍQUIDOS: A base dos sistemas mecânicos de refrigeração é a elevada capacidade que os líquidos tem de absorver calor quando vaporizam.

As principais vantagens do uso de refrigerantes líquidos são:

- a vaporização é facilmente controlada podendo ser iniciada e interrompida quando necessário;
- a temperatura de vaporização pode ser controlada pela pressão;
- a razão de troca de calor pode ser pré-determinada;
- o vapor pode ser facilmente coletado e condensado para ser novamente utilizado.

Uma propriedade importante de um refrigerante líquido é apresentar baixas temperaturas de saturação.

Os Refrigerantes mais importantes são:

- Amônia (R717);
- Tricloromonofluormetano (Freon-11 ou R-11);

- Diclorodifluormetano (Freon-12 ou R-12);
- Monoclorodifluormetano (Freon-22 ou R-22);
- Tetracloretodecarbono (R-10) e outros.

1.3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Teoricamente, qualquer fenômeno físico ou químico de natureza endotérmica pode ser aproveitado para a produção do frio.

Entre os processos endotérmicos usados na refrigeração, podemos citar:

- a fusão de sólidos, como o gelo comum (0°C) e o gelo seco (neve carbônica $-78,9^{\circ}\text{C}$);
- a mistura de certos corpos com água (-20 a -40°C), com gelo de água (-20 a -50°C), ou com gelo seco (-100°C), as quais tomam o nome de misturas criogênicas;
- a expansão de um gás com a produção de trabalho;
- os fenômenos de adsorção;
- os fenômenos termoelétricos.

Os dois primeiros processos são descontínuos e se restringem a pequenas produções de frio (uso doméstico, em laboratórios, etc.), enquanto que os demais podem ser associados aos seus inversos, de modo a permitir a produção contínua do frio. Assim, a expansão de um gás associada à sua compressão é adotada nas máquinas frigoríficas a ar e na indústria da liquefação dos gases.

A vaporização contínua de um líquido puro, por sua vez, pode ser obtida:

- por meios mecânicos, nas chamadas máquinas frigoríficas de compressão de vapor;
- por meio de ejeção de vapor, usada nas máquinas frigoríficas de vapor-d'água;
- por meio de aquecimento, método usado nas chamadas instalações de absorção.

Os fenômenos de adsorção são aplicados nas máquinas de Sílica-gel, cujo funcionamento se assemelha ao das máquinas de absorção.

Os fenômenos termelétricos, por sua vez, são atualmente aplicados na técnica do frio apenas em pequena escala (pequenos refrigeradores domésticos e de laboratórios).

A distribuição do frio nas instalações frigoríficas convencionais, de uma maneira geral, pode ser feita por expansão direta ou indireta, e a conservação do frio por meio dos isolamentos térmicos.

1.4 APLICAÇÕES DA REFRIGERAÇÃO

1.4.1 Refrigeração Doméstica

A refrigeração doméstica é uma extensão um tanto limitada, abrangendo principalmente a fabricação de refrigeradores de uso doméstico e congeladores caseiros, (fig. 4). Contudo, como o número de unidades em serviço é muito grande, a refrigeração doméstica representa uma parte importante da indústria de refrigeração. As unidades domésticas são geralmente pequenas em tamanho, tendo potências nominais entre 1/20 e 1/2 CV, e são do tipo hermeticamente fechado.

FIGURA 4 - REFRIGERADORES DOMÉSTICOS



1.4.2 Refrigeração Comercial

A refrigeração comercial abrange projeto, instalação e manutenção de instalações refrigeradas do tipo usado pelas lojas comerciais, restaurantes, hotéis e locais de armazenamento, exposição, beneficiamento e distribuição de mercadorias perecíveis de todos os tipos, (fig. 5).

FIGURA 5 - REFRIGERAÇÃO COMERCIAL EM SUPERMERCADOS



1.4.3 Refrigeração Industrial

A refrigeração industrial é muitas vezes confundida com a refrigeração comercial, porque a divisão entre estas duas áreas não é definida claramente. Como uma regra geral, as aplicações industriais são maiores que as comerciais em tamanho e tem a característica marcante de requererem um operador de serviço, geralmente um engenheiro de operações. As aplicações típicas industriais são fábricas de gelo, grandes instalações de empacotamento de gêneros alimentícios (carne, peixe, aves, alimentos congelados, etc.), cervejarias, fábricas de laticínios e instalações industriais, como refinarias de óleos, fábricas de produtos químicos, fábricas de borrachas, etc., (fig. 6). A refrigeração industrial inclui também aquelas aplicações concernentes com a indústria da construção onde escavações são em alguns casos facilitadas pelo congelamento do solo, outra aplicação importante é o resfriamento de grandes massas de concreto pois a reação que ocorre durante a cura do concreto é exotérmica e, portanto, o calor deve ser removido para evitar a expansão e o aparecimento de tensões no concreto.

FIGURA 6 - CÂMARA FRIGORÍFICA EM REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL



1.4.4 Refrigeração Marítima e de Transporte

A refrigeração marítima, naturalmente, refere-se à refrigeração a bordo de embarcações marítimas e inclui, por exemplo, refrigeração para barcos de pesca e para embarcações de transporte de carga perecível, assim como para os navios de armazenamento ou embarcações de todos os tipos.

A refrigeração de transporte relaciona-se com equipamentos de refrigeração quando é aplicada a caminhões, (fig. 7) tanto para transportes a longa distância como para entregas locais, e vagões ferroviários refrigerados.

FIGURA 7 - REFRIGERAÇÃO DE TRANSPORTE



1.4.5 Refrigeração para Baixas Temperaturas

Dentre as aplicações da refrigeração para baixas temperaturas pode-se destacar a criogenia que trata do conjunto de técnicas destinadas à produção e a utilização de baixíssimas temperaturas, (fig. 8). Seus principais produtos são os gases liquefeitos cujas temperaturas de liquefação são muito baixas. A liquefação dos gases é obtida em equipamentos especiais onde, o próprio gás age como refrigerante ou, para aumentar o rendimento do processo, são usados refrigerantes adicionais. Na metalurgia a aplicação ocorre na construção de materiais para baixas temperaturas para produção, armazenagem e transporte de produtos liquefeitos do ar (oxigênio, nitrogênio). Aplicações clínicas também utilizam refrigeração para baixas temperaturas.

FIGURA 8 - TÚNEL DE CONGELAMENTO QUE UTILIZA CRIOGENIA

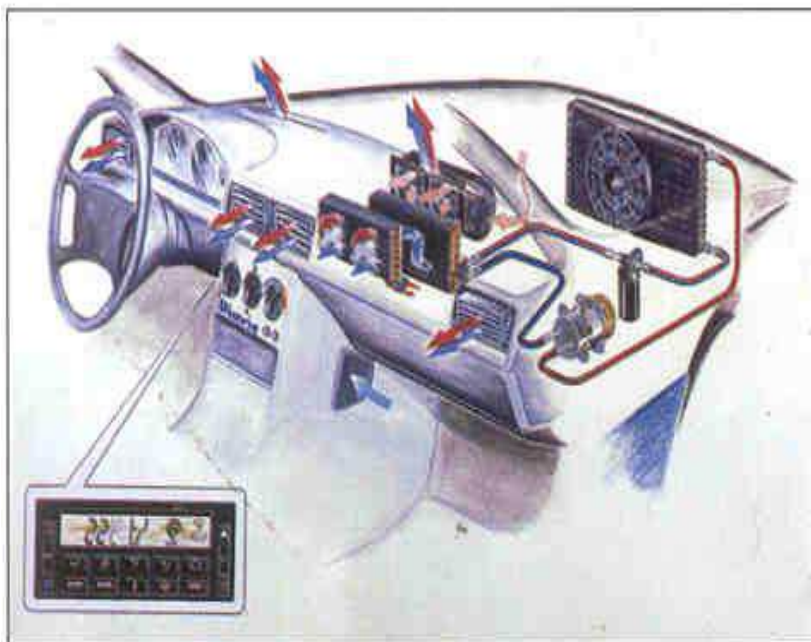


1.4.6 Condicionamento de Ar

O condicionamento de ar pode ser dividido em duas categorias distintas de acordo com sua aplicação: para o conforto e industrial. Enquanto o condicionamento de ar para conforto visa às pessoas (residencial, em veículos, etc.), (fig. 9), o industrial tem por objetivo satisfazer condições de processo.

O condicionamento de ar na indústria pode ser encontrado em aplicações tais como: indústria de impressão, onde um rígido controle da umidade se faz necessário para uma fixação adequada das cores em impressão colorida; indústria têxtil, onde se busca limitar o rompimento de fibras e reduzir a eletricidade estática; indústria de produção de material fotográfico, onde o material fotográfico virgem se deteriora rapidamente a altas temperaturas e umidades; etc.

FIGURA 9 - CONDICIONAMENTO DE AR EM VEÍCULOS



2 SISTEMAS DE COMPRESSÃO A VAPOR DE ÚNICO ESTÁGIO

O sistema de compressão a vapor é o mais usado na prática. Neste sistema, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão.

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT

Em 1824, um engenheiro francês, chamado Sadi Carnot, publicou um tratado denominado "*Reflections of the Motive Power of Heat*". Neste trabalho Carnot concluiu que calor só pode gerar trabalho quando passa de uma fonte de alta para uma fonte de baixa temperatura. Além disso, ele concluiu que a quantidade de trabalho produzida é função direta da diferença de temperatura das fontes de calor envolvidas.

O trabalho de Carnot foi notável, especialmente porque a sua teoria foi desenvolvida no mínimo 20 anos antes da clássica experiência de James Prescott Joule, que demonstrou ser o calor uma forma de energia.

Embora Carnot tenha postulado que a quantidade de trabalho que pode ser obtida de uma dada quantidade de calor, é uma função da diferença de temperatura das fontes de calor envolvidas, ele não especificou a quantidade de trabalho que poderia ser obtida e nem especificou o ciclo de operação que pudesse obter a quantidade máxima de trabalho.

Todos os processos deste ciclo são ideais (reversíveis):

- não existe atrito;
- não existe troca de calor com diferença finita de temperatura;
- as trocas de calor envolvidas são somente as indicadas no ciclo.

Os processos do ciclo de refrigeração de Carnot (fig. 10) são:

- compressão adiabática, 1-2;
- liberação isotérmica de calor, 2-3;
- expansão adiabática, 3-4;
- admissão isotérmica de calor, 4-1.

Todos os processos do ciclo de Carnot são reversíveis. Consequentemente os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos. O ciclo de refrigeração de Carnot está representado no diagrama, T-s conforme ilustra a (fig. 11).

FIGURA 10 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT

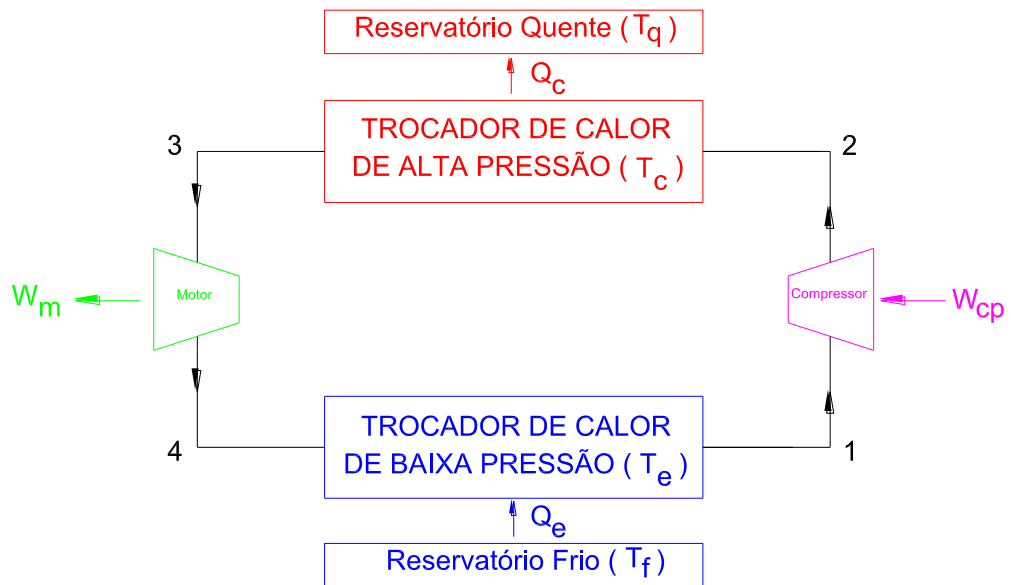
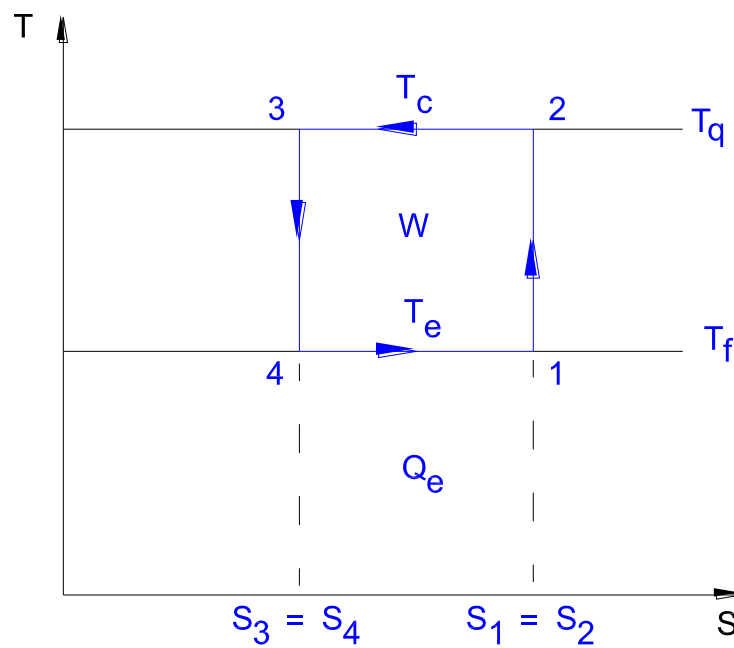


FIGURA 11 - DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPIA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO DE CARNOT



TEOREMA I: Não existe ciclo de refrigeração com coeficiente de performance, COP mais alto do que um ciclo reversível, desde que opere entre as mesmas temperaturas.

TEOREMA II: Todos os ciclos reversíveis que trabalham entre as mesmas temperaturas apresentam o mesmo COP.

Na (fig. 11), o coeficiente de performance, COP do ciclo reversível de Carnot é uma função das temperaturas absolutas do espaço refrigerado (evaporação), T_e e a atmosfera (condensação), T_c .

$COP = \text{Carga de refrigeração} / \text{Trabalho líquido}$

Para processos reversíveis: $dQ = T \cdot \Delta S$, onde:

$$COP = Q_e/W = Q_e/(Q_c - Q_e) = T_e \Delta S / (T_c \Delta S - T_e \Delta S) \quad (1)$$

$$COP = T_e / (T_c - T_e) \quad (2)$$

Conclui-se que para otimizar o COP, deve-se optar por:

- uma temperatura de evaporação, T_e tão alta quanto possível;
- uma temperatura de condensação, T_c tão baixa quanto possível.

Uma bomba de calor usa os mesmos equipamentos que um sistema de refrigeração, entretanto a finalidade é aquecer e não resfriar, neste caso o COP da bomba de calor seria dado por:

$COP_{BC} = \text{Carga de aquecimento} / \text{Trabalho líquido}$

$$COP_{BC} = Q_c/W = Q_c/(Q_c - Q_e) = T_c \Delta S / (T_c \Delta S - T_e \Delta S) \quad (3)$$

$$COP_{BC} = T_c / (T_c - T_e) = T_e / (T_c - T_e) + 1 \quad (4)$$

Convém ressaltar que o ciclo esquematizado, na (fig. 11), ($\Delta T=0$) não é um ciclo de Carnot e sim um ciclo quadrangular no diagrama T-s

Caso o controle sobre T_c e T_e fosse completo, $T_c = T_e$ e $COP = \infty$, tal fato, na prática não é verdadeiro o que será demonstrado a seguir:

Os limites de variação das temperaturas, T_c e T_e são impostas pelo sistema de refrigeração (condições de funcionamento).

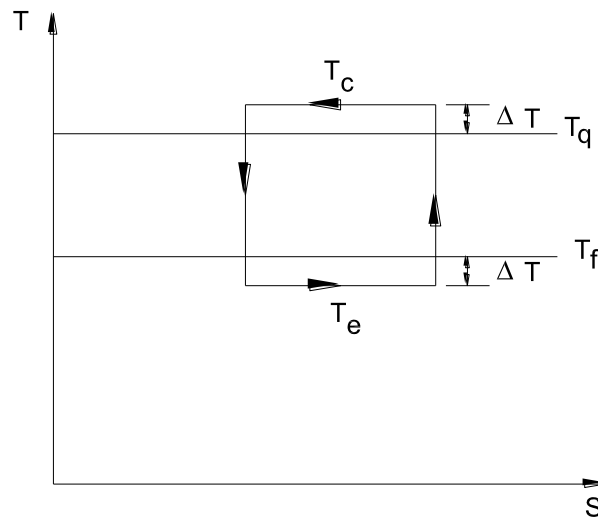
Para que ocorra liberação de calor no condensador $T_c >$ temperatura do meio, T_q .

Para que ocorra absorção de calor no evaporador $T_e <$ temperatura do meio, T_f .

Para que o COP seja máximo deve-se fazer o ΔT tão pequeno quanto possível, e isto consegue-se aumentando ou a área do trocador de calor ou o coeficiente global de transferência de calor ou ambos, pois:

$$Q = A \uparrow U \uparrow \Delta T \downarrow \quad (5)$$

FIGURA 12 - EXIGÊNCIAS DE TEMPERATURA IMPOSTAS SOBRE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

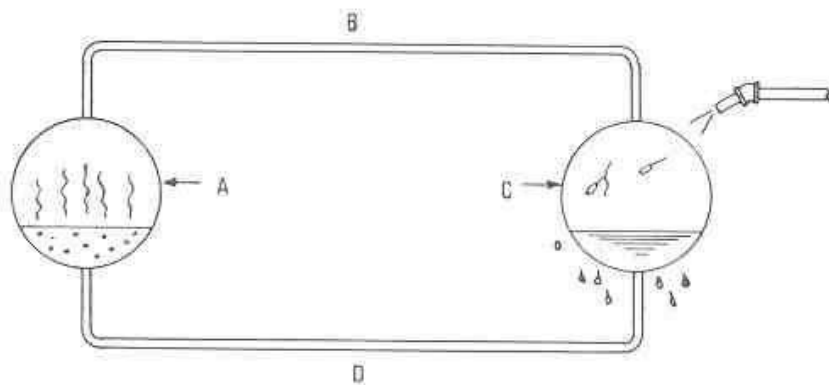


Na prática o ΔT será sempre diferente de zero, pois para que $\Delta T=0$, U ou A deverão tender a infinito o que faz com que os custos tendam a infinito.

2.2 CICLO ELEMENTAR DE REFRIGERAÇÃO

A utilização apropriada de temperatura, pressão e calor latente de vaporização torna possível a refrigeração mecânica. A maneira mais elementar do sistema de refrigeração vê-se ilustrada na (fig. 13). O refrigerante é evaporado na câmara A, absorvendo suficiente calor do ar circundante para prover o necessário calor latente de vaporização.

FIGURA 13 - CICLO ELEMENTAR DE REFRIGERAÇÃO



O vapor criado pelo refrigerante em evaporação passa através do tubo B para a câmara C onde uma corrente de água, passando sobre a parte exterior da câmara absorve o calor latente fazendo com que o gás se condense num líquido. Este líquido corre através do tubo D retornando a câmara de evaporação A.

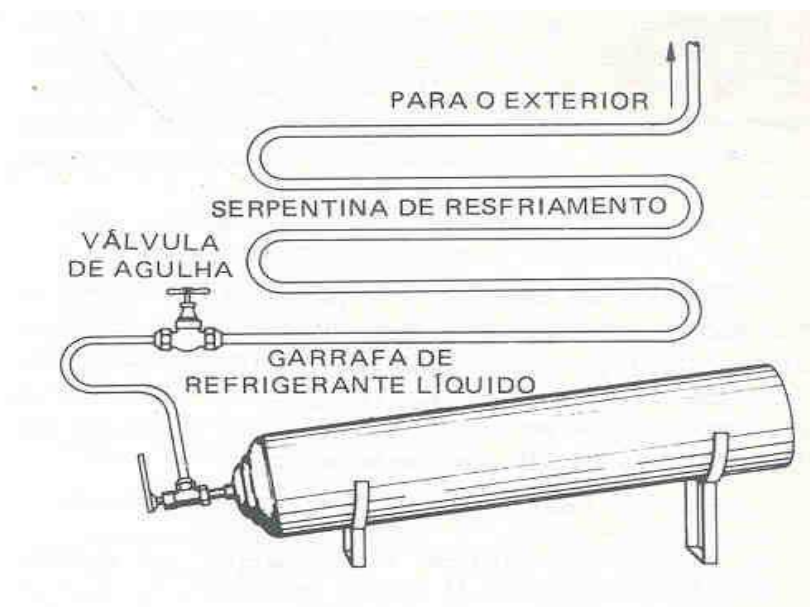
Enquanto o esquema mostrado na (fig. 13) ilustra a utilização de calor latente para absorção e rejeição de calor, um pouco mais de consideração revelará que o sistema acima exposto é pouco prático. Calor tem sempre de fluir de um meio mais quente para um mais frio e, portanto, a água de refrigeração que corre sobre a câmara C tem de ser mais fria do que o gás a ser condensado porque, do contrário, não poderia passar qualquer calor do gás para a água. Se a água estiver tão fria pode ser usada diretamente na câmara A e não é necessário refrigerante.

Infelizmente a temperatura da água ou ar disponíveis para fins de condensação é geralmente tão alta, ou mais alta, do que a temperatura do ar que circunda o evaporador. Isto exige que seja encontrada uma maneira de fazer com que o gás condense a uma temperatura muito mais alta do que do líquido em evaporação. A solução reside em aumento da pressão na câmara C porque aumento de pressão sobre um fluido eleva o ponto de ebulição ou temperatura de condensação.

Se um refrigerante volátil é disponível em forma líquida, ele absorverá calor ao evaporar ou mudar para vapor. É esta mudança de estado que realiza o efeito de resfriamento em um ciclo de refrigeração.

Se for permitido a um refrigerante que expanda através de uma serpentina esfriadora que está aberta para a atmosfera, o refrigerante absorve calor do ar circundante e evapora a uma temperatura correspondente a pressão atmosférica (101,325 kPa). Com refrigerante R-22, esta seria de $-40,8^{\circ}\text{C}$ (fig. 14).

FIGURA 14 - CICLO SIMPLES DE RESFRIAMENTO



Como é a evaporação que realiza o resfriamento, a parte do equipamento em que a evaporação é feita, ou seja, onde é feito o frio é conhecida como evaporador.

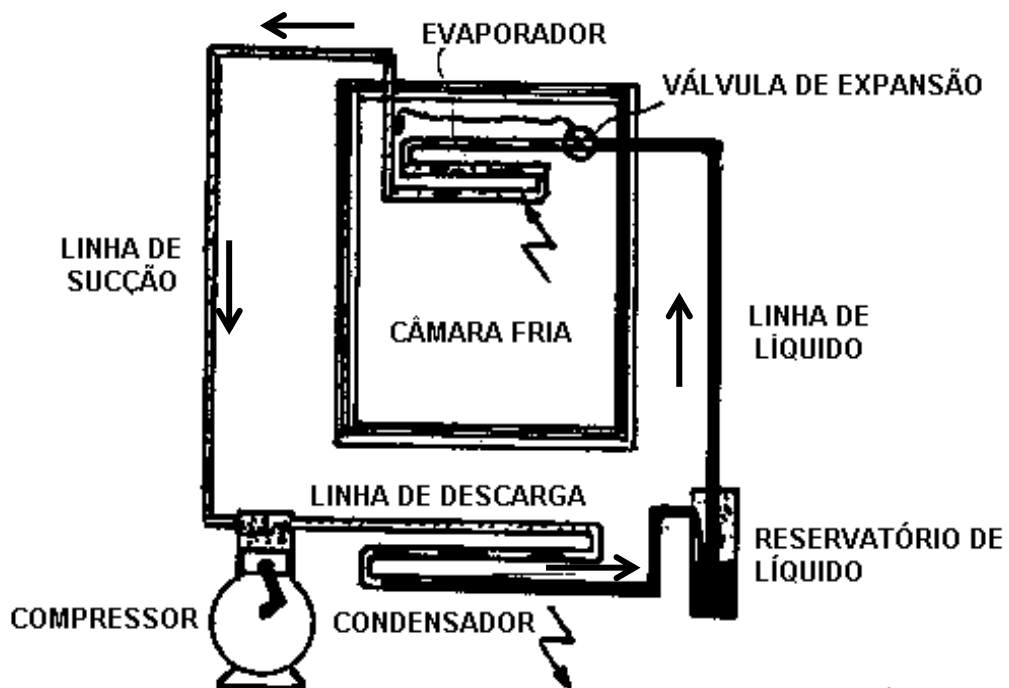
2.3 CICLO SATURADO SIMPLES DE COMPRESSÃO A VAPOR

Se o vapor de refrigerante do evaporador fosse tão somente passado em uma câmara ou tanque (fig. 13), a pressão na câmara iria aumentar até que equilibrasse com a pressão da fonte do suprimento de refrigerante, correspondente a temperatura ambiente, e o efeito de refrigeração iria parar. Portanto, é necessário remover continuamente o vapor de refrigerante, tão rapidamente quanto seja formado para manter a pressão apropriada, e conseqüentemente a temperatura de saturação e ebulição no evaporador. Esta é a função do compressor.

Os componentes do ciclo mostrado na (fig. 14) poderiam prover refrigeração ou resfriamento. Entretanto, tal arranjo seria de operação muito dispendiosa, pois o refrigerante seria perdido. Portanto, equipamento adicional é necessário ser usado para recuperar o refrigerante, de forma que os fluídos voláteis sejam constantemente mantidos em operação sem perdas.

Por questões de conveniência e economia sistemas de refrigeração mecânicos foram desenvolvidos para baixas temperaturas, onde foi introduzido o compressor e o condensador no sistema para permitir a utilização contínua do refrigerante, (fig. 15).

FIGURA 15 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO



O custo derivado da compressão e condensação do refrigerante vaporizado é muitíssimo inferior ao custo de aquisições contínuas de refrigerante para substituir o que se perderia.

2.3.1 Componentes do ciclo de refrigeração

Sistemas de refrigeração mecânicos empregam vários processos individuais para produzir um ciclo de refrigeração contínuo capaz de manter a temperatura de um espaço em condições precisas. Um diagrama esquemático de um sistema de refrigeração simples é mostrado na (fig. 15) os componentes principais do sistema mostrados neste diagrama são:

EVAPORADOR: É um trocador de calor que recebe o refrigerante líquido a baixa pressão. Ao longo da tubulação do evaporador o líquido vaporiza absorvendo calor do espaço interno da câmara. Para que aconteça o fluxo de calor da câmara para o evaporador, o evaporador deve ser mantido a temperatura inferior à da câmara. A diferença de temperatura entre o evaporador e a câmara será denominada " ΔT " e é muito importante principalmente para o controle da umidade relativa no interior da câmara. O refrigerante quando deixa o evaporador se encontra na forma de vapor.

LINHA DE SUÇÃO: É a tubulação frigorífica usada para transportar o vapor frio, ligando o evaporador ao compressor e teoricamente se admite que o refrigerante atravesse essa linha sem trocar calor. Na prática, apesar do isolamento, o vapor frio que passa pela tubulação da linha de sucção absorve calor do espaço externo.

COMPRESSOR: Trata-se de um dispositivo eletromecânico que é usado para desenvolver e manter o fluxo do fluido através do sistema de refrigeração. O vapor frio flui do evaporador para o compressor onde a pressão é elevada por uma transferência de energia cinética. Este processo eleva a temperatura de saturação do vapor para um nível que permite o vapor condensar a temperaturas ambientes normais. O refrigerante flui pelos componentes restantes no sistema e retorna para o evaporador onde o ciclo é repetido.

LINHA DE DESCARGA: É a tubulação frigorífica usada para transportar o vapor superaquecido a alta pressão, ligando o compressor ao condensador e teoricamente vamos admitir que o vapor a alta pressão e temperatura atravessam essa linha sem trocar calor. Na prática o vapor elimina calor para o ambiente externo.

CONDENSADOR: É um trocador de calor que recebe o vapor a alta pressão e temperatura e provoca a sua condensação retirando calor do mesmo através de um meio condensante, em geral, água ou ar.

RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO: Trata-se de um tanque que recebe o refrigerante líquido do condensador e o armazena, criando um selo de líquido entre o condensador e o dispositivo medidor, impedindo assim a passagem de vapor para o dispositivo medidor e permitindo uma provisão constante de refrigerante líquido para o dispositivo medidor sob todas as condições de variação da carga.

LINHA DE LÍQUIDO: É a tubulação frigorífica usada para transportar o líquido quente a alta pressão, ligando o reservatório de líquido ao dispositivo medidor.

DISPOSITIVO MEDIDOR: Tem por função reduzir a pressão do líquido na entrada do evaporador, sendo o elemento que controla o fluxo de refrigerante através do evaporador baseado na demanda de carga térmica. Admitimos que no dispositivo medidor o líquido não troca calor com o exterior.

À medida que o líquido quente passa através do dispositivo medidor, parte dele, expande-se em gás e esfria o líquido restante. O líquido quente passa a líquido frio.

Um ciclo de compressão a vapor de refrigeração é um processo termodinâmico em que um fluido refrigerante é vaporizado, comprimido e condensado através de um ciclo contínuo para permitir refrigerar um determinado espaço.

O ciclo saturado simples é formado por quatro processos fundamentais: expansão, vaporização, compressão e condensação. Nestes processos, o refrigerante passa por mudanças em sua pressão, temperatura e/ou fase.

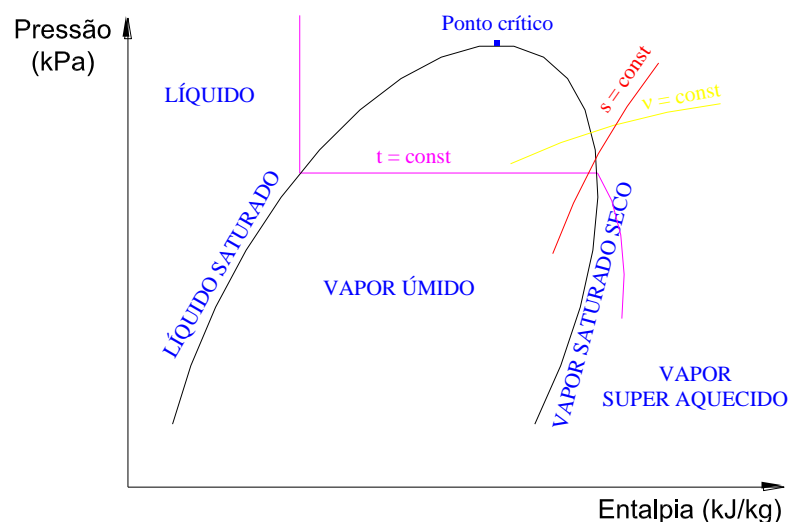
2.3.2 Diagrama Pressão-Entalpia, P-h

As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes podem ser representadas em um diagrama P-h, criado por Richard Mollier ou através de um diagrama log P-h, criado por H. L. Callendar, onde a forma do diagrama foi mudada para aumentar a facilidade de uso.

Observa-se que para baixas pressões, afastado do ponto crítico, o comportamento é de gás ideal, $cp = dh/dT$.

A entalpia depende somente da temperatura, observa-se que as linhas de temperaturas tornam-se verticais.

FIGURA 19 - ESQUEMA DO DIAGRAMA P-h



2.3.3 Dados termodinâmicos: Tabelas e Cartas

Um único valor de temperatura de saturação ou pressão absoluta pode localizar pontos sobre as linhas de saturação e conseqüentemente podendo ser apresentados através de tabelas.

Convenções para o estado de referência (zero):

- Sistema Internacional, $h_1=200$ kJ/kg e $s_1=1,0$ kJ/kg K, $T=0^\circ\text{C}$.
- Tabelas em unidades inglesas, h_1 e $s_1=0$, $T=-40^\circ\text{F}$.
- Tabelas em unidades europeias (métricas), $h_1=100$ kJ/kg e $s_1=1,0$ kJ/kg K, $T=0^\circ\text{C}$.
- W. C. Reynolds apresenta referência variável para diversas substâncias como forma de facilitar a integração das equações.
- Sólido cristalino, h_0 e $s_0=0$, $T=0\text{K}$, evita valores negativos, pois fornece valores muito elevados, grande número de dígitos.

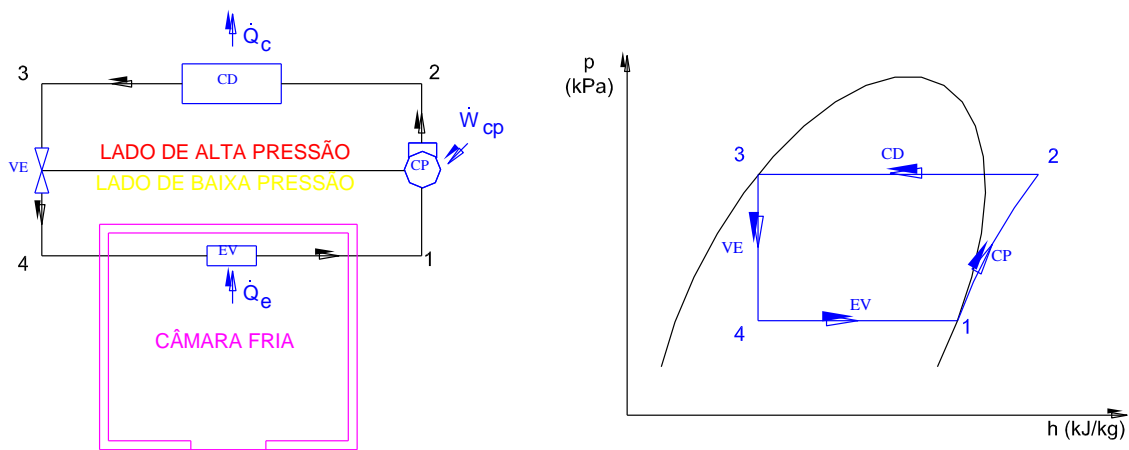
As tabelas apresentam valores para a saturação ou para região de superaquecimento, neste caso as tabelas de superaquecimento são para as mesmas pressões das tabelas de saturação.

O uso das cartas é ótimo para o entendimento dos problemas, porém bastante reduzido para a realização de cálculos.

2.3.4 Processos do ciclo de refrigeração

Um esquema do equipamento de refrigeração para o ciclo básico de compressão a vapor é ilustrado na (fig. 16), juntamente com o diagrama P-h.

FIGURA 16 - ESQUEMA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO E O DIAGRAMA P-h



onde

- h entalpia específica, kJ/kg
 p pressão absoluta, kPa
 s entropia específica, kJ/kg °C
 T temperatura, °C

Para entender o ciclo de refrigeração de compressão a vapor corretamente, é necessário considerar inicialmente cada processo em separado. Uma vez que os processos individuais são compreendidos, eles são analisados em relação aos outros processos que compõem o ciclo. Entender a inter-relação que acontece entre os processos é necessário porque mudanças em um processo produzem mudanças nos outros processos que compõem o ciclo de compressão a vapor.

Inicialmente faremos uma análise considerando o ciclo teórico de compressão de vapor, simples e saturado, começando-se pelo reservatório de líquido. Admitamos inicialmente o refrigerante na forma líquida, a alta pressão e temperatura, armazenado no reservatório de líquido. Dai o líquido vai através da linha de líquido até o dispositivo medidor. Admitamos que na linha de líquido o refrigerante não sofra qualquer alteração em pressão, temperatura, etc. A seguir, descrevem-se os estados termodinâmicos do refrigerante em cada processo.

EXPANSÃO (processo, 3-4): A passagem do refrigerante pelo dispositivo medidor é adiabática irreversível (isoentálpica, $h_3=h_4$). Apesar de não acontecer troca de calor com o exterior, parte do refrigerante vaporiza absorvendo calor do restante da massa líquida. Assim, na saída do dispositivo temos uma mistura de líquido e vapor sob temperatura e pressão inferiores àquelas da entrada no dispositivo medidor ($p_4 < p_3$ e $t_4 < t_3$), devido ao pequeno orifício do dispositivo. O volume específico aumenta devido à formação do vapor ($v_4 > v_3$). O ponto 4 pode ser determinado com o auxílio do título, x_4 .

$$x_4 = m_{v4}/m_{t4} \quad (6)$$

$$v_4 = (1-x_4) v_{l,e} + x_4 v_{v,e} \quad (7)$$

VAPORIZAÇÃO (processo, 4-1): O refrigerante entra no evaporador numa mistura líquido e vapor com baixa pressão e temperatura. Passando pela tubulação do evaporador a massa líquida vai absorvendo calor (carga térmica) do interior da câmara e vaporizando. Na saída do evaporador temos apenas vapor saturado. Admite-se que a passagem pelo evaporador é isotérmica e isobárica. Do evaporador o vapor vai à linha de sucção onde, teoricamente, nenhuma transformação ocorre.

COMPRESSÃO (processo, 1-2): No compressor o vapor entra frio e a baixa pressão e temperatura. Recebe energia pela compressão (calor de compressão) e sai do compressor a alta temperatura e alta pressão. A compressão é adiabática reversível (isentrópica, $s=\text{constante}$). Não há atrito e troca de calor entre o compressor e o vapor.

CONDENSAÇÃO (processo, 2-3): Admitamos que o vapor não sofra qualquer alteração na linha de descarga. No condensador o vapor perde calor para o meio condensante (ar ou água) e sai do condensador na forma líquida. Admitimos que no condensador a evolução é isobárica. Quanto à temperatura devemos admitir duas etapas: Quando o vapor entra no condensador ele está superaquecido e deve

ser resfriado até a temperatura de saturação; depois acontece a condensação e a temperatura não mais varia.

2.3.5 Cálculos no Ciclo Saturado Simples:

Durante o ciclo, trabalho é entregue no compressor e ocorre transferência de calor em vários pontos do ciclo (evaporador, condensador, compressor e tubulações).

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica, para todo o ciclo obtém-se:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_{cp} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cp} \pm \dot{Q}_{tub} \quad (8)$$

onde

\dot{Q}_e Capacidade de refrigeração

\dot{W}_{cp} Potência do compressor

\dot{Q}_c Taxa de transferência de calor no condensador

\dot{Q}_{cp} Taxa de transferência de calor no compressor

\dot{Q}_{tub} Taxa de transferência de calor nas tubulações

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica, para cada componente do ciclo (fig. 17) obtém-se:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) \quad (9)$$

onde

\dot{Q} taxa de transferência de calor para o sistema

\dot{W} taxa de trabalho realizado pelo sistema

\dot{m} taxa de fluxo de massa cruzando o limite do sistema

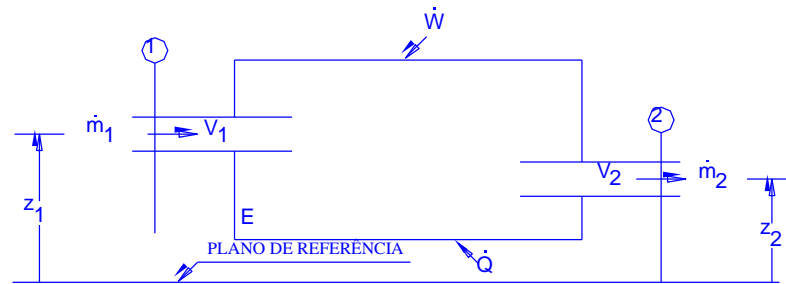
h entalpia

V velocidade do fluido cruzando o limite do sistema

g aceleração da gravidade local

z elevação acima de um plano horizontal de referência.

FIGURA 17 - FLUXOS DE ENERGIA EM UM SISTEMA TERMODINÂMICO GERAL



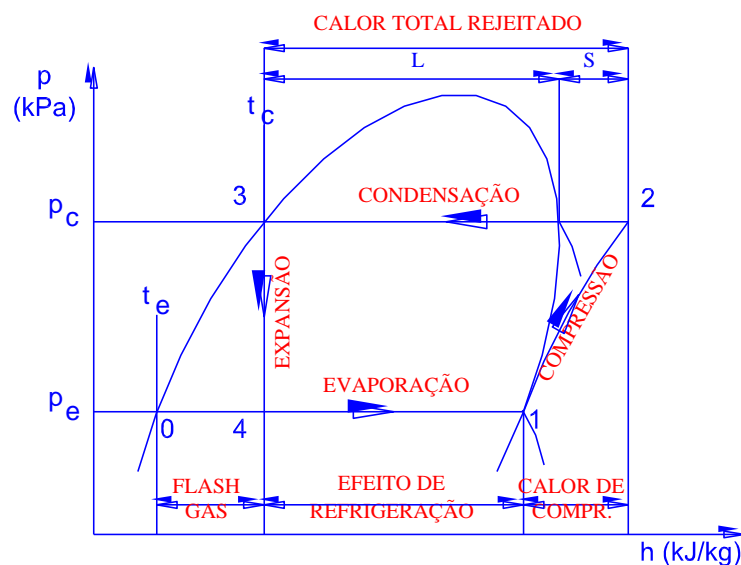
Assumindo-se as seguintes hipóteses simplificadoras para o ciclo:

- ΔE_c e $\Delta E_p \rightarrow$ desprezadas
- tubulações frigoríficas \rightarrow adiabáticas $\rightarrow \dot{Q}_{tub} = 0$
- compressão adiabática reversível $\rightarrow \dot{Q}_{cp} = 0$

No dispositivo medidor, $\dot{Q} \cong 0$ é desprezível, pois a área de troca térmica é pequena. A relação \dot{Q}/\dot{m} é pequena quando comparada com outros termos, principalmente com a variação específica no evaporador. $\Delta E_c \rightarrow 0$, pois na realidade, no interior do orifício da válvula ocorre uma variação considerável de energia cinética. Entretanto se a superfície de controle for traçada afastada do orifício, onde a energia cinética já foi dissipada por efeitos viscosos, tal aproximação é razoável.

A seguir mostra-se as equações para os cálculos no ciclo saturado simples utilizando-se as hipóteses simplificadoras anteriormente mencionadas e o diagrama p-h dos cálculos no ciclo (fig. 18).

FIGURA 18 - CÁLCULOS NO CICLO SATURADO SIMPLES



EFEITO DE REFRIGERAÇÃO: Quantidade de calor que cada unidade de massa de refrigerante absorve do espaço refrigerado, no evaporador.

$$ER = h_1 - h_4 \quad (10)$$

CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (CARGA TÉRMICA): É a quantidade de calor que deve ser removida na unidade de tempo.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}(h_1 - h_3) \quad (11)$$

A superfície de controle pode envolver o evaporador e o dispositivo medidor. Neste caso as pequenas trocas de calor que ocorrem no dispositivo medidor, já estão incluídas no valor da capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e que é composta de duas partes:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= f \text{ (tamanho do compressor)} \\ (h_1 - h_3) &= f \text{ (refrigerante, condições de operação)}. \end{aligned}$$

VAZÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE: É a quantidade de refrigerante que circula por hora.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_e}{(h_1 - h_4)} \quad (12)$$

DESLOCAMENTO VOLUMÉTRICO DO COMPRESSOR: O fluxo de massa, \dot{m} está relacionado com o deslocamento volumétrico do compressor, que é dado por:

$$\dot{V} = \dot{m} v_1 \quad (13)$$

onde,

$$\dot{V} = f \text{ (número de cilindros, curso, diâmetro e rotação)}$$

PERDA DE EFEITO REFRIGERANTE (FLASH GÁS): A medida que o refrigerante flui através do dispositivo medidor para a baixa pressão do evaporador, o líquido resfria para a temperatura de saturação correspondente a essa pressão mais baixa. Para realizar, este resfriamento, o líquido deve ceder calor, e este é cedido para o meio mais próximo, que são as moléculas de refrigerante adjacentes. Ao ceder este calor a uma pressão mais baixa, ocorre a vaporização de parte do refrigerante até o ponto em que a mistura de vapor e líquido tenha atingido a temperatura de saturação correspondente a esta pressão mais baixa. O vapor resultante desta evaporação é conhecido como "Flash Gas".

$$ER_{\text{perda}} = h_4 - h_0 \quad (14)$$

POTÊNCIA DE COMPRESSÃO:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{cp} \quad (15)$$

Em alguns compressores, \dot{Q}_{cp}/\dot{m} é pequeno quando comparado com (h_2-h_1) , assim, para compressão adiabática:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (16)$$

Se além de adiabática a compressão for também reversível, a entropia permanece constante, $s_2=s_1$.

Compressão reversível não existe na prática, portanto a potência consumida por um compressor real pode então ser dada por:

$$\dot{W}_{cp,real} = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_{isen}} \quad (17)$$

onde

- para compressores pequenos $\eta_{isen}=0,5$
- para compressores grandes, $\eta_{isen}=0,8$.

CALOR LIBERADO PELO CONDENSADOR:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (18)$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE: É uma expressão usada para avaliar a performance de um sistema de refrigeração.

- para uma Máquina Frigorífica:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2' - h_1)} \quad (19)$$

- para uma Bomba de Calor:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{cp}} = \frac{(h_2' - h_3)}{(h_2' - h_1)} \quad (20)$$

TEMPERATURA DE VAPORIZAÇÃO: A temperatura de evaporação t_e é obtida pela diferença entre a temperatura interna da câmara, t_i , função do produto a ser armazenado e o ΔT , função da umidade relativa a ser mantida na câmara para atender o produto.

$$t_e = t_i - \Delta T \quad (21)$$

A eficiência do ciclo refrigerante de compressão a vapor varia consideravelmente tanto com a temperatura de vaporização como com a de condensação. Das duas a temperatura de vaporização tem até este ponto o efeito maior. Comparando os dois ciclos, nota-se que o efeito refrigerante por unidade de massa de refrigerante circulado é maior para o ciclo que tem temperatura de vaporização mais elevada.

TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO: A temperatura do meio de condensação, t_c (ar ou água) para a qual o calor flui no condensador, determina a temperatura à qual ocorrerá a condensação. À medida que ele tira calor do refrigerante a temperatura do meio de condensação, sobe para manter o fluxo de calor, a temperatura do refrigerante no condensador deve estar sempre acima da temperatura do meio de condensação.

- para o ar:

t_c = temperatura de bulbo seco do ar externo mais 10°C

- para a água:

t_c = temperatura da água mais 5°C .

Embora as variações na eficiência do ciclo com mudanças na temperatura de condensação não sejam tão grandes como as provocadas pelas mudanças na temperatura de evaporação, elas não deixam de ser importantes. Geralmente se a temperatura de evaporação permanece constante, o rendimento do ciclo diminui conforme a temperatura de condensação aumenta.

Pelo que é evidente o sistema refrigerante deve ser sempre projetado para operar na mais alta temperatura possível de evaporação. Embora o efeito da temperatura de condensação sobre a capacidade e eficiência do ciclo de refrigerante seja consideravelmente menor que o efeito da temperatura de evaporação, aquele último sempre pode ser mantido tão baixo como desejável.

TEMPERATURA DE DESCARGA DO COMPRESSOR: Temperatura a qual o vapor sai do compressor. O vapor que sai do compressor está sempre num estado de superaquecimento.

PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO: É sempre a pressão de saturação correspondente à temperatura da mistura líquido-vapor no condensador.

PRESSÃO DE VAPORIZAÇÃO: É sempre a pressão de saturação correspondente à temperatura da mistura líquido-vapor no evaporador.

onde

ER efeito de refrigeração, kJ/kg

\dot{Q}_e capacidade de refrigeração, kJ/s

\dot{m} vazão mássica de refrigerante, kg/s

\dot{V} deslocamento volumétrico do compressor, m^3/s

ER_{perda} perda de efeito refrigerante, kJ/kg

\dot{W}_{cp} potência de compressão, kJ/s

\dot{Q}_c calor liberado pelo condensador, kJ/s

\dot{Q}_{cp} calor liberado pelo compressor, kJ/s

COP	coeficiente de performance da máquina frigorífica
COP_{BC}	coeficiente de performance da bomba de calor
t_e	temperatura de vaporização, °C
t_i	temperatura interna da câmara, °C
ΔT	diferencial de temperatura, °C
t_c	temperatura de condensação, °C
t_d	temperatura de descarga do compressor, °C
p_e	pressão de vaporização, kPa
p_c	pressão de condensação, kPa
η_{isen}	rendimento da compressão isentrópica
v_1	volume específico do vapor saturado seco (ponto 1), m^3/kg .

2.4 CICLO REAL DE COMPRESSÃO A VAPOR

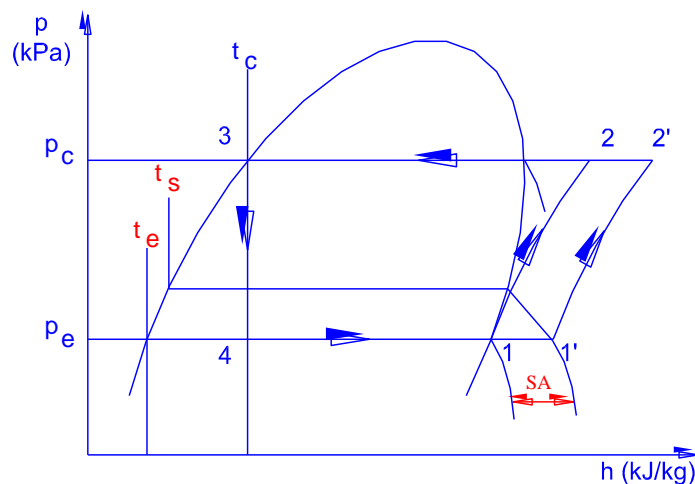
As suposições feitas para um ciclo saturado simples não são verdadeiras para ciclos reais de vapor a compressão. Os efeitos do superaquecimento e sub-resfriamento, associados à queda de pressão nas tubulações frigoríficas, condensador e evaporador resultante do fluxo de refrigerante através destes elementos, foram ignorados na análise do ciclo saturado básico. Considerando que estes efeitos acontecem em processos reais de refrigeração, eles não podem ser negligenciados em uma análise de um sistema real.

2.4.1 Superaquecimento do Vapor de Sucção:

O superaquecimento, SA (fig. 20) consiste na diferença entre a temperatura de sucção, t_s e a temperatura de evaporação saturada, t_e .

$$SA = t_s - t_e \quad (22)$$

FIGURA 20 - DIAGRAMA P-h DO SUPERAQUECIMENTO NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO



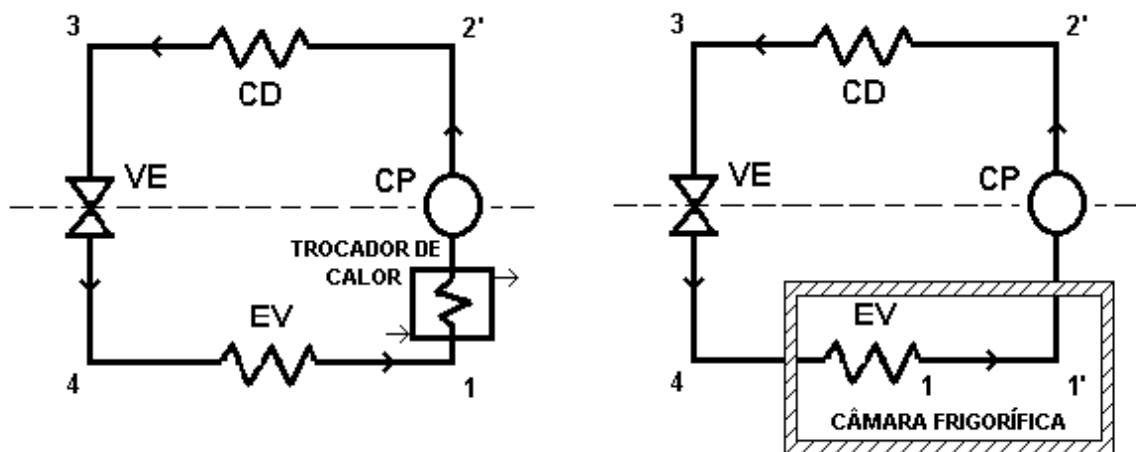
No ciclo saturado simples é assumido que o vapor chega ao fim do evaporador na forma de vapor saturado. Assume-se, também, que o vapor passa toda a linha de sucção na forma de vapor saturado e assim chega ao compressor, estes fatos raramente acontecem na prática. O que ocorre normalmente é que depois que o líquido refrigerante tiver vaporizado completamente no evaporador, o vapor saturado frio, continuará geralmente a absorver calor e, deste modo, o vapor atinge o compressor na forma de vapor superaquecido.

O superaquecimento do vapor pode ocorrer (fig. 21):

- na parte final do evaporador (dentro da câmara);
- na tubulação da linha de sucção instalada dentro da câmara;
- na tubulação da linha de sucção instalada fora da câmara;
- em um trocador de calor fora da câmara.

Nos dois primeiros casos o vapor se superaquece às custas do calor retirado do interior da câmara e produz resfriamento útil, enquanto que, nos dois últimos casos o calor que superaquece o vapor não vem do interior da câmara e não produz resfriamento útil.

FIGURA 21 - SUPERAQUECIMENTO NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO



SUPERAQUECIMENTO COM RESFRIAMENTO ÚTIL: Neste caso o calor absorvido pelo vapor provoca um aumento do efeito refrigerante. Assim, para atender a mesma carga térmica o sistema pode operar com menor massa de refrigerante.

No ciclo com superaquecimento o coeficiente de eficácia é maior se o aumento do efeito refrigerante é mais acentuado do que o aumento do calor de compressão por unidade de massa.

SUPERAQUECIMENTO SEM RESFRIAMENTO ÚTIL: Neste caso não há alteração do efeito refrigerante e conseqüentemente também não há alteração na massa de refrigerante que circula por minuto.

Normalmente o superaquecimento do vapor é necessário e até desejável, pois evita entrada de líquido no compressor, provocando uma compressão úmida que provoca, por sua vez, problemas mecânicos no compressor. Também, é fácil concluir que o superaquecimento mais conveniente é aquele que acontece produzindo efeito de resfriamento útil, razão pela qual deve-se isolar a linha de sucção.

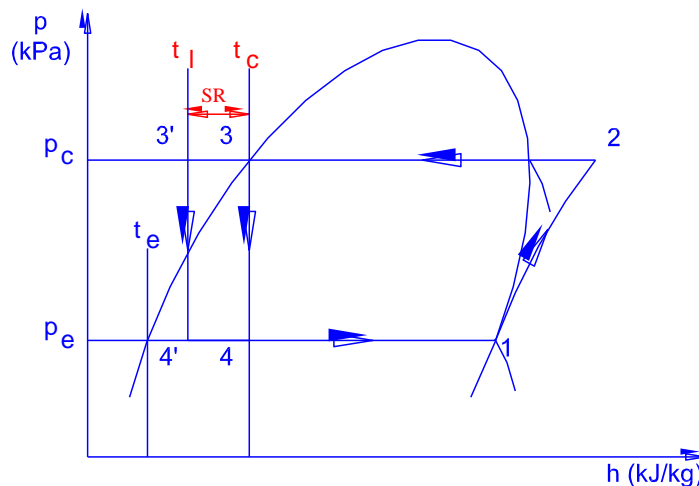
O isolamento da linha de sucção também evita a condensação e congelamento da umidade do ar ambiente sobre os tubos da linha de sucção. Já o superaquecimento que acontece no evaporador ou na linha de sucção no interior da câmara deve ser controlado de forma que não seja exagerado, pois aí, teríamos grande parte do evaporador, tomado por vapor, cujo coeficiente de transmissão de calor é menor do que o do líquido. Tal fato provoca a necessidade, de um evaporador de maior área de troca térmica. Além disso, o vapor frio também serve para resfriar o compressor.

2.4.2 Subresfriamento do Líquido Refrigerante

O sub-resfriamento, SR (fig. 22) consiste na diferença entre a temperatura de condensação saturada, t_c e a temperatura da linha de líquido, t_l .

$$SR = t_c - t_l \quad (23)$$

FIGURA 22 - DIAGRAMA P-h DO SUB-RESFRIAMENTO NO CICLO DE REFRIGERAÇÃO



No ciclo saturado simples admitimos que o líquido refrigerante chegava ao dispositivo medidor na forma de líquido saturado. Em termos práticos isto dificilmente ocorre, pois o líquido "quente" que deixa o condensador tende a perder calor e se tornar sub-resfriado.

O sub-resfriamento pode acontecer em vários lugares:

- no reservatório de líquido;
- na linha de líquido;

- no final da tubulação do condensador;
- em um trocador de calor colocado em série ou paralelo com o condensador (se este for resfriado a água).

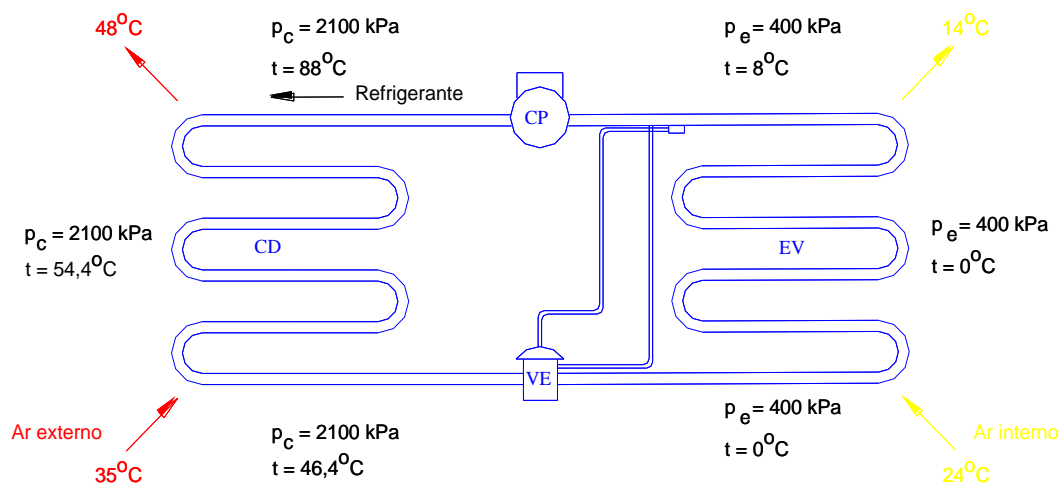
Observando o diagrama da (fig. 22) pode-se concluir:

- o ciclo com sub-resfriamento apresenta efeito refrigerante maior do que o ciclo saturado, conseqüentemente, no ciclo com sub-resfriamento temos menor massa de refrigerante para a mesma carga térmica;
- o volume específico do vapor aspirado pelo compressor é o mesmo nos dois ciclos, entretanto, no ciclo com sub-resfriamento teremos menor volume de vapor aspirado devido à redução de massa;
- a potência teórica de compressão do ciclo com sub-resfriamento também é menor devido à redução da massa, já que o calor de compressão por unidade de massa é o mesmo;
- se o sub-resfriamento ocorrer fora do condensador, o calor liberado no condensador será menor no ciclo com sub-resfriamento devido à redução da massa.

Com o aumento do efeito refrigerante e não alteração do calor de compressão por unidade de massa, o ciclo com sub-resfriamento apresenta maior coeficiente de performance. Além disso, no dimensionamento da linha de líquido o sub-resfriamento pode ser usado para compensar as quedas de pressão devido ao atrito e os trechos verticais ascendentes, antes de ocorrer a vaporização do líquido refrigerante.

A (fig. 23) ilustra um ciclo real de um equipamento de ar condicionado resfriado a ar trabalhando com o refrigerante R-22.

FIGURA 23 - CICLO REAL DE UM EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO



Partindo da descarga do compressor, temos o refrigerante no estado de vapor superaquecido na temperatura de 88°C a 2100 kPa. Ao chegar ao condensador, o refrigerante fica em contato com o ar externo que entra no condensador á 35°C, saindo a 48°C. A quantidade de calor sensível, que o ar

recebeu e fez com que aumentasse sua temperatura, vem do refrigerante que se transforma de vapor em líquido trocando calor latente.

Durante a condensação a pressão continua 2100 kPa e a temperatura permanece em 54,4°C. Ao sair do condensador, o refrigerante está totalmente no estado líquido com pressão de 2100 kPa e temperatura de 46,4°C. Note que este valor altera de 54,4°C, significando que, além de condensar, ocorreu o abaixamento de temperatura, e com essas condições entra na válvula de expansão.

Saindo da válvula, o refrigerante ainda se encontra no estado líquido, mas sua pressão e temperatura mudam passando a ser respectivamente 400 kPa e 0°C.

Entrando no evaporador, o refrigerante circulará em contato com o ar a ser resfriado, que entra a 24°C e sai a 14°C, sendo o calor retirado do ar transferido para o refrigerante, provocando sua evaporação à pressão de 400 kPa e a temperatura de 0°C.

Na saída do evaporador, verificamos que a pressão permanece com o mesmo valor, mas a temperatura passa a 8°C. Como aconteceu no condensador, percebemos que há uma diferença entre a temperatura de mudança de estado e a que efetivamente sai da serpentina, a qual para o nosso caso é de 8°C ($54,4 - 46,4 = 8$ e $8 - 0 = 8$).

Essa diferença deve-se a segurança em garantir que o refrigerante ao atravessar as serpentinas mude totalmente de estado.

2.4.3 Cálculo do Sub-resfriamento e do Superaquecimento em um equipamento de ar condicionado

Equipamentos necessários para medição:

- manifold;
- termômetro de bulbo ou eletrônico com termopar;
- fita ou espuma isolante;
- tabela de propriedades para o R-22.

Passos para medição (fig. 24):

- para leitura da temperatura da linha de líquido, colocar o bulbo ou sensor do termômetro em contato com a linha de líquido próximo do filtro secador e para a leitura da temperatura da linha de sucção colocar o bulbo ou sensor do termômetro em contato com a linha de sucção, o mais próximo possível do bulbo do compressor. Cuidar para que as superfícies estejam limpas. Recobrir o bulbo ou sensor com a espuma, de modo a isolá-lo da temperatura ambiente;
- para a leitura das pressões, instalar o manifold na válvula de serviço da linha de descarga (manômetro de alta) e na válvula de serviço da linha de sucção (manômetro de baixa);

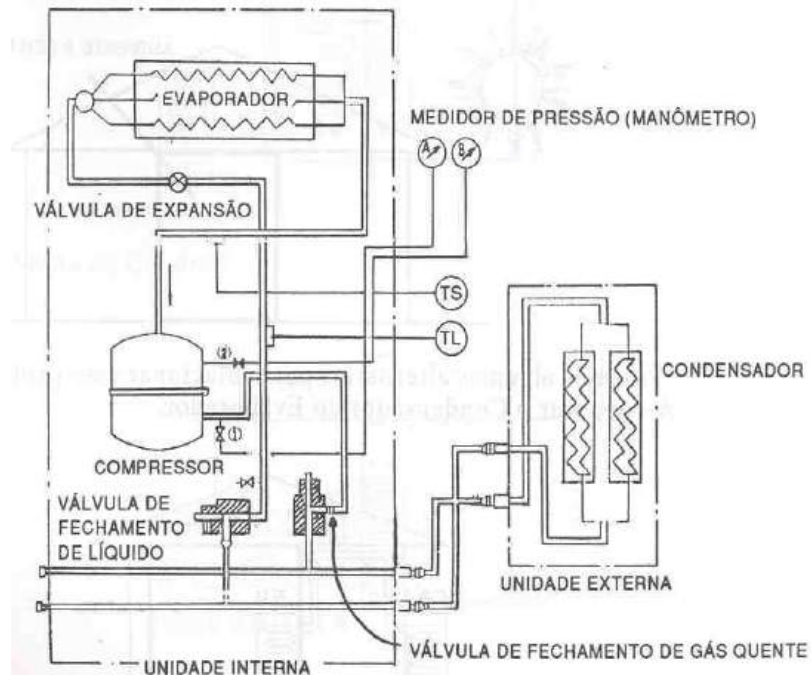
As medições devem ser feitas com o equipamento operando dentro das condições de projeto da instalação para permitir alcançar a performance desejada.

Para o R-22, se o sub-resfriamento estiver entre 8°C e 11°C a carga está correta. Se estiver abaixo, adicione refrigerante; se acima, remova refrigerante.

Se o superaquecimento estiver entre 4°C e 6°C, a regulagem da válvula de expansão está correta. Se estiver abaixo, muito refrigerante está sendo injetado no

evaporador e é necessário fechar a válvula (girar parafuso de regulagem para a direita, sentido horário). Se o superaquecimento estiver alto, pouco refrigerante está sendo injetado no evaporador e é necessário abrir a válvula (girar parafuso de regulagem para a esquerda, sentido anti-horário).

FIGURA 24 - PONTOS DE MEDIÇÃO EM UM EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO



2.4.4 Perdas de Pressão

Vencendo o atrito, tanto interno (dentro do fluido) como externo (superficial), o refrigerante sofre uma queda de pressão fluindo através da tubulação, evaporador, condensador, coletor, e através das válvulas e passagens do compressor. Na (fig. 25), é mostrado um diagrama P-h de um ciclo real, ilustrando a perda de pressão que ocorre em várias partes do sistema, onde cada trecho representa:

B'C' perda no evaporador, $\Delta p = p_{B'} - p_{C'}$;

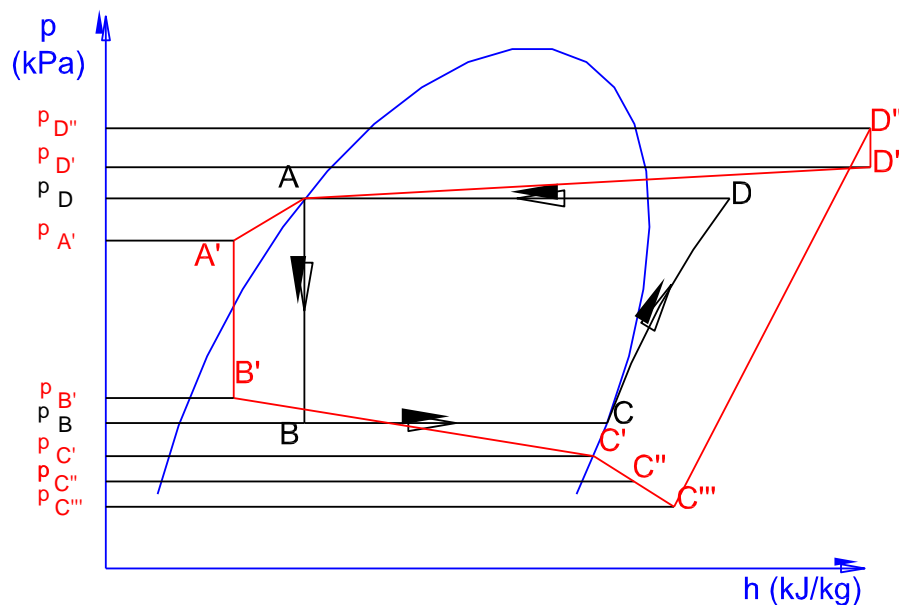
C'C'' perda na linha de sucção, $\Delta p = p_{C'} - p_{C''}$;

C''C''' perda de pressão nas válvulas de admissão e passagens do compressor dentro do cilindro, $\Delta p = p_{C''} - p_{C'''}$;

C'''D'' processo de compressão. O vapor no cilindro é comprimido a uma pressão consideravelmente acima da média da pressão de condensação. Isto é necessário a fim de forçar o vapor a sair do cilindro através das válvulas de

- escape, contra a pressão de condensação e a pressão adicional ocasionada pelas molas das válvulas de escape;
- D''D' perda de pressão nas válvulas de escape para forçar sua abertura, $\Delta p = p_{D''} - p_{D'}$;
- D'A perda na linha de descarga e condensador, $\Delta p = p_{D'} - p_A$;
- AA' perda na linha de líquido, $\Delta p = p_A - p_{A'}$;
- A'B' processo de expansão, Δp entre evaporador e condensador.

FIGURA 25 - DIAGRAMA P-h COM O EFEITO DA PERDA DE PRESSÃO



Cada uma das linhas do circuito frigorífico requer um diferencial de pressão, ou perda de carga, para manter o fluxo. Esta perda de carga é um valor arbitrário usado para estabelecer o diâmetro correspondente da linha para o fluxo requerido.

2.5 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 2.5.1: Para o ciclo de Carnot mostrado na (fig. 8). Determinar o COP da Máquina frigorífica e da Bomba de calor, conhecendo-se:

- temperatura de evaporação, $t_e = -10^\circ\text{C}$
- temperatura de condensação, $t_c = 35^\circ\text{C}$
- carga de refrigeração, $Q_e = 50 \text{ kJ}$.

EXEMPLO 2.5.2: Uma instalação frigorífica utiliza o refrigerante R22, operando a uma temperatura de evaporação de -10°C e uma temperatura de condensação de

35°C. Para estas condições desenvolve 50 kW de refrigeração. Considerar o ciclo padrão de compressão a vapor e um processo de compressão com uma eficiência isentrópica de 0,7. Determine:

- a) as propriedades termodinâmicas dos pontos;
- b) o efeito de refrigeração, em kJ/kg;
- c) a vazão mássica de refrigerante, em kg/s;
- d) o deslocamento volumétrico do compressor, em m³/s;
- e) o trabalho de compressão ideal e real, em Kw;
- f) o calor rejeitado para o ambiente externo pelo condensador, em kW;
- g) o COP da máquina frigorífica e da bomba de calor;
- h) a perda de efeito de refrigeração, em kJ/kg;
- i) o título do refrigerante na saída da válvula de expansão;
- j) o volume específico do refrigerante na saída da válvula de expansão;
- k) a fração de volume ocupado pelo líquido;
- l) refazer o problema para os refrigerantes R134a e R717.

EXEMPLO 2.5.3: Comparar o (ex. 2.5.2) com o ciclo de Carnot.

EXEMPLO 2.5.4: Visando a análise do efeito da temperatura de evaporação sobre o ciclo refazer os cálculos do (ex. 2.5.2), considerando a temperatura de evaporação igual a 0°C e manter a temperatura do R22 entrando no dispositivo medidor em 35°C.

EXEMPLO 2.5.5: Visando a análise do efeito da temperatura de condensação sobre o ciclo, refazer os cálculos do (ex. 2.5.2), mantendo a temperatura de evaporação igual a -10°C e considerando a temperatura do R-22 entrando no dispositivo medidor em 40°C.

EXEMPLO 2.5.6: Visando a análise do efeito do superaquecimento sobre o ciclo, refazer os cálculos do (ex. 2.5.2), considerando o superaquecimento de 10°C (com e sem resfriamento útil).

EXEMPLO 2.5.7: Visando a análise do efeito do sub-resfriamento sobre o ciclo, refazer os cálculos (ex. 2.5.2), considerando o sub-resfriamento de 10°C.

EXEMPLO 2.5.8: Visando a análise dos efeitos do superaquecimento e do sub-resfriamento simultaneamente, sobre o ciclo, refazer os cálculos do (ex. 2.5.2), considerando o superaquecimento (com resfriamento útil) e o sub-resfriamento de 10°C.

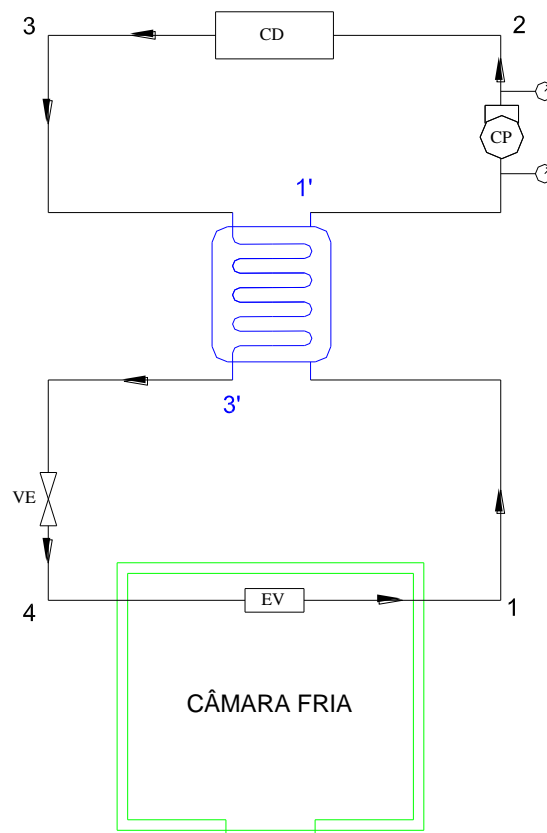
EXEMPLO 2.5.9: Na instalação frigorífica da (fig. 26) foram coletados os seguintes Dados:

- leitura no manômetro de baixa, 0,1440 MPa
- leitura no manômetro de alta, 1,2883 MPa
- temperatura do fluido frigorífico na entrada da VE, 30 ° C

Sabendo-se que o referido sistema utiliza R-22 como fluido refrigerante, determinar:

- as temperaturas de condensação e evaporação;
- a temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do compressor;
- desenhe o ciclo refrigerante correspondente no diagrama p-h;
- sabendo que o evaporador deve retirar 10 kW do interior da câmara frigorífica, calcular a \dot{W}_{cp} e o COP;

FIGURA 26 - INSTALAÇÃO FRIGORÍFICA COM TROCADOR DE CALOR



EXEMPLO 2.5.10: Calcular o sub-resfriamento e o superaquecimento de uma máquina de ar condicionado, que opera com R-22, visando o balanceamento frigorífico do equipamento mostrado na (fig. 24), conhecendo-se as leituras abaixo:

- leitura no manômetro de alta: 1,7543 MPa
- leitura da temperatura da linha de líquido: 45°C
- leitura no manômetro de baixa: 0,4827 MPa
- leitura da temperatura da linha de sucção: 15°C.

3 SISTEMAS DE COMPRESSÃO A VAPOR DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS

Os sistemas de múltiplos estágios visam atender instalações na área de refrigeração como supermercados, com várias câmaras frias que necessitam mais de um evaporador ou instalações de baixas temperaturas como laticínios, $t_e = -35^\circ\text{C}$, indústrias químicas, $t_e = -100^\circ\text{C}$ ou liquefação de gás natural, $t_e = -161^\circ\text{C}$.

Os sistemas de múltiplos estágios também podem ser usados em bombas de calor, onde o condensador opera a temperatura muito elevada, $t_c = 70^\circ\text{C}$.

3.1 INSTALAÇÃO COM VÁRIOS EVAPORADORES

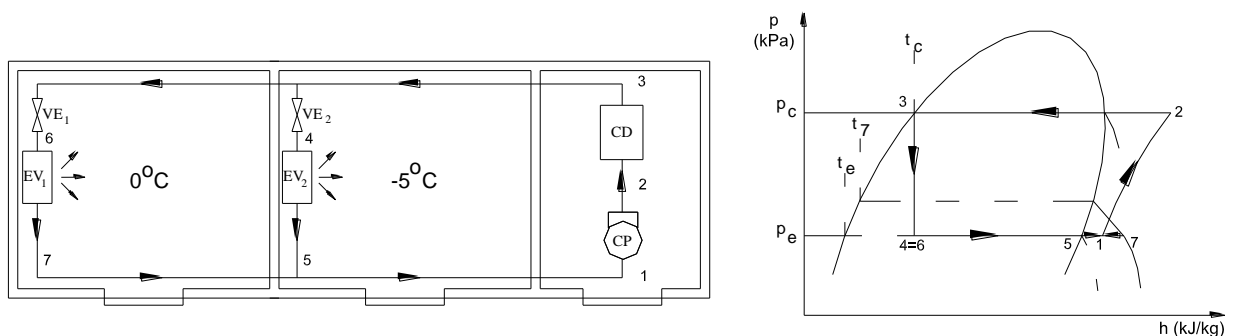
3.1.1 Câmaras frigoríficas com temperaturas próximas

As temperaturas das diversas câmaras são muito próximas, como por exemplo, duas câmaras de 0°C e -5°C .

A melhor solução seria uma instalação completa e independente para cada câmara, porém a mais cara. Os produtos de uma câmara avariada podem ser remanejados para outra câmara.

Outra alternativa seria utilizar o sistema mostrado na (fig. 27), onde as diferenças de temperatura são obtidas mediante o cálculo da área de cada evaporador. A menor das temperaturas das câmaras é que determina a pressão de sucção da instalação.

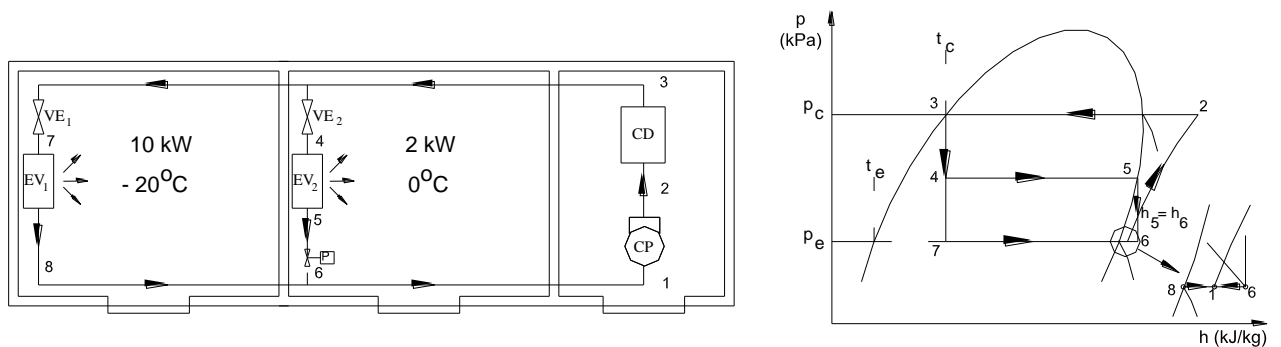
FIGURA 27 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS COM TEMPERATURAS PRÓXIMAS



3.1.2 Câmaras frigoríficas com temperaturas bastante diferentes

O sistema mostrado na (fig. 28) é indicado para cargas térmicas bastante diferentes e utiliza um compressor para todo o sistema e uma válvula reguladora de pressão, VRP para a câmara de maior temperatura, que funciona segundo uma transformação irreversível, introduzindo perdas inevitáveis ao sistema.

FIGURA 28 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS COM 1CP E 1VRP



Os sistemas mostrados nas (figs. 29-30) utilizam dois compressores em paralelo e dois compressores em série, indicados quando as cargas térmicas são próximas.

FIGURA 29 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS COM COMPRESSORES EM PARALELO

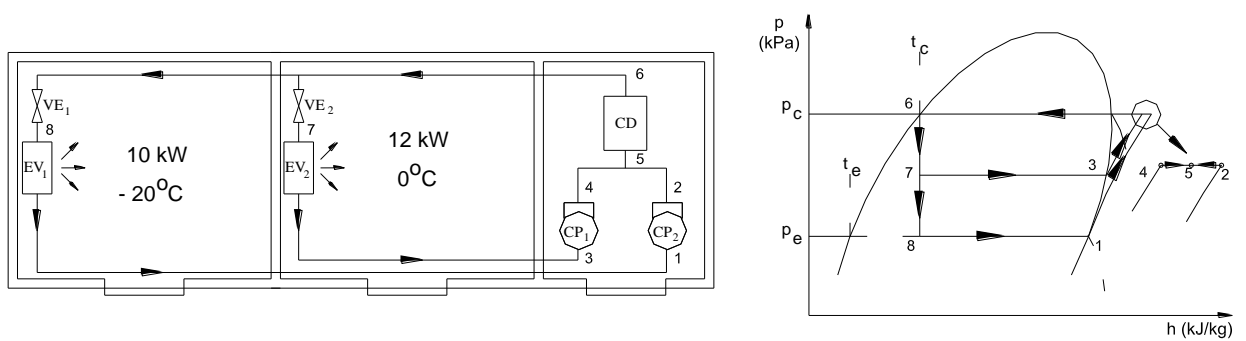
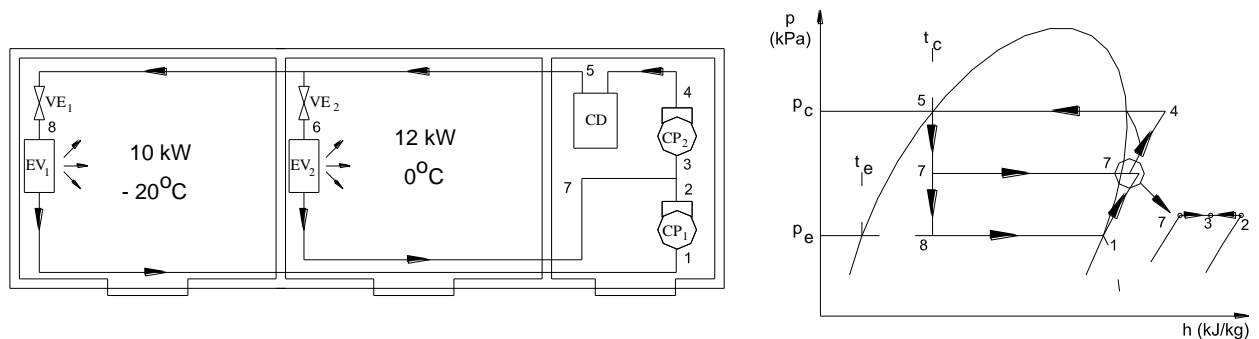


FIGURA 30 - CÂMARAS FRIGORÍFICAS COM COMPRESSORES EM SÉRIE



3.2 INSTALAÇÃO PARA OBTENÇÃO DE BAIXAS TEMPERATURAS

Quando a diferença entre as temperaturas da fonte quente e da fonte fria do ciclo de refrigeração é muito elevada, a relação de compressão, $R=p_c/p_e$ a ser vencida pelo compressor atinge valores altos, acarretando um abaixamento no rendimento volumétrico, η e uma elevação da temperatura de descarga do compressor, provocando uma carbonização do óleo, aumentando o perigo de explosão e tornando mais fácil o ataque das válvulas (corrosão), além disso, a relação de compressão alta requer um compressor de grandes dimensões, onde torna-se aconselhável o uso da compressão por estágios.

Acrescenta-se ainda que o fato de que a compressão por estágios permite, por meio da refrigeração intermediária, a redução do trabalho de compressão e, portanto, o aumento de rendimento frigorífico da instalação.

Assim, quando $R > 9$, a compressão deve ser feita em estágios e a partir das condições ambientes, e dependendo do fluido refrigerante utilizado, como dados práticos em função da temperatura de evaporação os números de estágios recomendados são:

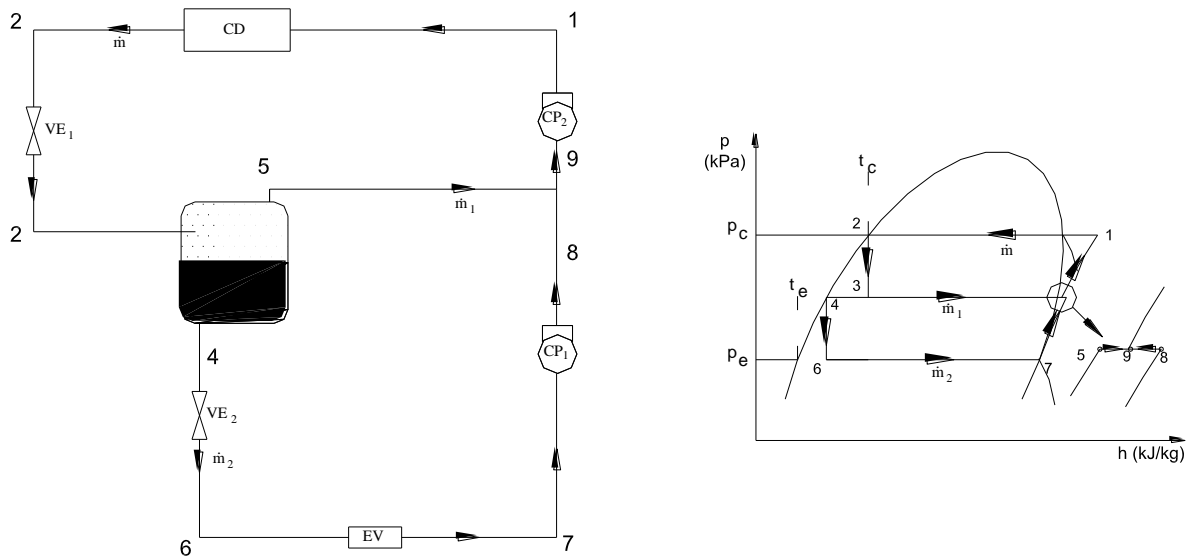
- $t_e > -35^{\circ}\text{C}$, 1 estágio de compressão;
- $-70^{\circ}\text{C} < t_e < -35^{\circ}\text{C}$, 2 estágios de compressão;
- $t_e < -70^{\circ}\text{C}$, 3 ou mais estágios de compressão.

3.2.1 Ciclo de expansão fracionada

Na expansão fracionada o líquido expande-se até uma pressão intermediária, do separador de líquido, onde as fases líquidas e vapor separam-se e a seguir o líquido continua a expandir-se até à pressão mais baixa para o vapor ser comprimido em estágios, a partir desta pressão, como ilustra a (fig. 31).

Utilizando o separador de líquido da (fig. 31), é possível realizar-se uma economia na potência requerida de um sistema de refrigeração se o vapor que é gerado no processo de expansão entre o condensador e o evaporador é removido e recomprimido antes de completar a sua expansão.

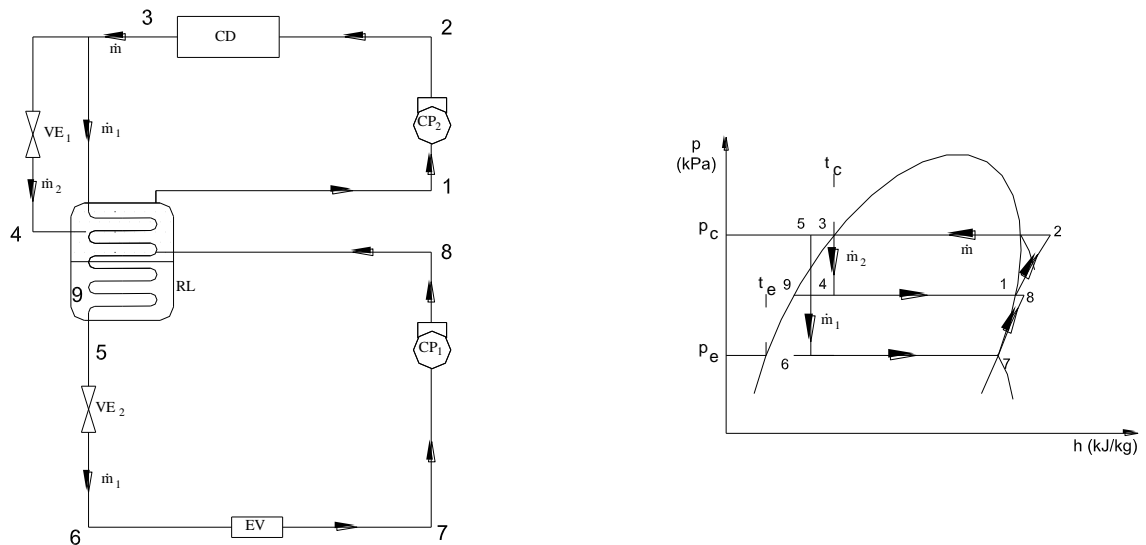
FIGURA 31 - INSTALAÇÃO COM EXPANSÃO FRACIONADA



3.2.2 Ciclo combinado de expansão fracionada e resfriamento intermediário

O resfriamento do refrigerante a uma pressão intermediária é um processo geralmente adotado em instalações com dois estágios de compressão, a fim de reduzir o superaquecimento com que o mesmo deixa o estágio de baixa pressão, como ilustra a (fig. 32).

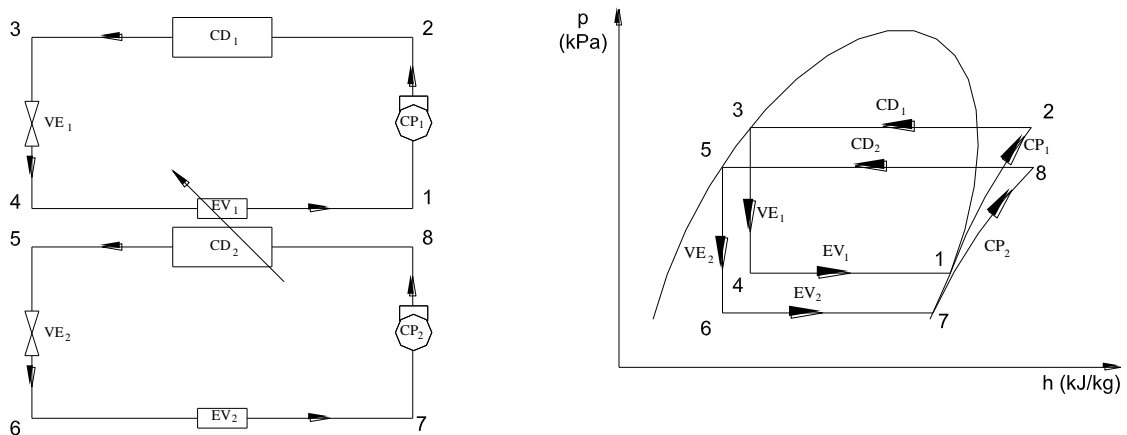
FIGURA 32 - INSTALAÇÃO COM EXPANSÃO FRACIONADA E RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO



de refrigeração de um segundo fluido, que se caracteriza por ter elevadas pressões de saturação mesmo a baixas temperaturas.

Nesses sistemas, o problema da migração de óleo de um compressor para outro, observado em sistemas de duplo estágio de compressão, é eliminado, uma vez que os ciclos são desacoplados.

FIGURA 33 - INSTALAÇÃO EM CASCATA



Um exemplo de sistema em cascata seria aquele que operasse com R-12 ou R-22 no circuito de alta pressão e R-13 no de baixa pressão. Na (tab. 1) são apresentadas algumas propriedades termodinâmicas do R-12 e do R-13. Dessa tabela pode se concluir que, em um sistema que operasse a uma temperatura de evaporação de -70°C , a utilização do R-12 implicaria numa pressão de evaporação inferior à atmosférica. Por outro lado, a utilização de um sistema em cascata, com R-13 no circuito de baixa pressão, permitiria uma operação à pressão de evaporação superior à atmosférica.

Da (tab. 1) pode se concluir que a capacidade volumétrica do compressor de R-13, operando a -70°C , deveria ser 1/14 daquela do compressor de R-12. Por outro lado, sob uma condição de parada, quando o sistema atingisse uma temperatura próxima à do ambiente (25°C), a pressão no circuito de R-13 atingiria

valores da ordem de 3.500 a 4.000 kPa, elevados para as espessuras de paredes de tubos e vasos geralmente adotados, daí a necessidade do sistema de baixa temperatura ser dotado de um tanque de expansão.

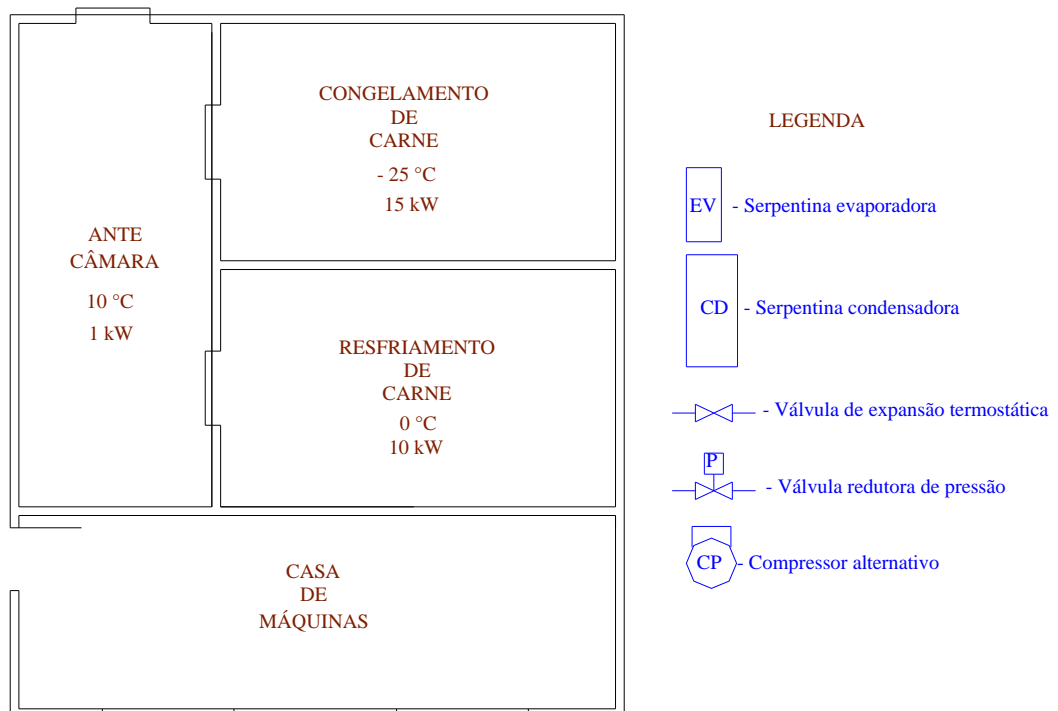
TABELA 1 - PRESSÃO DE SATURAÇÃO E VOLUME ESPECÍFICO DO VAPOR SATURADO PARA R-12 E R-13

Temp. (°C)	R-12		R-13	
	Pressão de saturação (kPa)	Volume específico do vapor (m ³ /kg)	Pressão de saturação (kPa)	Volume específico do vapor (m ³ /kg)
-70	12,42	1,146	180,9	0,08488
25	651,6	0,02686	3560	0,002915

3.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 3.3.1: Considere a instalação frigorífica da (fig. 34):

FIGURA 34 - LAY-OUT DA INSTALAÇÃO



Utilizando os sistemas 2 compressores em paralelo, 2 compressores em série, 1 compressor e 1 VRP. Calcular o COP destes sistemas, conhecendo-se:

- $\Delta T = a 6^{\circ}\text{C}$;
- temperatura de condensação = 35°C ;
- fluido utilizado: R-22;
- que não há superaquecimento;

Desenhe os ciclos e represente-os no diagrama p-h.

EXEMPLO 3.3.2: Uma instalação frigorífica de R-22 (fig. 31) opera entre temperaturas de evaporação e condensação iguais, respectivamente, a -30°C e 35°C . A pressão intermediária corresponde a uma temperatura de saturação de 0°C . Se a capacidade frigorífica da instalação é de 150 kW. Admitindo que tanto o refrigerante líquido que deixa o condensador quanto o vapor que deixa o evaporador estejam ambos saturados e que os processos de compressão sejam isentrópicos, determine:

- a) a potência de compressão;
- b) a vazão volumétrica na aspiração do compressor;
- c) a potência total de compressão;
- d) a vazão volumétrica na aspiração do compressor principal.

EXEMPLO 3.3.3: Uma instalação frigorífica de amônia, R-717 (fig. 32) opera entre temperaturas de evaporação e condensação iguais, respectivamente, a -24°C e 30°C . A pressão intermediária corresponde à pressão de 430 kPa. Se a capacidade frigorífica da instalação é de 210 kW e o sub-resfriamento no resfriador de líquido de 10°C . Qual deve ser a potência total de compressão?

4 SISTEMAS DE ABSORÇÃO

O francês Ferdinand Carré inventou o sistema de absorção e tirou uma patente nos Estados Unidos em 1860. O primeiro uso do referido sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

O funcionamento da refrigeração por absorção se baseia no fato de que os vapores de alguns fluidos frigoríficos conhecidos são absorvidos a frio, em grandes quantidades, por certos líquidos ou soluções salinas.

Se esta solução binária assim concentrada é aquecida, verifica-se uma destilação fracionada na qual o vapor formado será rico no fluido mais volátil (fluido frigorífico), podendo ser separado, retificado, condensado e aproveitado para a produção de frio, como nas máquinas de compressão mecânica.

Isto é possível, mesmo de uma maneira contínua, se o fluido frigorífico vaporizado para a produção de frio é posto novamente em contato com o líquido que o absorvendo rapidamente, além de proporcionar o abaixamento necessário da pressão, dá origem à solução concentrada que pode ser aproveitada.

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com o condensador, o dispositivo medidor e o evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para realizar esta tarefa. O sistema de absorção primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, desde que esse processo é similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o processo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor líquido absorvente por adição de calor.

O ciclo de compressão a vapor é descrito como um ciclo operado a trabalho por que a elevação de pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo operado a calor porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera vapor do líquido de alta pressão. Na verdade existe a necessidade de algum trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão a vapor.

Se o calor pode ser obtido a baixo custo, o sistema de absorção pode ser atrativo economicamente.

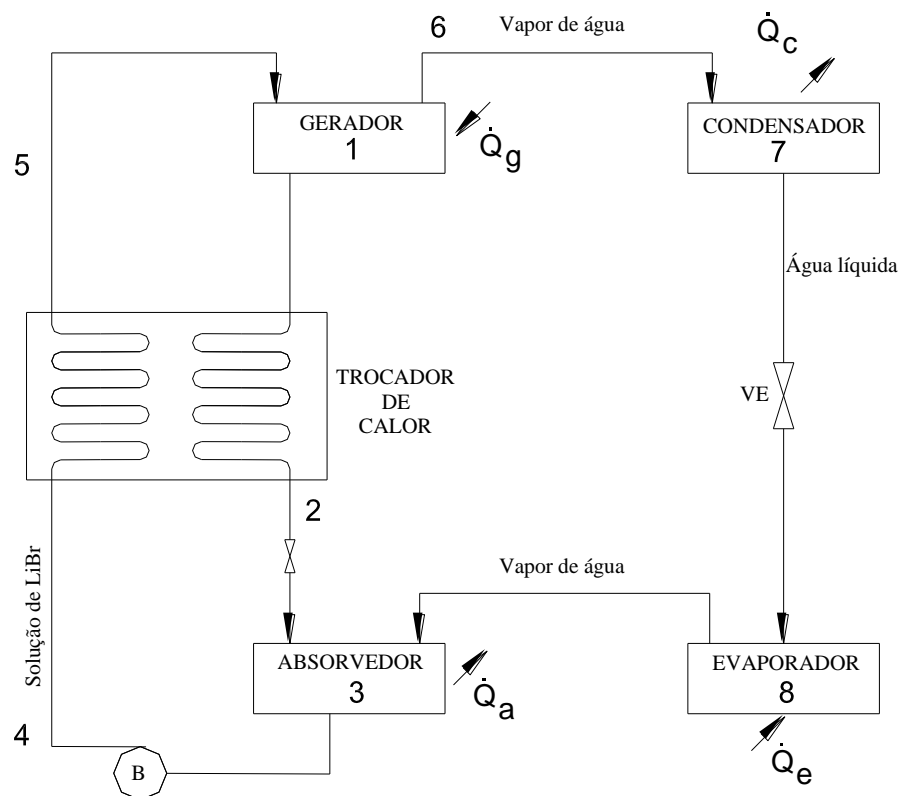
4.1 SISTEMA BrLi-ÁGUA

O ciclo de absorção com trocador de calor é mostrado na (fig. 35). O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água

ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador, passando pelo trocador de calor. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor passando antes pelo trocador de calor e depois por uma válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

Os fluxos de calor nos trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera. Um trocador de calor foi acrescentado ao ciclo básico, para transferir calor entre as duas correntes de soluções. Este trocador de calor aquece a solução fria do absorvedor em seu caminho para o gerador e esfria a solução que retorna do gerador para o absorvedor.

FIGURA 35 - UNIDADE DE ABSORÇÃO COM TROCADOR DE CALOR



4.1.1 Composição das misturas

O fluido utilizado é usualmente uma mistura binária, isto é, mistura com dois componentes: refrigerante ou soluto mais absorvente ou solvente.

O estado termodinâmico de uma mistura não pode ser determinado somente através da pressão e temperatura, como no caso de substâncias puras. Existe a necessidade de se conhecer uma outra propriedade, a qual denomina-se concentração, X .

$$X = \frac{\text{massade refrigerante}}{\text{massade refrigerante} + \text{massade absorvente}} = \frac{m_r}{m_r + m_a} \quad (24)$$

As duas misturas de grande uso comercial são:

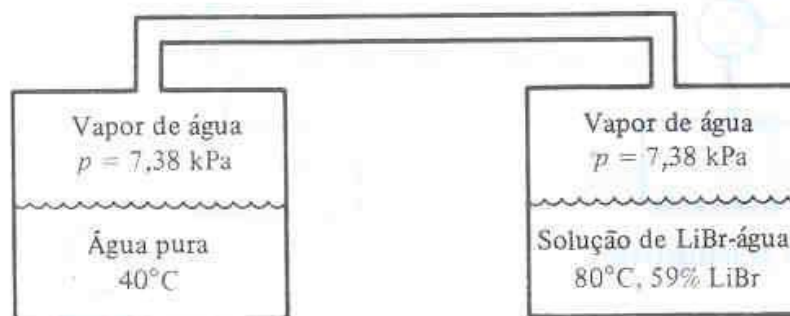
- em refrigeração, solução de amônia (refrigerante) + água (absorvente).
- em ar condicionado, solução de brometo de lítio (absorvente) + água (refrigerante), a qual é menos perigosa que a mistura anterior.

Onde a referência da concentração é dada pelo brometo de lítio e a amônia.

4.1.2 Propriedades de Temperatura-Pressão-Concentração de soluções saturadas

O brometo de lítio é um sal sólido cristalino; na presença de vapor de água ele absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é função da temperatura e da concentração da solução. Se dois vasos forem conectados, como mostra a (fig. 36), um vaso contendo solução de LiBr-água e outro de água pura, cada líquido exerceria uma pressão de vapor. No equilíbrio as pressões de vapor de água exercidas pelos dois líquidos seriam iguais. Um exemplo de uma condição de equilíbrio é notado na (fig. 36).

FIGURA 36 - PRESSÃO DE EQUILÍBRIO DO VAPOR DE ÁGUA



Os diagramas temperatura-pressão-concentração mostram a temperatura da água que origina a mesma pressão de vapor da solução, numa dada temperatura e concentração. As cartas aplicam-se a condições saturadas onde a solução está em equilíbrio com o vapor de água.

Nos diagramas de propriedades para soluções de LiBr-água, aparecem as linhas de cristalização na seção inferior à direita, indicando que à direita e abaixo destas linhas ocorre a solidificação do LiBr. Assim uma queda para a região de cristalização indica a formação de uma lama, que pode bloquear o escoamento nos tubos e interromper a operação da unidade de absorção.

4.1.3 Análise termodinâmica do ciclo de absorção em regime permanente

Para realizar os cálculos térmicos sobre um ciclo de refrigeração por absorção, dados de entalpia precisam ser disponíveis para a substância de trabalho em todas as posições cruciais do ciclo. Água na forma líquida ou vapor escoam do condensador para o evaporador, assim suas entalpias podem ser determinadas nestes pontos através de uma tabela de propriedades da água. No gerador e absorvedor existem soluções para as quais a entalpia é uma função da temperatura e concentração da solução.

Desprezando-se as variações de energia cinética e energia potencial do sistema (fig.35) o balanço de calor e material para cada componente é dado por:

CONDENSADOR:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_6 (h_6 - h_7) \quad (25)$$

VÁLVULA DE EXPANSÃO:

$$h_8 = h_7 \quad (26)$$

EVAPORADOR:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_8 (h_8 - h_7) \quad (27)$$

ABSORVEDOR:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4 \quad (28)$$

BOMBA:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_3 (h_4 - h_3) \quad (29)$$

onde

$h_4 \cong h_3$, diferença muito pequena (líquido)

TROCADOR DE CALOR:

$$\dot{m}_4 (h_5 - h_4) = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (30)$$

GERADOR:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \quad (31)$$

COEFICIENTE DE PERFORMANCE:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (\text{desprezando a energia gasta na bomba}) \quad (32)$$

onde

\dot{Q}_c calor liberado pelo condensador, kJ/s

\dot{Q}_e capacidade de refrigeração, kJ/s

\dot{Q}_a calor rejeitado pelo absorvedor, kJ/s

\dot{Q}_g calor absorvido pelo gerador, kJ/s

\dot{W}_b potência da bomba, kJ/s

\dot{m} vazão mássica de refrigerante, kg/s

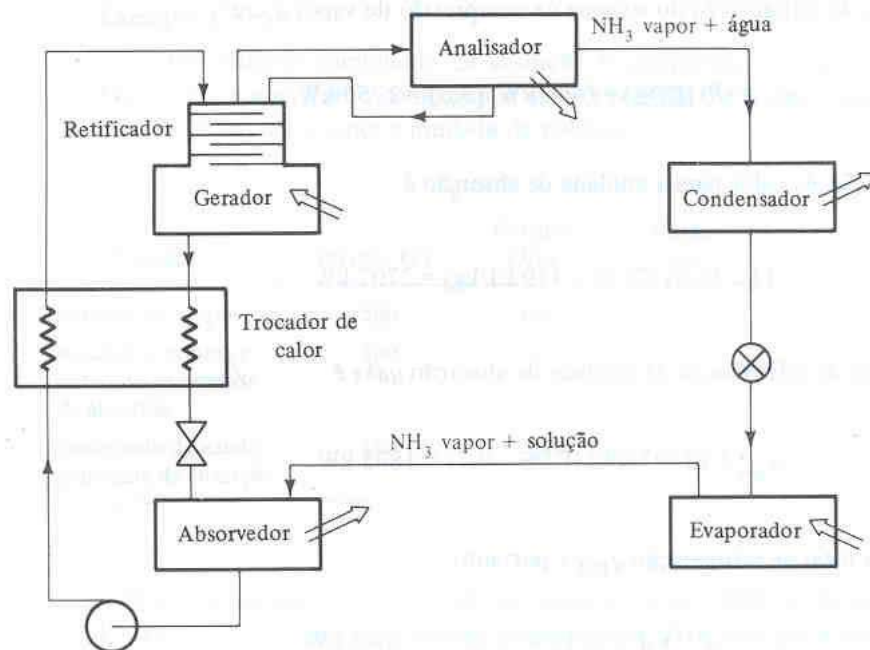
h entalpia, kJ/kg

COP coeficiente de performance da máquina frigorífica

4.2 SISTEMA ÁGUA-AMÔNIA

O sistema água-amônia mostrado esquematicamente na (fig. 37), consiste em todos os componentes previamente descritos: gerador, absorvedor, condensador, e trocador de calor da solução, mais um retificador e um analisador. A necessidade deles é ocasionada pelo fato de que o vapor de refrigerante liberado no gerador (a amônia) contém também vapor de água. Quando essa água se encaminha ao evaporador eleva a temperatura ali existente. Para remover o máximo de vapor de água possível, o vapor retirado do gerador primeiro flui em contracorrente para a solução que entra no retificador. Em seguida a solução passa através do analisador, que é um trocador de calor resfriado a água que condensa algum líquido rico em água, o qual é drenado de volta ao retificador. Uma pequena quantidade de vapor de água escapa ao analisador e deve finalmente passar como líquido do evaporador para o absorvedor.

FIGURA 37 - SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA



O sistema água-amônia é capaz de atingir temperaturas de evaporação abaixo de 0°C, porém o sistema LiBr-água é limitado em unidades comerciais a temperaturas não inferiores a 3°C. O sistema água-amônia tem a desvantagem de requerer componentes extras e a vantagem de operar a pressões acima da atmosférica. O sistema LiBr-água opera a pressões abaixo da atmosférica, resultando em infiltrações inevitáveis de ar no sistema, que precisa ser purgado periodicamente. Inibidores especiais precisam ser incorporados aos sistemas LiBr-água para retardar a corrosão.

O maior inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia (calor e bombas), muito mais elevado que o das máquinas de compressão mecânica. Por outro lado as máquinas de absorção têm a vantagem de utilizar a energia térmica em lugar da energia elétrica que é mais cara.

As máquinas de absorção permitem a recuperação do calor perdido no caso de turbinas e outros tipos de instalação que utilizam o vapor d'água, podem ser utilizadas em combinadas com máquinas de compressão a vapor.

Além das vantagens apontadas, as instalações de absorção se caracterizam, pela sua simplicidade, por não apresentarem partes internas móveis, o que lhes garante um funcionamento silencioso e sem vibração, além de se adaptarem bem às variações de carga.

4.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 4.3.1: Uma grande máquina de brometo de lítio (fig.35) opera de acordo com as seguintes condições:

- carga de refrigeração, 1000 kW
- temperatura no evaporador (8), 5°C
- temperatura de equilíbrio no absorvedor (3), 42°C
- temperatura no condensador (7), 45°C
- temperatura do vapor refrigerante (6), 96°C
- temperatura da solução (1), 104°C
- temperatura da solução (5), 82,4°C

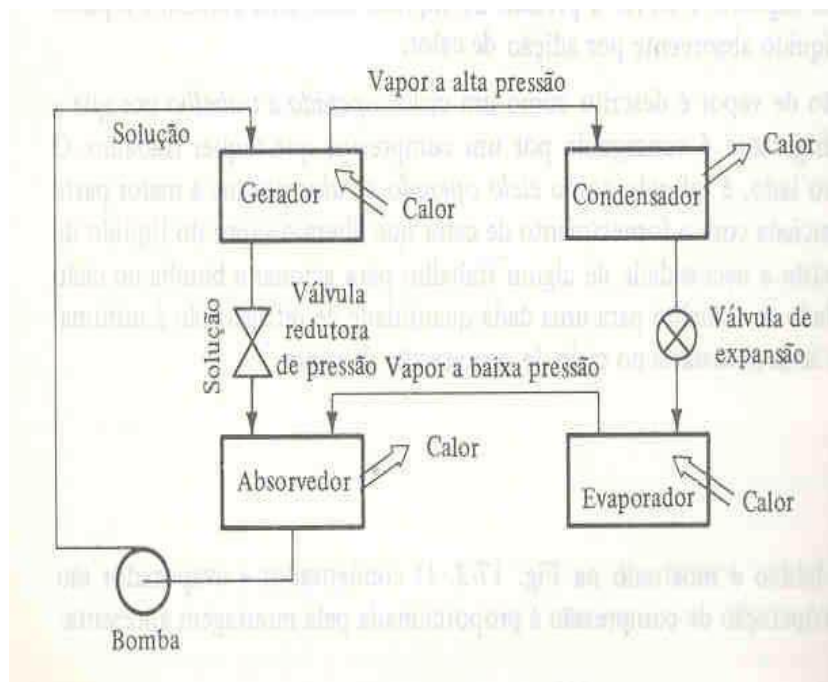
Calcular o COP do sistema.

EXEMPLO 4.3.2: Um sistema de absorção água-amônia (fig.38) opera de acordo com as seguintes condições:

- carga de refrigeração, 725 kW
- temperatura no gerador, 104°C
- pressão no condensador, 1167 kPa
- temperatura do vapor que deixa o evaporador, -6,7°C
- temperatura da solução forte, 32,2°C
- pressão no absorvedor, 236 kPa.

Calcular o COP do sistema.

FIGURA 38 - SISTEMA DE ABSORÇÃO ÁGUA-AMÔNIA



5 COMPRESSORES

Cada componente básico de um sistema de compressão a vapor, (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), apresenta um comportamento característico, sendo, ao mesmo tempo influenciado pelas condições impostas pelos outros componentes. Assim, por exemplo, uma variação na temperatura da água de condensação pode afetar a vazão de refrigerante bombeado pelo compressor, o que pode resultar em um reajuste do dispositivo de expansão, acompanhado de uma variação na pressão de evaporação.

Analisando individualmente cada componente básico do sistema de refrigeração, considera-se o compressor como o coração do sistema de compressão a vapor.

Os compressores podem, em geral, ser divididos em dois tipos: Os compressores de *deslocamento positivo*, no qual o gás é comprimido por redução de volume como nos compressores *alternativos* e *rotativos* e o compressor *centrífugo* (turbo), no qual o gás é acelerado pelas pás do rotor e sua velocidade é convertida em pressão, como nos compressores *centrífugos de um estágio* ou de *vários estágios*.

5.1 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Os compressores alternativos são construídos em distintas concepções, destacando-se entre elas os tipos aberto, semi-hermético e hermético (selado).

No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa a carcaça, sendo, portanto, acionado por um motor exterior, como ilustrado na (fig. 39a). O emprego de um selo de vedação deve ser previsto a fim de evitar fuga de gás refrigerante ou penetração de ar externo quando a pressão for menor que a atmosférica. O compressor aberto é usado em instalações de amônia, podendo também operar com compostos halogenados.

FIGURA 39 - COMPRESSORES ALTERNATIVOS - a) ABERTO - b) SEMI-HERMÉTICO - c) HERMÉTICO



(a)



(b)



(c)

No compressor semi-hermético, a carcaça exterior aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento, como pode ser observado na (fig. 39b). Nesse tipo, que opera com compostos halogenados, o refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. Esse compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, tornando acessível o compressor (válvulas, pistões, etc.) ou motor.

Os compressores herméticos são semelhantes aos semi-herméticos, destes diferindo pelo fato de ter uma carcaça totalmente blindada, onde o motor e conjunto de compressão estão encerrados num só corpo impedindo o acesso interno (fig. 39c). Isto resulta na redução de tamanho da carcaça e elimina o problema de vazamento com o uso de um selo mecânico. Entretanto tanto o hermético como o semi-hermético podem perder um pouco de sua eficiência em virtude do aquecimento do refrigerante, promovido pelo enrolamento do motor elétrico. Os compressores herméticos são utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências da ordem de 30 kW (40 hp).

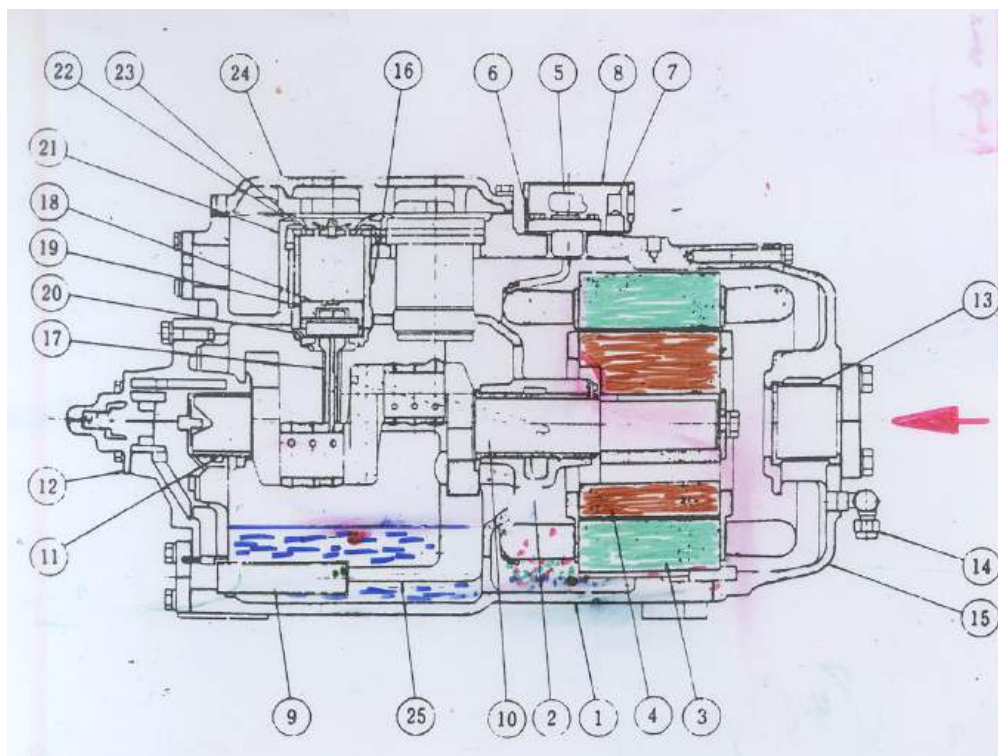
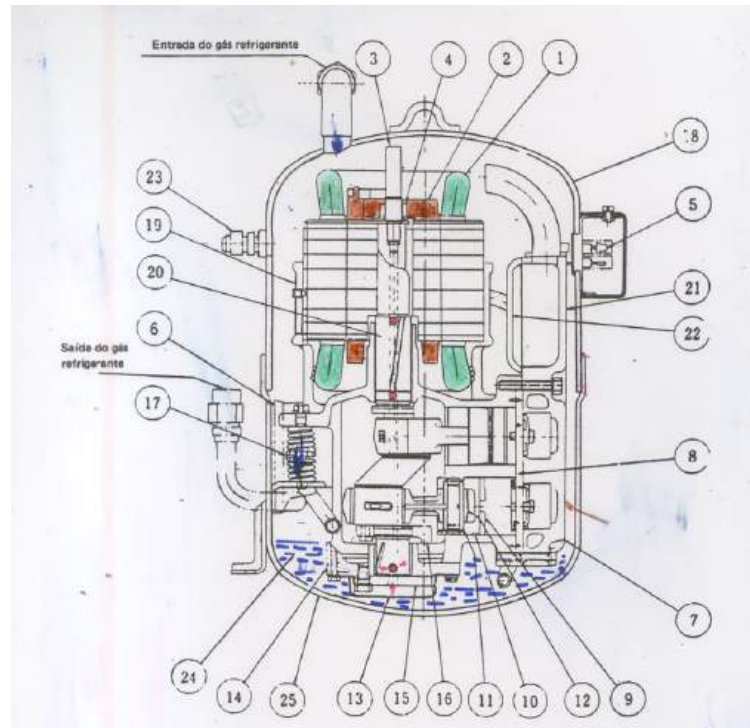
A combinação do compressor e condensador forma o que se denomina unidade condensadora (fig. 40). O motor, o compressor e o condensador podem ser montados de um modo compacto sobre a mesma estrutura, que é localizado longe do dispositivo medidor e do evaporador.

FIGURA 40 - UNIDADE CONDENSADORA



A (figs. 41a e 41b) ilustram a estrutura interna do compressor alternativo hermético e semi-hermético, respectivamente.

FIGURA 41 - ESTRUTURA INTERNA DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS -
a) HERMÉTICO - b) SEMI-HERMÉTICO

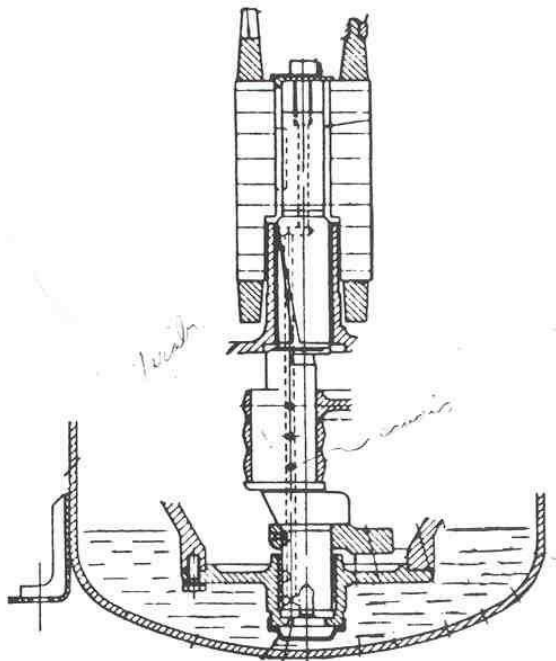


5.1.1 Sistemas de Lubrificação

Devido a grande quantidade de partes móveis necessárias para poder realizar os movimentos descritos, o sistema de lubrificação do compressor é de vital importância para seu bom funcionamento.

Nos compressores do tipo hermético, a lubrificação é realizada por ação da força centrífuga que impulsiona o óleo através dos canais de lubrificação, aproveitando-se da rotação do virabrequim e utilizando-se do furo de lubrificação fora da linha de centro do eixo (fig. 42).

FIGURA 42 - LUBRIFICAÇÃO POR SALPICOS

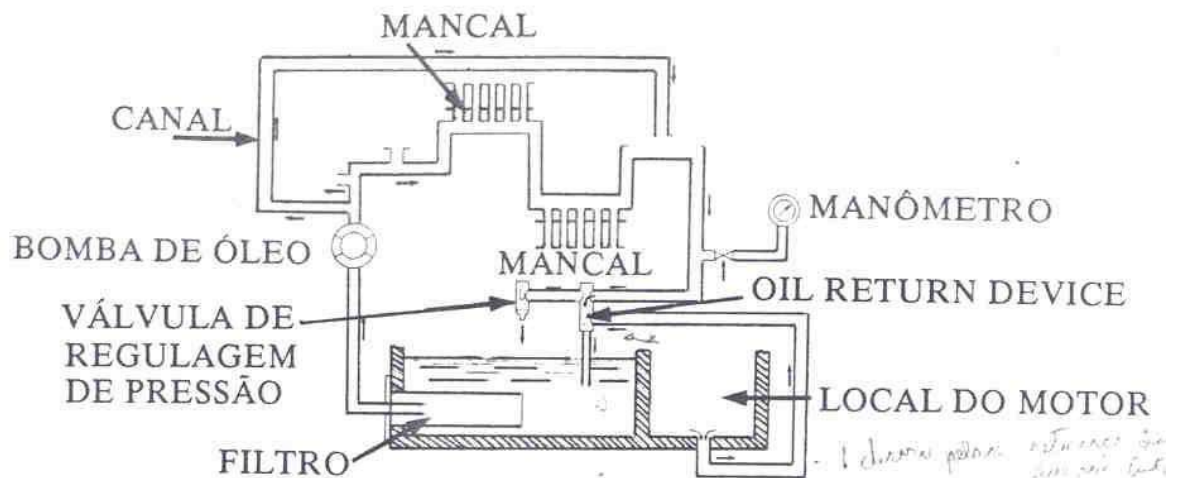


Nos compressores do tipo semi-hermético, a lubrificação é forçada (fig. 43) por meio da ação da bomba de óleo, cujo sistema de lubrificação é composto de:

- bomba de engrenagem
- filtro de óleo
- válvula reguladora de óleo
- manômetro
- oil return device

O óleo acumulado no reservatório do cárter é succionado para a bomba, passando pelo filtro de óleo, a bomba o distribui pelos canais de lubrificação, chegando até os mancais do virabrequim, bielas e pinos dos pistões e retornará para o cárter.

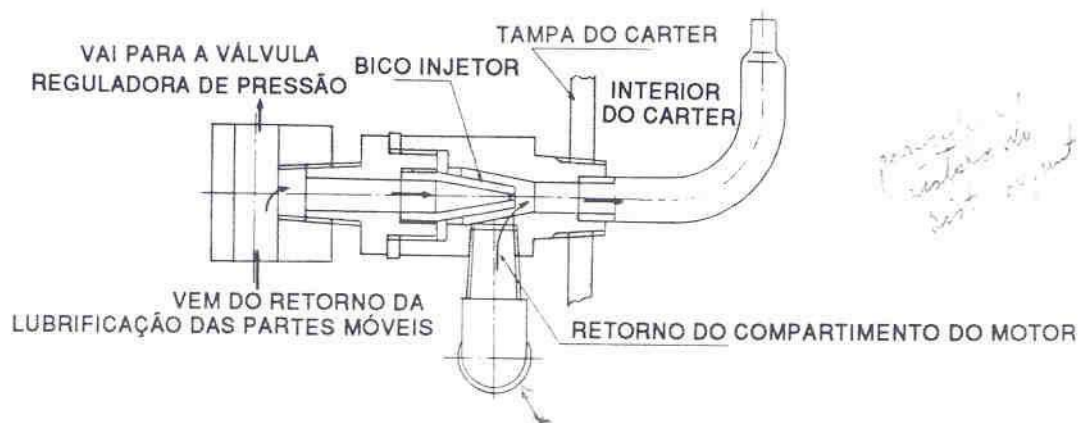
FIGURA 43 - LUBRIFICAÇÃO FORÇADA



O óleo que é arrastado pelo gás refrigerante também deve ser devolvido ao cárter, só que a pressão de sucção, sendo que o óleo que retorna da lubrificação das peças tem pressão maior.

Por isso a necessidade do "Oil Return Device" (fig. 44) que arrasta o óleo do motor para o cárter utilizando parte do óleo que retorna a alta pressão.

FIGURA 44 - OIL RETURN DEVICE



O retorno da outra parcela do óleo que foi utilizado na lubrificação é devolvido ao cárter, passando através da válvula reguladora da pressão de óleo. Como o interior do cárter está na pressão de sucção, para determinar qual a pressão que a bomba fornece ao sistema temos de fazer a diferença entre o valor

registrado no manômetro de óleo e o registrado no manômetro de baixa. Esta diferença deve estar entre 150 e 200 kPa e pode ser alterada por meio da válvula reguladora de pressão.

5.1.2 Sistemas de Controle de Capacidade

A resposta de um sistema operando em regime permanente a uma redução de carga térmica é a diminuição da pressão e temperatura de evaporação. Essa mudança nas condições de evaporação resulta numa redução da capacidade do compressor, que acaba por ser igual a nova carga de refrigeração. A redução da temperatura de evaporação pode ser indesejável por diversas razões. Em ar condicionado pode haver formação de gelo na serpentina, que bloqueia o escoamento de ar, resultando numa diminuição ainda maior da pressão. Uma carga reduzida num sistema de água gelada pode causar a formação de gelo localizado dentro do evaporador. A formação de gelo restringe o fluxo de água e acelera o congelamento o qual pode originar fraturas no tubo do evaporador. Como os motores dos compressores herméticos são arrefecidos pelo fluxo de gás de sucção nos enrolamentos do motor, qualquer redução no fluxo de gás origina temperaturas superiores à operação do motor. Uma certa quantidade de óleo lubrificante do compressor é normalmente arrastada pelo refrigerante bombeado e transportado para a tubulação do sistema. O movimento uniforme do óleo através do sistema de tubulação e retorno ao compressor depende de uma velocidade razoavelmente alta do refrigerante. Contudo, à carga mínima, o movimento do refrigerante no sistema é grandemente reduzido. Alimentos frescos e outros produtos conservados sob temperatura controlada podem ser afetados por baixas temperaturas.

Diversos métodos são empregados na redução da capacidade do compressor:

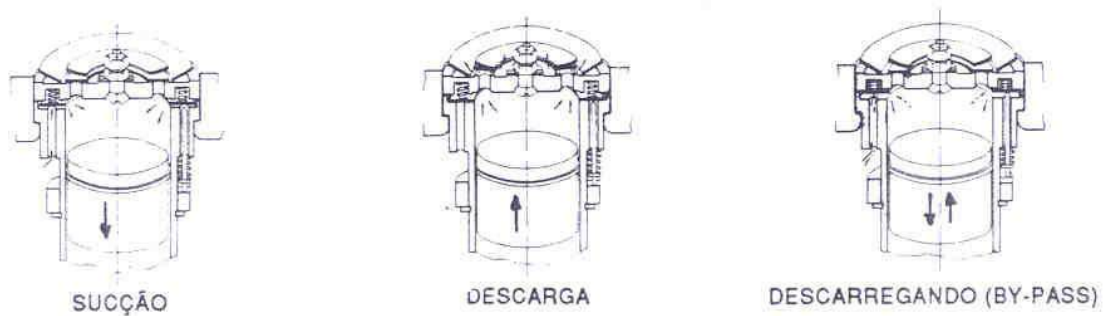
CONTROLE TUDO OU NADA (“ON-OFF”): adequado para sistemas de pequeno porte, onde normalmente, as variações de temperatura no ambiente dão-se lentamente evitando ciclos rápidos do compressor. O controle “on-off” aplica-se aos compressores herméticos, semi-herméticos ou abertos, isso quer dizer que o compressor está trabalhando a plena carga ou está parado. O termostato de controle de temperatura aciona direta ou indiretamente a contatora do compressor.

Este tipo de controle só é recomendado quando a carga do sistema é moderadamente constante. Se este controle for aplicado a sistemas sujeitos a flutuações rápidas de carga, a máquina reciclará (paradas e partidas frequentes) causando esforços desnecessários no equipamento elétrico.

CONTROLE POR DESCARGA DOS CILINDROS: é largamente empregado nos compressores semi-herméticos o controle de capacidade é realizado proporcionalmente, a atuação do termostato de controle se faz sobre válvulas solenoides, que por sua vez comandam o sistema hidráulico que age nos cabeçotes dos compressores descarregando-os (fig. 45). No cilindro, o refrigerante é succionado a baixa pressão e posteriormente descarregado a alta pressão indo circular novamente no sistema.

Ao descarregar-se o cilindro, faz-se com que a válvula de sucção permaneça constantemente aberta. Com isso, o refrigerante é succionado, mas não é comprimido, pois, o refrigerante que entrou no cilindro sai através da abertura da válvula de sucção que não fecha quando o pistão sobe.

FIGURA 45 - CONTROLE POR DESCARGA DOS CILINDROS

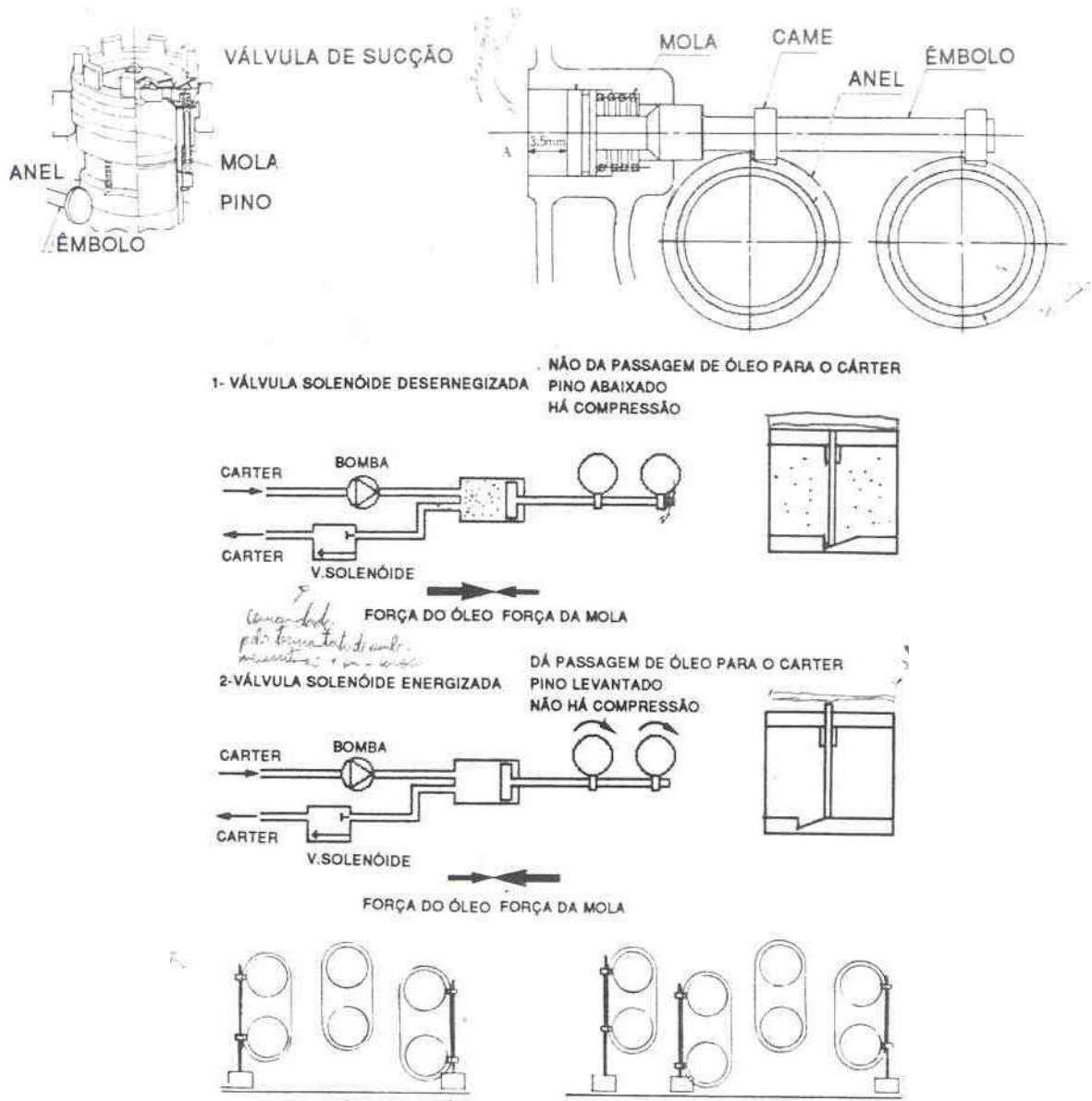


Nos compressores semi-herméticos Hitachi, o sistema de atuação do mecanismo de sucção é hidráulico e aproveita o óleo de lubrificação forçado pela bomba para deslocar um êmbolo que faz girar um anel (fig. 46). O anel está na camisa do cilindro, tendo alguns cortes com o perfil de um plano inclinado. Nesses cortes é que se movimentam os pinos que suspenderão a válvula de sucção.

O controle do fluxo de óleo é feito através da válvula solenóide. Quando a válvula está desenergizada, bloqueia o fluxo de óleo para o cárter possibilitando que a pressão de óleo comprima o êmbolo e nessa posição, o pino não suspende a válvula de sucção e a placa de válvula trabalha normal. Quando a válvula solenoide é energizada, permite o retorno do óleo ao cárter. Dessa forma a pressão da mola é superior, retornando o embolo. O deslocamento do êmbolo gira o anel e os pinos sobem levando consigo a válvula de sucção.

O sistema de controle de capacidade não é aplicado para todos os cabeçotes sempre haverá um cabeçote independente.

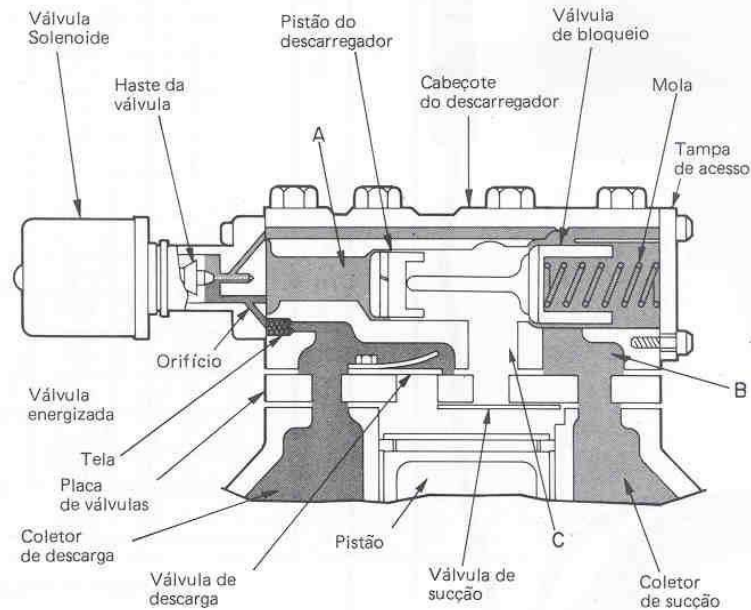
FIGURA 46 - MECANISMO DE ATUAÇÃO DO DESCARREGAMENTO DO CILINDRO



Nos compressores semi-herméticos Carrier o controle de capacidade é realizado também através do descarregamento dos cilindros, com o sistema mostrado a seguir:

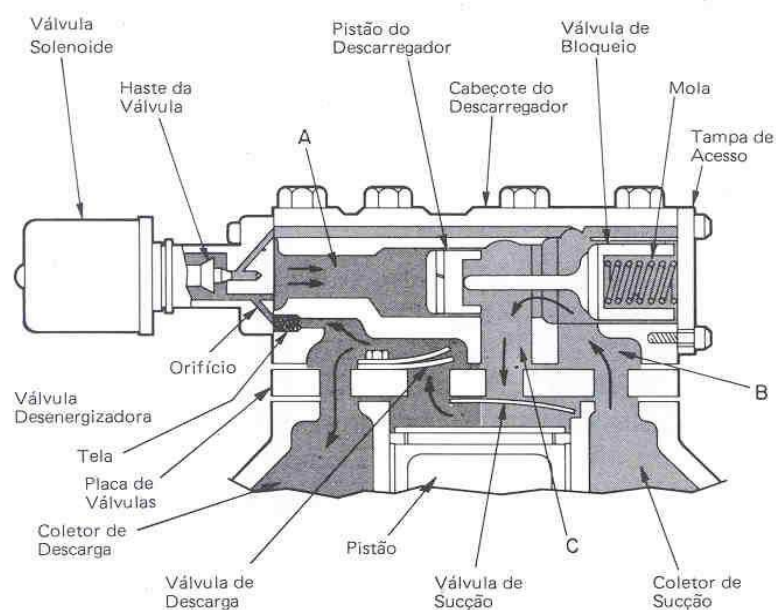
Quando os Cabeçotes de cilindros encontram-se "Em Carga" como mostra a (fig. 47), A solenoide é desenergizada e a haste da válvula fecha a comunicação com o lado da sucção. A pressão de descarga atua sobre a válvula de controle de capacidade através da câmara "A" comprimindo o pistão do descarregador para a direita, com isto abrem-se as passagens da câmara "B" para a câmara "C". O gás de sucção é aspirado pelo cabeçote de cilindros. O cabeçote de cilindros está agora em carga.

FIGURA 47 - CABEÇOTE DE CILINDROS EM CARGA



Quando o Cabeçote de cilindros encontra-se “Descarregado” como mostra a (fig. 48), a solenoide é energizada a haste se recolhe permitindo a equalização com o lado de sucção do compressor. Nesse instante a pressão da câmara “A” decresce. A válvula de bloqueio fecha-se pela ação da mola, o gás de sucção é impedido de entrar no cabeçote de cilindros. O cabeçote de cilindros está agora descarregado.

FIGURA 48 - CABEÇOTE DE CILINDROS DESCARREGADO



COMPRESSORES DE VÁRIAS VELOCIDADES: Como a capacidade de um compressor é proporcional à sua velocidade, usam-se por vezes motores de várias velocidades para regular a velocidade de um compressor e, portanto, a sua capacidade.

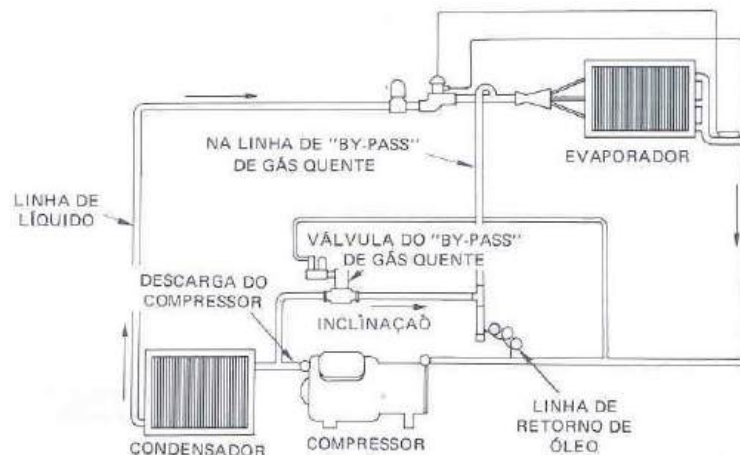
CONTROLE POR DERIVAÇÃO (“BY-PASS”) DE GÁS QUENTE: O “by-pass” de gás quente pode ser uma solução para muitos dos problemas associados a sistemas que devem operar abaixo do mínimo, estágio de redução do compressor (fig. 49).

Por exemplo, suponha que em resposta à diminuição de carga do sistema, um compressor de 70 kW, através de descarga dos cilindros, é reduzido progressivamente até uma capacidade mínima de bombeamento de 17,5 kW. Se a carga do sistema não descer abaixo de 17,5 kW, a pressão e a temperatura de sucção são controladas dentro de limites seguros de operação. Se, contudo, a carga descer abaixo de 17,5 kW, a capacidade de bombeamento do compressor excede a carga, fazendo com que a pressão e a temperatura de sucção desçam abaixo da faixa controlada. Isto poderá originar gelo na serpentina, movimento deficiente de óleo, superaquecimento do motor do compressor, etc.

Uma solução para este problema é evitar que a carga desça abaixo da capacidade total descarregada do compressor, através de um “by-pass” do gás quente. O “by-pass” de gás quente é um modo de introduzir mais carga de calor no sistema, produzindo uma pressão e temperatura de sucção estável, quando a carga real do sistema for inferior à fase mínima de descarga do compressor. A carga é produzida “by-passando” gás quente da descarga do compressor para o lado de baixa pressão do sistema.

A passagem do gás quente é regulada por válvulas moduladoras atuadas por pressão. Logo que a pressão de sucção do compressor desce até o ponto de regulagem da válvula, a válvula modula o fluxo de gás quente, estabilizando a pressão e a temperatura do lado de baixa. Estas válvulas são normalmente dimensionadas para “by-passar” uma carga de calor que seja equivalente à capacidade mínima do compressor descarregado. Assim, a carga de “by-pass” pode manter operação normal do sistema mesmo quando a carga real cair para zero.

FIGURA 49 - DERIVAÇÃO (“BY-PASS”) DE GÁS QUENTE



5.1.3 Ciclo de Compressão

No trabalho do compressor é importante ressaltar o funcionamento da placa de válvulas, que cria no interior do cilindro uma pressão inferior à de sucção. Sendo maior, a de sucção que empurra a válvula de sucção, permitindo a admissão do refrigerante no cilindro.

Na descarga, o pistão desloca-se de encontro à placa de válvulas criando assim uma pressão maior que a de descarga, na parte inferior do cilindro. Essa sobrepressão empurra a válvula de descarga liberando o refrigerante para o cabeçote.

Para melhor entendimento, vamos supor um sistema que trabalha com 400 kPa na pressão de baixa e 1500 kPa na pressão de alta, analisando por um intervalo de tempo o deslocamento do compressor em função da pressão.

Para representar a variação ocorrida, faremos uso de um gráfico onde na linha vertical constam os valores da pressão e na linha horizontal a indicação, em porcentagem, da variação do volume do cilindro (fig. 50). Partindo com o pistão no ponto inferior consideramos o volume em 100 % e a pressão de 400 kPa. Na primeira etapa o pistão desloca-se de A para B, diminuindo o volume do cilindro e provocando, conseqüentemente, um aumento da pressão, estando as válvulas ainda fechadas.

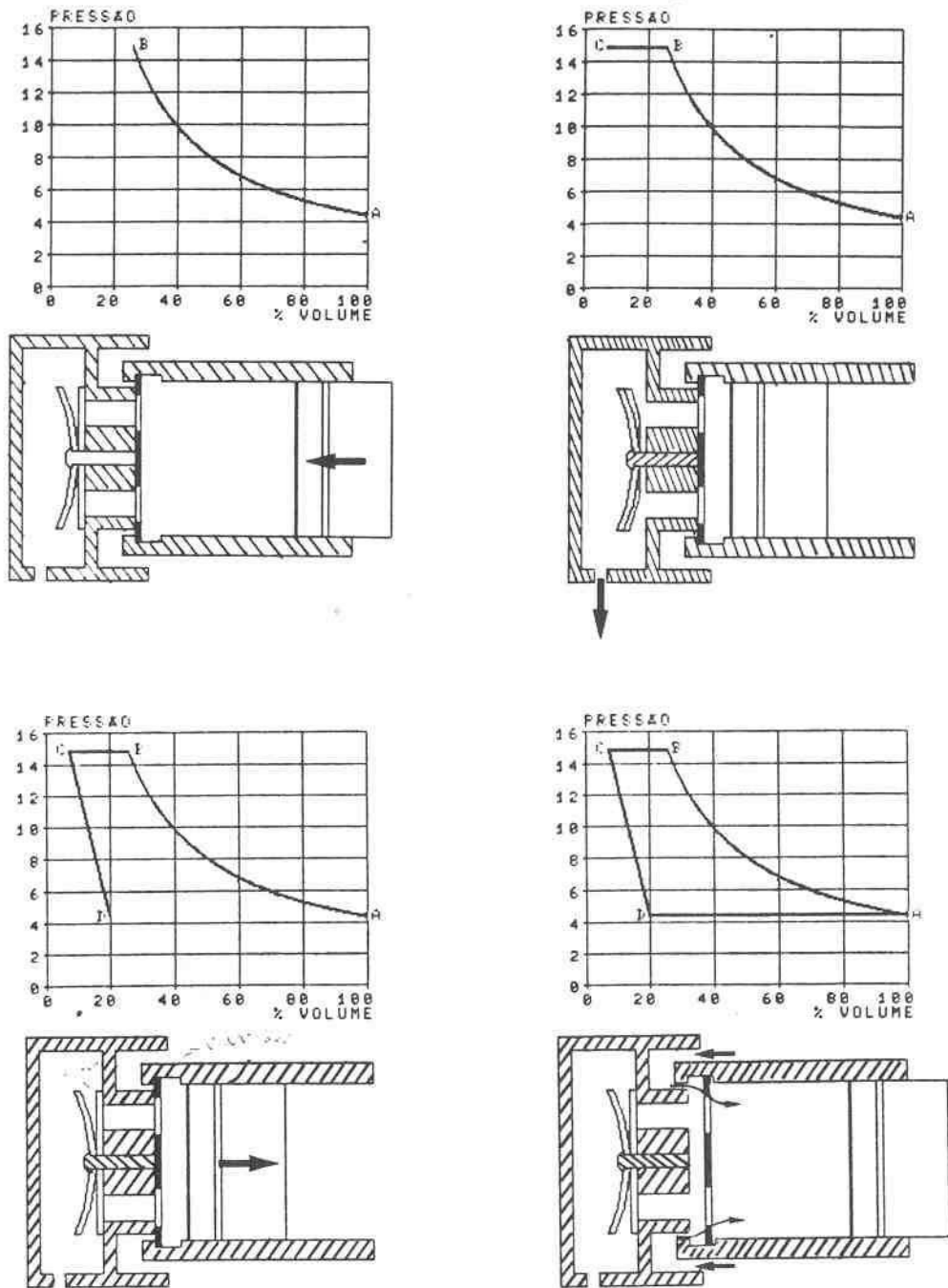
Na etapa que vai do ponto B para o ponto C, o pistão já se encontra na posição superior com o menor volume do cilindro e a pressão de 1500 kPa. Nessa situação a válvula de descarga está aberta e o gás está sendo descarregado do cilindro.

O percurso do ponto C ao ponto D representa a saída do pistão do ponto superior (à pressão de 1500 kPa), deslocando-se até atingir a pressão de sucção, 400 kPa, e aproximadamente 20 % do volume do cilindro.

Note que no trajeto descrito as válvulas estão fechadas; portanto, no volume deslocado não houve admissão de refrigerante. Na etapa do ponto D ao ponto A, temos o volume do cilindro aumentado até atingir 100 % e a pressão 400 kPa.

Nesse percurso a válvula de sucção se abre, permitindo a entrada de refrigerante dentro do cilindro. Assim, durante o tempo de funcionamento do compressor, as etapas comentadas se repetirão sucessivamente.

FIGURA 50 - CICLO DE COMPRESSÃO



5.1.4 Deslocamento do Pistão

O deslocamento do pistão de qualquer compressor alternativo é o volume varrido pelo pistão durante o seu curso que é dado por:

$$V_c = z \frac{\pi d^2}{4} s n x 60 \quad (33)$$

onde

- s curso do embolo, m
 x número de efeito do embolo, (x = 1, simples efeito e x = 2, duplo efeito).
 n rotação do motor, rpm
 d diâmetro do embolo, m
 z número de cilindros em paralelo
 V_c deslocamento do pistão, m³/h.

5.1.5 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é o parâmetro chave na interpretação do desempenho dos compressores alternativos para aplicações frigoríficas. Distinguem-se dois tipos de eficiência volumétrica: a de espaço nocivo e a efetiva.

A eficiência volumétrica de espaço nocivo depende da expansão do gás retido no espaço nocivo, podendo ser melhor explicada pelo diagrama pressão-volume de um compressor mostrado na (fig. 51). O volume máximo, que ocorre quando o êmbolo passa por um dos pontos extremos é V₃. O volume mínimo, volume do espaço nocivo, V_e, ocorre quando o êmbolo passa pelo outro ponto extremo. A pressão de descarga é p_d.

Inicialmente admitamos que a pressão de aspiração seja p₁. O gás retido no espaço nocivo se expande até o volume V₁ antes que a pressão interior do cilindro seja suficientemente pequena para permitir a abertura das válvulas de admissão, permitindo a admissão de gás. O volume de gás admitido no cilindro será (V₃ - V₁) e a eficiência volumétrica do espaço nocivo, η_{ve} será dada por:

$$\eta_{ve} = \frac{(V_3 - V_1)}{V_3 - V_e} (100) \quad (34)$$

Quando a pressão de aspiração p₂, a admissão de gás durante o tempo de admissão ficará reduzida a (V₃ - V₂). No caso limite em que a pressão de aspiração é p₃ o gás no espaço nocivo será expandido até p₃, não ocorrendo admissão e resultando numa eficiência volumétrica de espaço nocivo nula.

A eficiência volumétrica de espaço nocivo pode ser expressa de outro modo:

$$\eta_{ve} = 100 - f_{en} \left(\frac{v_{asp}}{v_{des}} - 1 \right) \quad (35)$$

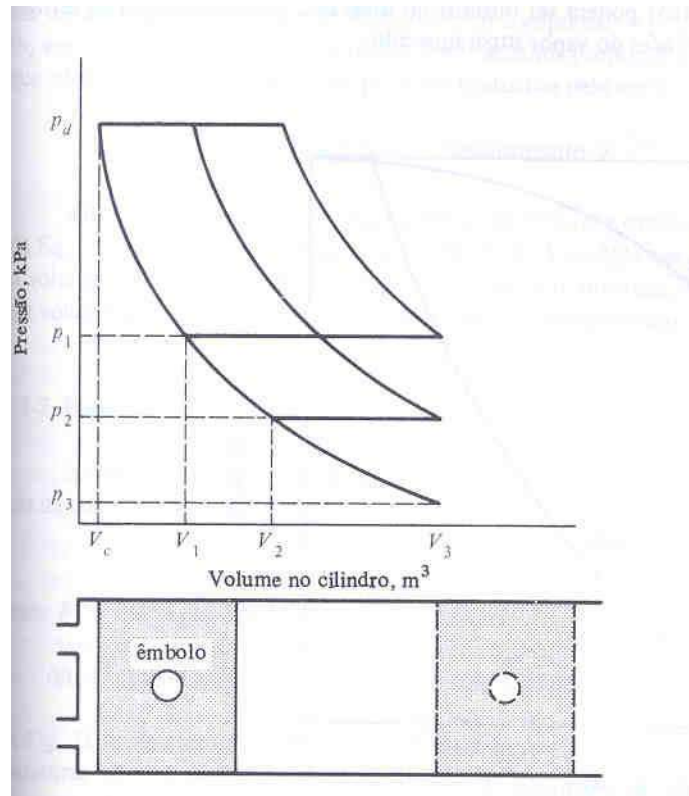
onde,

f_{en} fração de espaço nocivo, $f_{en} = \frac{V_e}{V_3 - V_e} (100)$

v_{asp} volume específico do vapor admitido no compressor, m³/kg

v_{des} volume específico do vapor após a compressão isentrópica até p_d , m^3/kg .

FIGURA 51 - DIAGRAMA PRESSÃO-VOLUME DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO IDEAL



O único efeito sobre a eficiência volumétrica, considerado até aqui é resultante da expansão do gás que permanece no espaço nocivo, denominada de eficiência de espaço nocivo, η_{ve} . Entretanto, outros efeitos podem influir no valor do rendimento volumétrico. Entre estes, podem ser citados: vazamentos através das válvulas de sucção e de descarga e do aquecimento do gás que adentra o cilindro tendo como resultado uma redução na massa de refrigerante em relação àquela que seria admitida caso a temperatura do gás permanecesse constante.

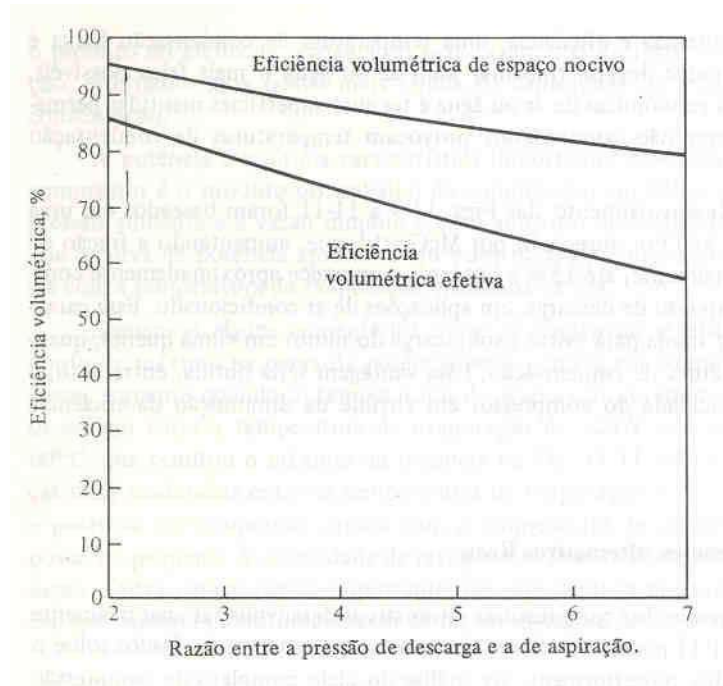
Os dados de catálogo de fabricante de compressores podem ser utilizados no cálculo da eficiência volumétrica efetiva, que pode ser comparado à eficiência volumétrica de espaço nocivo, como mostra a (fig. 52). É interessante observar que os demais efeitos que afetam a eficiência volumétrica são dependentes da relação entre as pressões de descarga e de sucção.

A eficiência volumétrica efetiva, η_v , é definida como:

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_c} (100) \quad (36)$$

onde,
 V_a vazão que entra no compressor, m^3/h .

FIGURA 52 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EFETIVA E DE ESPAÇO NOCIVO DE UM COMPRESSOR DE ALTA ROTAÇÃO, COM R-22 e f_{en} de 4,5%



Para verificação de capacidade, um compressor é testado em um calorímetro. Isto significa que ele é instalado em um ciclo de refrigeração, no qual o efeito de refrigeração, o calor rejeitado e a potência consumida podem ser determinados com precisão.

5.1.6 Taxa de Compressão

A taxa de compressão é dada por:

$$R = \frac{p_a}{p_b} \quad (37)$$

onde,
 p_a pressão de descarga absoluta, kPa
 p_b pressão de sucção absoluta, kPa

Em um compressor de refrigeração não há eixo de comando de válvulas que abrem e fecham as válvulas em determinados pontos no curso e por isto estabelece uma razão de compressão fixa. Em vez disso as válvulas de descarga e sucção estão sob pressão de molas, por isso as válvulas de descarga abrem quando o curso de compressão aumentou a pressão do cilindro o suficiente acima da pressão na linha de descarga para ultrapassar a pressão da mola.

A capacidade da máquina reduz à medida que aumenta a taxa de compressão ou pelo aumento da pressão de descarga, ou pela diminuição da pressão de sucção, ou por ambas.

5.1.7 Temperatura de Descarga do Compressor

Quando a temperatura de descarga do compressor é muito alta pode provocar a decomposição do óleo ou empenamento das válvulas de descarga. Isto se aplica particularmente a altas relações de compressão associada com refrigeração à baixa temperatura. A amônia é um dos refrigerantes que apresenta as mais altas temperaturas de descarga, exigindo que os compressores de amônia tenham o cabeçote refrigerado a água.

A temperatura de descarga do compressor também é utilizada para se estabelecer um segundo valor em uma análise do ciclo, as pressões são conhecidas, mas um segundo valor é necessário para localizar o ponto a partir do qual o trabalho de compressão pode ser encontrado.

5.1.8 Potência no Eixo

A potência total que deve ser fornecida ao eixo do compressor é a chamada potência no eixo e pode ser calculada a partir da relação:

$$P_s = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_c \eta_m} \quad (38)$$

onde,

η_c eficiência da compressão

η_m rendimento mecânico

A eficiência de compressão, η_c de um compressor, é a medida de perdas resultantes do desvio de um ciclo de compressão real de um ciclo de compressão ideal devido a fatores como: trefilação, o vapor refrigerante não é um gás ideal, necessidade de sobre pressão para abrir e fechar as válvulas de admissão e de descarga, existência de troca de calor entre o vapor e as paredes do cilindro, o atrito do fluido devido à turbulência do vapor no cilindro. Enquanto que a eficiência mecânica do compressor η_m é uma medida das perdas resultantes do atrito mecânico no compressor.

Observa-se que os fatores que determinam a eficiência da compressão do compressor, são os mesmos que influenciam a eficiência volumétrica. Consequentemente, para qualquer compressor, as eficiências volumétricas e de

compressão são aproximadamente as mesmas e variam com a taxa de compressão em torno das mesmas proporções. Por esta razão, a potência no eixo pode ser aproximada com razoável segurança, adicionando cerca de 10% para compensar a perda de potência devida ao atrito mecânico no compressor, através da equação:

$$P_s = \frac{\dot{W}_{cp}}{\eta_v}(1,10) \quad (39)$$

Uma vez que a relação entre os fatores variados que influenciam a eficiência da compressão são difíceis de ser calculados matematicamente, a eficiência de compressão de um compressor pode ser seguramente determinada somente por testes reais no compressor.

Para selecionar um compressor para uma aplicação dada, são necessários os seguintes dados:

- capacidade de refrigeração requerida;
- temperatura de sucção saturada projetada;
- temperatura de escape saturada projetada;
- fluido frigorífico.

5.2 COMPRESSORES ROTATIVOS

Compressores rotativos usam um motor elétrico para girar um elemento rotatório dentro de um elemento estacionário para comprimir o vapor refrigerante.

Os compressores rotativos de uso comum são: o de pistão de rolamento, de aletas giratórias, de voluta (“scroll”) e de parafuso.

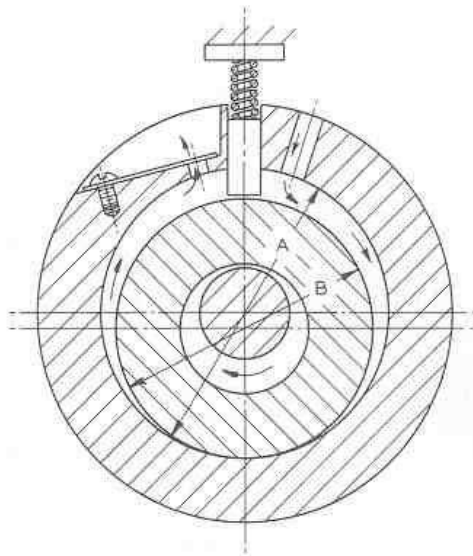
5.2.1 Compressor rotativo de pistão de rolamento

Um compressor rotativo de pistão de rolamento emprega um rotor cilíndrico de aço que gira sobre um eixo excêntrico, sendo o último montado concentricamente num cilindro (fig. 53). Por causa do excêntrico do eixo, o rotor cilíndrico é excêntrico com o cilindro e toca a parede do cilindro no ponto de folga mínima. Quando o eixo gira, o rotor gira ao redor da parede do cilindro na direção da rotação do eixo, sempre mantendo contato com a parede do cilindro. Com relação ao eixo de came a superfície interna do rotor cilíndrico move-se em sentido contrário à direção de rotação do eixo do mesmo modo que um mancal de manivela. Uma lâmina com carga de mola montada numa ranhura na parede do cilindro apoia firmemente o rotor durante todo o tempo. A lâmina move-se dentro e fora da ranhura do cilindro para acompanhar o rotor quando o último gira ao redor da parede do cilindro.

Os cabeçotes ou placas terminais do cilindro são usados para fechar o cilindro em cada extremidade e para servir como suporte para o eixo de came. Tanto o rotor quanto a lâmina estendem a todo o comprimento do cilindro, havendo permissão de qualquer folga apenas entre estas partes e as placas terminais.

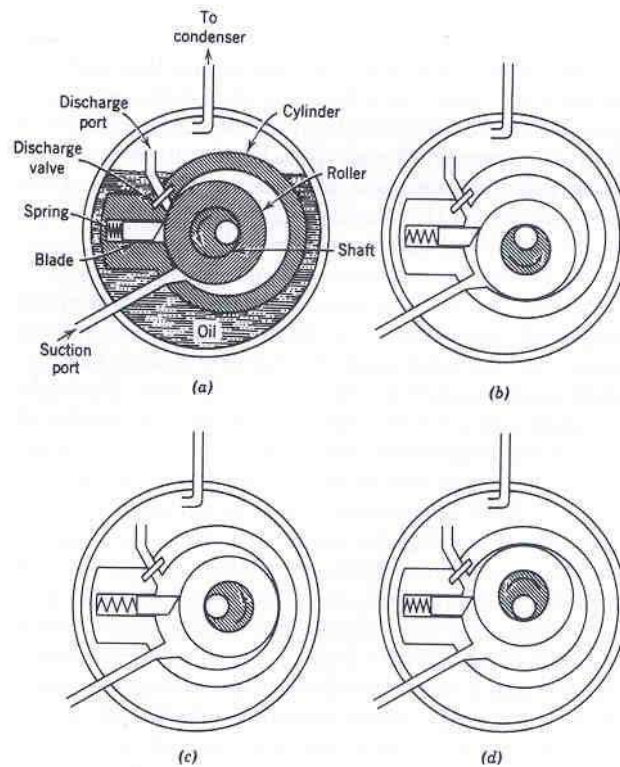
Os orifícios de descarga e sucção são localizados na parede do cilindro perto da ranhura da lâmina, mas em lados opostos. O fluxo de vapor através dos orifícios de descarga e sucção é contínuo, exceto quando o rotor cobre um ou outro dos orifícios. Os vapores de sucção e descarga são separados no cilindro no ponto de contato entre a lâmina e o rotor sobre um lado, e entre o rotor e a parede do cilindro do outro lado.

FIGURA 53 - COMPRESSOR ROTATIVO DE PISTÃO DE ROLAMENTO



O ponto de contato da parede do cilindro com o rolo muda continuamente conforme o rotor se movimenta ao redor do cilindro. Em um ponto durante cada ciclo de compressão o rotor cobrirá os orifícios de descarga, momento em que somente o vapor de baixa pressão estará no cilindro. O modo como o vapor é comprimido pelo rolo é ilustrado pela sequência da (fig. 54).

FIGURA 54 - SEQUÊNCIA DA COMPRESSÃO



O conjunto todo do cilindro é fechado numa caixa e operado submerso num banho de óleo. Observa-se que o vapor de alta pressão é descarregado no espaço acima do nível do óleo no cárter, de onde ele passa para a linha de descarga. Todas as superfícies de atrito do compressor, incluindo as placas terminais, são altamente polidas e montadas bem ajustadas. Embora não sejam necessárias válvulas de sucção é instalada uma válvula de retenção na passagem de descarga para eliminar a regeneração do vapor de descarga no cilindro. Quando o compressor está em operação, uma película de óleo forma uma vedação entre as áreas de alta e baixa pressão. Porém quando o compressor para, a vedação de óleo é perdida e as pressões de alta e baixa se igualam no compressor. Deve ser colocado um dispositivo retentor na linha de sucção (ou linha de descarga) para evitar que o gás de descarga de alta pressão recue através do compressor e da linha de sucção no evaporador quando os ciclos do compressor forem desligados.

Para um compressor de pistão de rolamento, a taxa de deslocamento é dada por:

$$V_d = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_r^2) L n \quad (40)$$

onde,

D_c diâmetro do cilindro, m

D_r diâmetro do rotor, m

L comprimento do cilindro, m

n velocidade de rotação, rps

Pequenos compressores rotativos de pistão de rolamento são usados principalmente com R-12, R-134a e misturas similares em geladeiras domésticas, congeladores e condicionadores de ar. Estes compressores operam a 1800 ou 3600 rpm (60 Hz) e são usados em sistemas com exigências de potência abaixo de 3hp (2,2 kW).

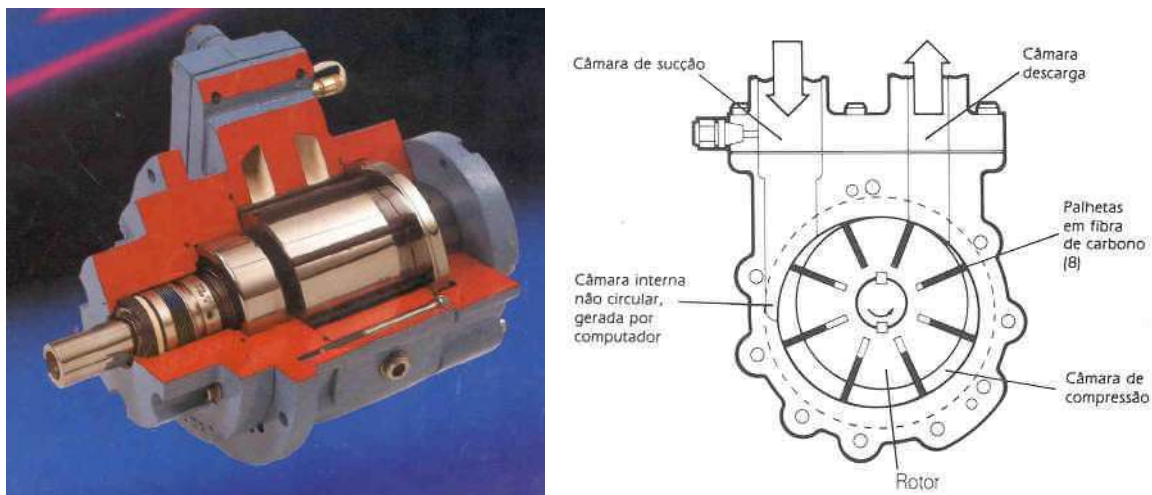
5.2.2 Compressor rotativo de aletas

O compressor rotativo de aletas (fig. 55) é constituído por uma carcaça cilíndrica, dentro da qual gira um tambor excêntrico, ranhurado, provido de aletas radiais. O rotor, ao girar, joga pela força centrífuga, as palhetas contra as paredes da carcaça.

O coração do compressor é a câmara interna gerada por computador. A complexa geometria facilita a aceleração das palhetas e proporciona uma melhora no processo de compressão, sem afetar as áreas de sucção e descarga. A zona de selagem e o perfeito contato das palhetas com a câmara interna e canais de deslizamento, reduzem o volume de re-expansão para um mínimo, melhorando a performance em altas taxas de compressão.

Na partida são necessárias várias revoluções para alcançar uma compressão completa. Isto permite uma partida suave, com a instalação de equipamentos elétricos para partidas tipo estrela-triângulo. Não é necessário nenhum acessório adicional para partida sem carga.

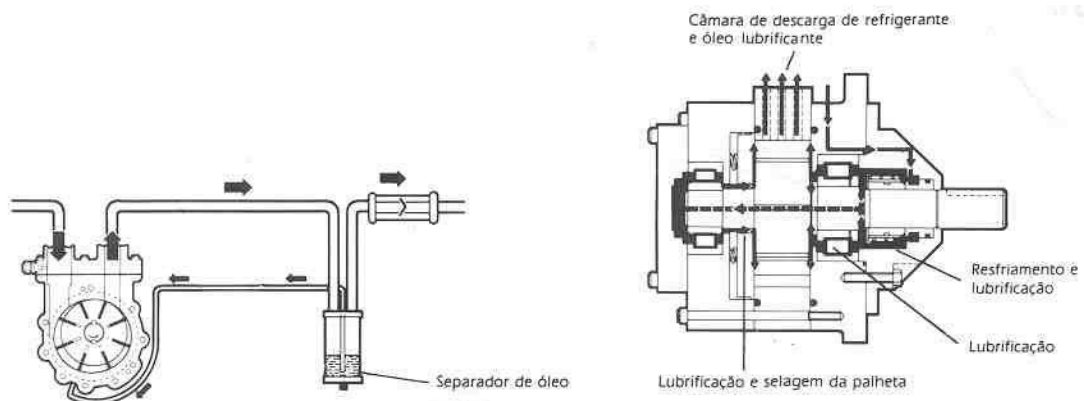
FIGURA 55 - COMPRESSOR ROTATIVO DE ALETAS



LUBRIFICAÇÃO: O sistema de lubrificação do compressor (fig. 56) necessita de um separador de óleo na linha de descarga, um sistema comum em compressores tipo parafuso e sistemas alternativos de grande porte. O óleo na pressão de

descarga lubrifica o selo de vedação do eixo, os dois rolamentos tipo roletes, o rotor e as palhetas antes de ser novamente expelido através da descarga junto com o refrigerante em alta pressão. Os componentes do compressor de aletas *Rotocold* não precisam de cárter, bomba de óleo ou aquecedores do cárter e podem ser montados em qualquer plano. Todas as partes vitais são lubrificadas com pressão positiva.

FIGURA 56 - SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO DO COMPRESSOR ROTATIVO DE ALETAS



Os compressores rotativos de aletas são empregados comumente com R-12, R-134a e refrigerantes ambientalmente seguros em refrigeradores comerciais, freezers, ar condicionado, etc. em tamanhos que variam de 3 a 50 hp (2,2 a 37,3 kW). Estas aplicações operam com temperaturas de saturação no evaporador dentro de uma faixa -40 a $7,2^{\circ}\text{C}$ e temperaturas de descarga em torno de 60°C .

Os compressores rotativos de aletas grandes são muito usados com R-12, R-22 e R-717, como o compressor de baixo estágio em sistemas de compressão de múltiplos estágios. Estes sistemas podem operar com temperatura saturada de sucção abaixo de $-87,2^{\circ}\text{C}$. Estes compressores são equipados com camisa e/ou resfriador de óleo para evitar o superaquecimento e para melhorar a eficiência do compressor.

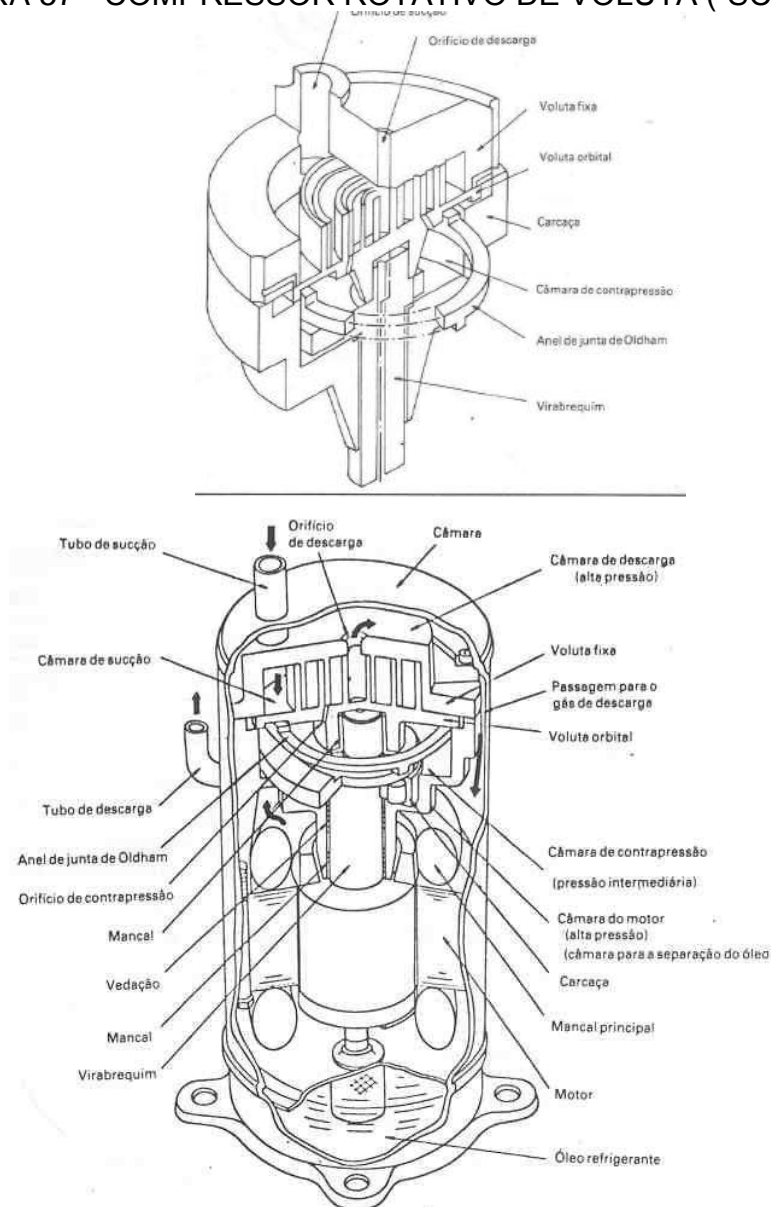
Embora os compressores rotativos sejam máquinas de deslocamento positivo, por causa de seu movimento giratório e fluxo dos gases de descarga e sucção mais constantes e suaves, eles são menos sujeitos a vibrações mecânicas e às pulsações marcantes de descarga associada com o compressor alternativo. Como no caso dos compressores alternativos, os compressores rotativos experimentam perdas volumétricas e de compressão resultantes do contravazamento, passagem de óleo ao redor do elemento de compressão, aquecimento do cilindro, folga e atrito. Porém, dado que os volumes de folga e a reexpansão associada do vapor de folga é pequena, a eficiência volumétrica dos compressores rotativos é relativamente alta, sendo cerca de 65% a 80% dependendo do projeto individual e das condições de operação.

5.2.3 Compressor rotativo de voluta (“Scroll”)

Embora descrito pela primeira vez em uma patente norte-americana do início do século, a ideia de uma máquina na qual o fluido circulasse em espiral não foi desenvolvida para aplicações práticas nessa época, em função da ausência de técnicas precisas de produção e do desgaste dos componentes, provocado pela grande força axial gerada pelos gases.

Mais tarde, para resolver esses problemas, desenvolveu-se um mecanismo de sustentação da voluta utilizando pressão intermediária. Assim, as técnicas de engenharia de precisão, aliadas ao mecanismo de sustentação da voluta, possibilitaram a produção em massa dos compressores de voluta (fig. 57).

FIGURA 57 - COMPRESSOR ROTATIVO DE VOLUTA (“SCROLL”)



Os compressores de voluta têm um projeto versátil que permite o seu uso muitas aplicações de compressores. Eles são compressores rotativos de deslocamento positivos usados em condicionamento de ar automotivo, residencial e comercial e em aplicações como bomba de calor.

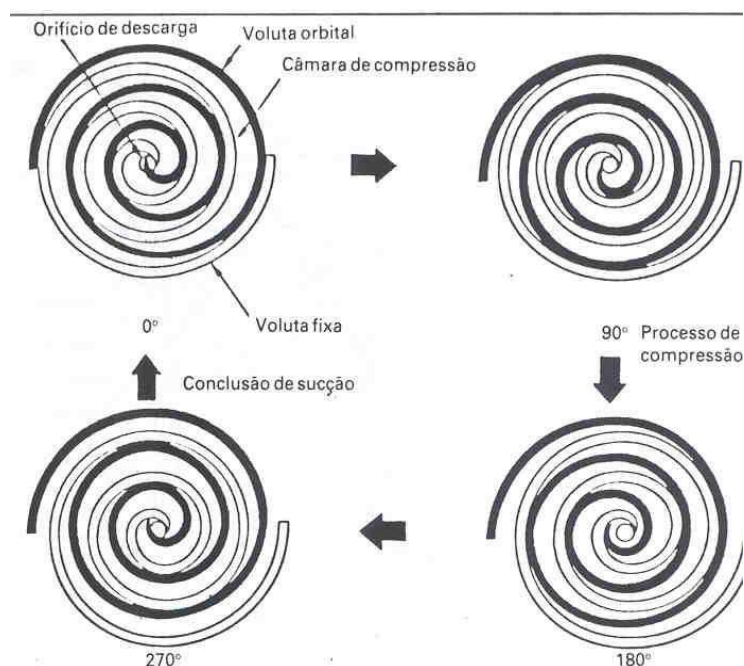
Cinco partes principais compõem o mecanismo de compressão de um compressor de voluta: uma voluta fixa, uma voluta orbital, um anel de junta tipo Oldham, um virabrequim e uma carcaça (fig. 57).

Defasadas em 180° , as duas volutas são montadas de modo a se tangenciarem em vários pontos, dando origem a duas séries de cavidades em forma de meia-lua (fig. 58). Enquanto um dos membros da voluta permanece afixado na carcaça, o outro gira ao redor do centro da manta da voluta fixa. A voluta orbital, por sua vez, é acionada por um mecanismo à manivela de curto curso. Um par de pontos de contato entre as duas paredes em espiral move-se ao longo das curvas em espiral, e o ângulo relativo entre as duas volutas é mantido por meio de um mecanismo de acoplamento anti-rotativo, localizado entre o dorso da placa da voluta orbital e a peça fixa.

O orifício de entrada do compressor localiza-se na periferia das volutas. Quando o virabrequim gira no sentido horário, o gás é aspirado da periferia, retido nas cavidades e comprimido, ao mesmo tempo em que se desloca em direção ao centro da espiral. Ao final de aproximadamente duas rotações e meia, o gás comprimido é expelido pelo orifício de saída, situado no centro da voluta fixa.

A cada vez que um par de cavidades de compressão é formado pela rotação do eixo, o processo se repete. O fluxo de descarga mantém-se constante, e não há necessidade do emprego de válvulas, pois o orifício de descarga não se liga de maneira direta ao lado de baixa pressão.

FIGURA 58 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÃO DE UM COMPRESSOR ROTATIVO DE VOLUTA ("SCROLL")



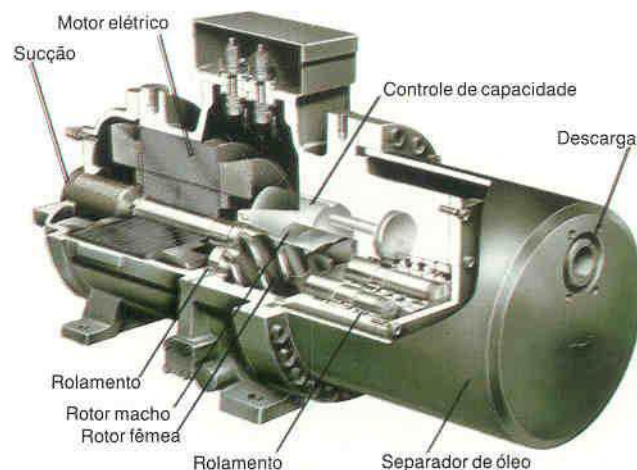
Estes compressores estão tomando o lugar dos compressores alternativos que eram previamente usados nestes mercados. Compressores de voluta estão disponíveis em capacidades que variam de 1 a 15 TR (3,5 a 53 kW).

5.2.4 Compressores de parafuso

O compressor de parafuso é uma máquina de deslocamento positivo de rotação e constam de dois rotores assimétricos, o macho e a fêmea (fig. 59).

O rotor macho tem roscas convexas e o rotor fêmeo rosca côncava, um se encaixa no outro e através do acionamento (giro) de um deles, o outro gira também. Entretanto, eles não fazem contato entre si, porque se atritam através de um fino filme viscoso de óleo lubrificante que se mantém entre os rotores e a carcaça que os envolve.

FIGURA 59 - COMPRESSOR PARAFUSO



A (fig. 60) ilustra a sequência de operação de um compressor parafuso, onde,

ASPIRAÇÃO E SUCÇÃO: Quando um lóbulo macho começa a sair do fundo da cavidade fêmea, cria-se um espaço vazio. Como esse espaço vazio está em frente à porta de admissão dos gases, esses penetram e enchem aquela cavidade formada. Prosseguindo o giro, a cavidade tende a crescer, e ao fazê-lo mais espaço se disponibiliza para o fluxo dos vapores da porta da admissão. O fenômeno prossegue até que toda a cavidade entre um lóbulo macho e a cavidade fêmea correspondente esteja completamente preenchida com o gás que passará a ser comprimido. A partir dessa posição a porta da admissão não se comunica mais

com o gás capturado na cavidade que foi preenchida, o qual também não se comunica com a porta da descarga.

COMPRESSÃO: Nesta fase o gás está confinado e a cavidade que ele preencheu começa agora, com o continuar do giro do rotor, a diminuir de volume pelo reengrenamento do lóbulo macho na fenda fêmea.

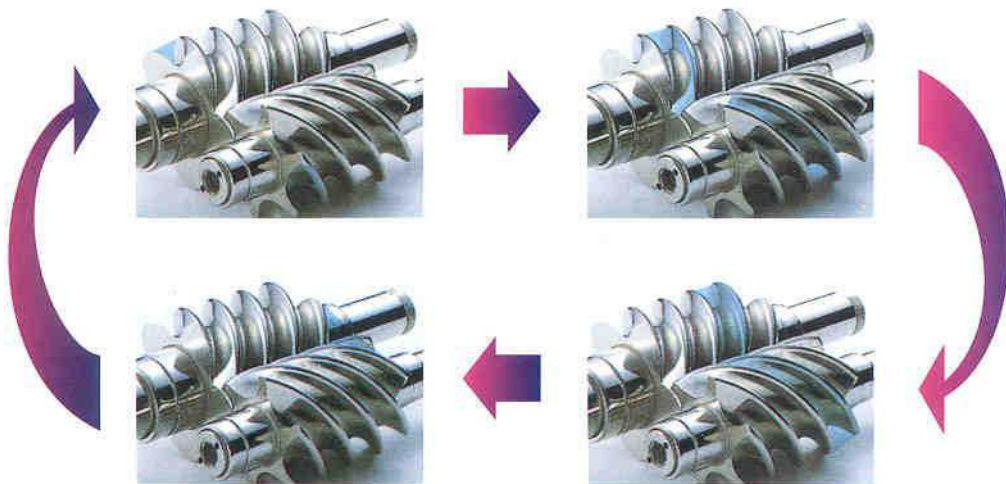
A compressão se dá por redução gradual de volume até que se alcance a pressão de descarga, momento no qual a cavidade aparece diante da porta de descarga.

Como junto com o gás há uma forte injeção de óleo (o peso do óleo injetado entre os rotores é da ordem de 30 % do peso de gás bombeado), e este possui um alto calor específico (se comparado com o gás), ocorre durante a compressão pelo contato do óleo com o gás uma apreciável redução da temperatura final dos gases comprimidos com notável ganho energético para a compressão.

Ou seja, nos afastamos da compressão isentrópica em direção à característica termodinâmica da compressão.

DESCARGA: A abertura da porta de descarga é tal que ela aparece para o gás preso na cavidade somente depois que ele alcançou a redução de volume correspondente ao acréscimo politrópico da pressão. Eis porque se diz que para cada desenho de compressor de parafuso existe uma relação de compressão ideal.

FIGURA 60 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÃO DE UM COMPRESSOR PARAFUSO



RELAÇÃO DE COMPRESSÃO: Esta é uma limitação do compressor de parafuso, o qual, pela descrição que fizemos das portas ou janelas de descarga, está comprometido a operar numa determinada relação de compressão. Isto significa que para uma dada capacidade de deslocamento volumétrico, o compressor

possui uma proporção ideal entre o comprimento e o diâmetro do rotor combinados com definidos desenhos das janelas de admissão e descarga, para cada relação de compressão.

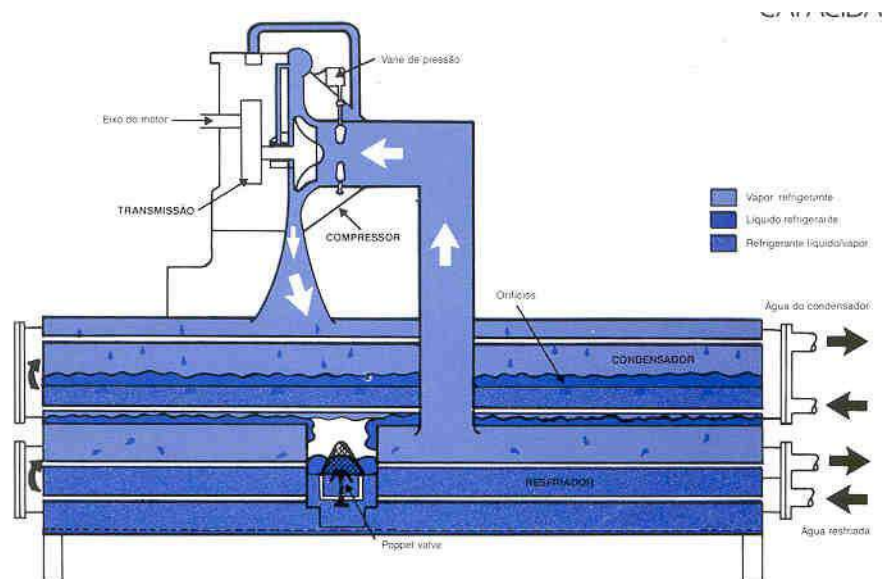
CONTROLE DE CAPACIDADE: O controle de capacidade pode ser obtido através de válvula deslizante, a qual se move paralela com o eixo do rotor e modifica o tamanho da abertura de acordo com a capacidade requerida. O gás de sucção é desviado para passagem de sucção antes da compressão, de modo que não é necessária nenhuma força adicional para obter a capacidade desejada.

Compressores de parafuso são indicados para uso com todos os refrigerantes comuns. Eles têm uma alta eficiência em conjunto com um largo alcance de taxas de compressão. Por causa da simplicidade, versatilidade, durabilidade e confiabilidade, os compressores de parafuso têm grande aceitação na refrigeração industrial e aplicações de condicionamento de ar na faixa de capacidade variando de 40 a 500 TR (140 a 1760 kW).

5.3 COMPRESSORES CENTRÍFUGOS

O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi introduzido por Willis Carrier, em 1920. De lá para cá o compressor centrífugo tornou-se o tipo de compressor mais utilizado em grandes instalações. Eles podem ser utilizados em sistemas frigoríficos desde 40 a 3000 TR (140 a 10550 kW) de capacidade de refrigeração. As temperaturas de evaporação podem atingir a faixa de -50 a -100°C , em sistemas de múltiplos estágios, embora uma aplicação bastante generalizada do compressor centrífugo seja o resfriamento de água até 6 a 8°C , em instalações de ar condicionado (fig. 61).

FIGURA 61 - CENTRÍFUGA



Os princípios de funcionamento do compressor centrífugo são semelhantes aos da bomba ou ventilador centrífugo. O vapor de baixa pressão e de baixa velocidade da linha de sucção é aspirado na cavidade ou “olho” de entrada da roda propulsora ao longo do eixo da árvore do rotor. Ao entrar na roda propulsora, o vapor é forçado radialmente para fora entre o empalhetamento do impulsor pela ação de uma força centrífuga desenvolvida pela roda giratória, e é descarregado das pontas da pá para o cárter do compressor em alta velocidade e em temperatura e pressão aumentadas. O vapor de alta pressão e alta velocidade descarregado da periferia das rodas é coletado em passagens projetadas especialmente no revestimento, o que reduz a velocidade do vapor e o dirige para a entrada do impulsor de estágio próximo ou, no caso do último impulsor de estágio, para uma câmara de descarga, de onde o vapor passa através da linha de descarga para o condensador.

Uma estimativa da velocidade periférica do rotor pode ser obtida pelas relações fundamentais das turbomáquinas. O momento torsor (torque) que o rotor exerce sobre o gás é dado por:

$$T = \dot{m}(V_{2t}r_2 - V_{1t}r_1) \quad (41)$$

onde

T momento torsor, N.m

\dot{m} vazão, 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

Se o refrigerante adentra o rotor em uma direção muito próxima da radial, a componente tangencial de sua velocidade será nula, isto é, $V_{1t}=0$, de modo que:

$$T = \dot{m} V_{2t} r_2 \quad (42)$$

A potência no eixo é dada por:

$$P = T \omega = \dot{m} V_{2t} r_2 \omega \quad (43)$$

onde

P potência, W

ω rotação, rad/s

Em baixas rotações, a velocidade periférica do rotor e a velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor são muito próximas, portanto:

$$P = \dot{m} V_{2t}^2 \quad (44)$$

onde, $V_{2t} = r_2 \omega$

Outra fórmula para a potência é dada por:

$$P = \dot{m} \Delta h_i \text{ (1000 J \setminus kJ)} \quad (45)$$

Comparando as eqs. (44) e (45) resulta em:

$$V_{2i}^2 = 1000 \Delta h_i \quad (46)$$

Os compressores centrífugos são lubrificados a pressão ou por uma bomba de óleo tipo submersa acionada diretamente pelo eixo do rotor ou por uma bomba de óleo com motor acionado, montada externamente e separada, com um reservatório de óleo externo.

O controle da capacidade dos compressores centrífugos geralmente é conseguido pela variação da velocidade do compressor ou através do uso de aletas fixas variáveis, chamadas de aletas de pré-rotação na entrada do rotor. Dois métodos de controle de capacidade raramente adotados consistem em variar a pressão de condensação e desviar gás de descarga para a aspiração.

5.4 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 5.4.1: Conhecendo-se os dados a seguir de uma instalação frigorífica:

- capacidade de refrigeração, 10TR (35200 W);
- temperatura de evaporação, -10°C ;
- temperatura de condensação, 30°C ;
- superaquecimento e sub-resfriamento, 10°C ;
- refrigerante, R-22;
- rendimento do compressor e do motor, 0,85;
- rendimento do motor, 0,85.

Pede-se:

- a) a taxa de fluxo de massa;
- b) a vazão volumétrica que entra no compressor;
- c) a eficiência volumétrica;
- d) dimensionar um compressor alternativo semi-hermético de 8 cilindros, simples efeito, 1750 rpm e o curso de 40 mm;
- e) o deslocamento do pistão;
- f) a potência de compressão isentrópica;
- g) a potência de compressão real;
- h) a potência do motor de acionamento;
- i) o calor rejeitado no condensador;
- j) o COP.

EXEMPLO 5.4.2: Através de catálogos de fabricantes de compressores, selecionar um compressor que atenda o exemplo 5.4.1.

EXEMPLO 5.4.3: Calcular a velocidade periférica do rotor de um compressor centrífugo para comprimir vapores do refrigerante R-717 desde a condição de vapor saturado a 10°C até a pressão correspondente a uma temperatura de condensação de 30°C .

6 CONDENSADORES

São trocadores de calor aonde o refrigerante que vem do compressor a alta pressão e temperatura, troca calor com a água ou ar mudando de estado, passando de vapor para líquido-condensado.

Um condensador transfere calor em três fases: resfriamento sensível do gás superaquecido, transferência de calor latente na fase de condensação e sub-resfriamento do condensado. Condensação é sem dúvida o processo dominante em aplicações normais de refrigeração, respondendo por 83% da rejeição de calor.

Os meios de condensação mais comuns são ar e água, podendo haver meios especiais. Segundo o meio condensante os condensadores podem ser classificados em condensadores resfriados a água, condensadores resfriados a ar e condensadores evaporativos.

6.1 CONDENSADORES RESFRIADOS A ÁGUA:

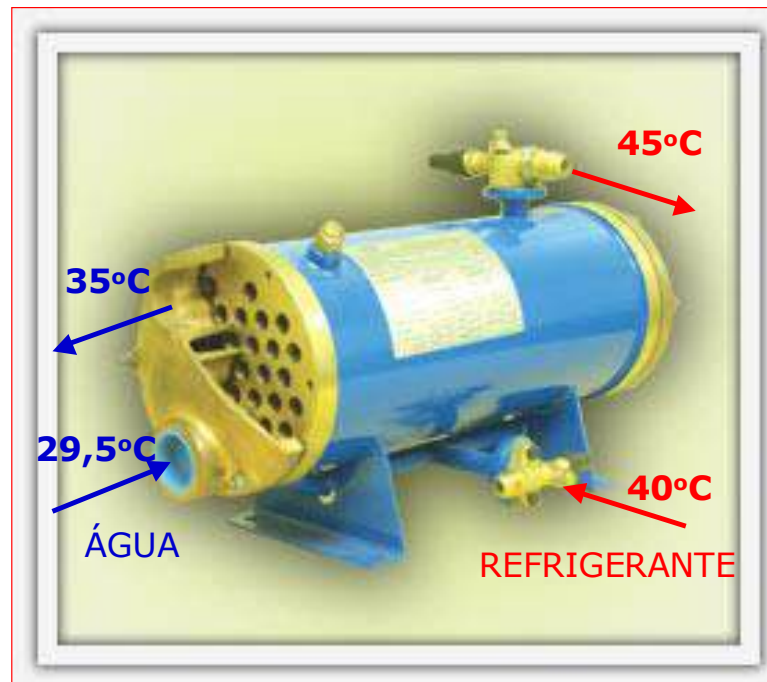
Os materiais mais usados nestes tipos de condensadores são: aço, cobre e latão, para os halogenados e aço para a amônia, R-717, pois o cobre e o latão são atacados pela amônia.

Os tipos mais comuns de condensadores resfriados a água são: shell-and-tube (tubo e carcaça), shell-and-coil (serpentina e carcaça) e tube-in-tube (tubo duplo).

O tipo a ser selecionado depende do tamanho da carga de refrigeração, o refrigerante usado, a qualidade e a temperatura da água de resfriamento disponível, a quantidade de água que pode ser circulada, a localização e o espaço disponível, as pressões operacionais exigidas (lados da água e refrigerante), custo, e considerações de manutenção.

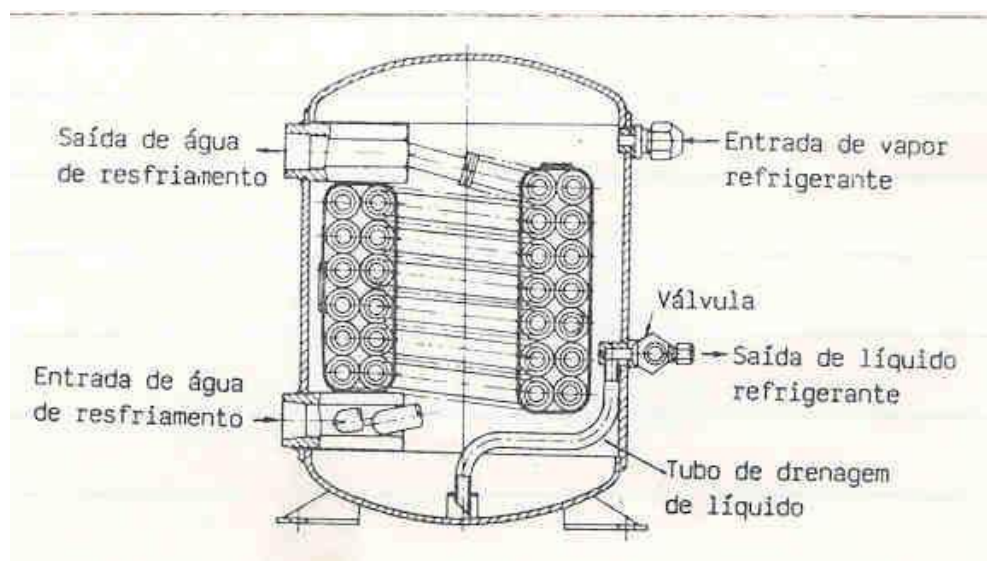
Os condensadores shell-and-tube (fig. 62) são construídos em tamanhos de 3,5 a 35000 kW. O refrigerante condensa fora dos tubos e a água de resfriamento circula internamente aos tubos em circuitos simples ou de multipassos. Tipicamente, os tubos do condensador shell-and-tube correm horizontalmente. Onde a área de instalação (planta baixa) é limitada, os tubos do condensador podem ser orientados verticalmente. Porém, tubos verticais apresentam uma condensação pobre que reduz o coeficiente de filme do refrigerante. Condensadores verticais com sistemas de água abertos são usados com amônia. Os tubos são limpos mecanicamente, circunstância que torna estes condensadores apropriados para aquelas instalações onde a qualidade da água é pobre e/ou outras condições de operação causam taxas elevadas de incrustação.

FIGURA 62 - CONDENSADOR RESFRIADO A ÁGUA SHELL-AND-TUBE



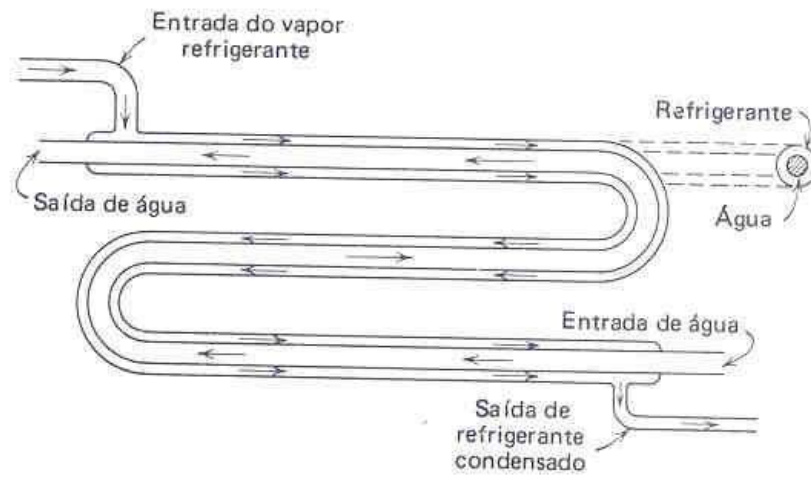
Os condensadores shell-and-coil (fig. 63) são construídos de uma ou mais serpentinas de tubo liso ou tubo com aletas encerradas numa carcaça de aço soldada em tamanhos de 1,8 a 53 kW. A água de condensação circula através das serpentinas, enquanto o refrigerante é contido na carcaça que circunda as serpentinas. Os condensadores shell-and-coil são limpos por circulação de produtos químicos através das serpentinas de água.

FIGURA 63 - CONDENSADOR RESFRIADO A ÁGUA SHELL-AND-COIL



Os condensadores tube-in-tube (fig. 64) consistem de dois tubos dispostos de tal modo que um fica no interior do outro. A água corre através de um tubo interno enquanto o refrigerante flui na direção oposta no espaço entre os tubos interno e externo. São construídos em tamanhos de 1 a 180 kW. Os condensadores tube-in-tube dependendo do tipo podem ser limpos mecanicamente ou por circulação de produtos químicos através dos tubos de água.

FIGURA 64 - CONDENSADOR RESFRIADO A ÁGUA TUBE-IN-TUBE



6.1.1 Capacidade do condensador

Normalmente, o calor rejeitado no condensador calor, \dot{Q}_c pode ser determinado com precisão através dos valores conhecidos da carga do evaporador, \dot{Q}_e e do calor equivalente da potência real requerida para compressão, \dot{P}_c (obtida dos catálogos de fabricantes de compressores):

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + \dot{W}_{cp} \quad (47)$$

A vazão volumétrica de água de condensação requerida pode ser determinada por:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_c}{\rho \times c_p \times (t_s - t_e)} \quad (48)$$

onde,

- \dot{V} vazão volumétrica de água de condensação, m^3/h
- \dot{Q}_c calor rejeitado no condensador calor, kJ/h
- ρ densidade da água, $995 \text{ kg}/m^3$
- c_p calor específico da água, $4,183 \text{ kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$
- t_e temperatura da água entrando no condensador, $^\circ\text{C}$
- t_s temperatura da água saindo do condensador, $^\circ\text{C}$

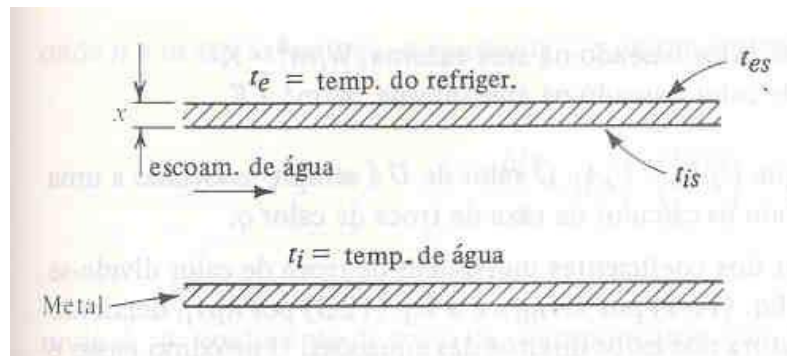
Uma vez que a transmissão de calor através das paredes do condensador (fig. 65) se faz por condução, a capacidade do condensador é função da equação fundamental de transferência de calor, dada por:

$$\dot{Q}_c = U \times A \times \text{LMTD} \quad (49)$$

onde,

- \dot{Q}_c capacidade do condensador, kJ/h
- U coeficiente global de transferência de calor, $kJ/hm^2^\circ\text{C}$
- A área de superfície do condensador, m^2
- LMTD diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante de condensação e o meio de condensação, $^\circ\text{C}$

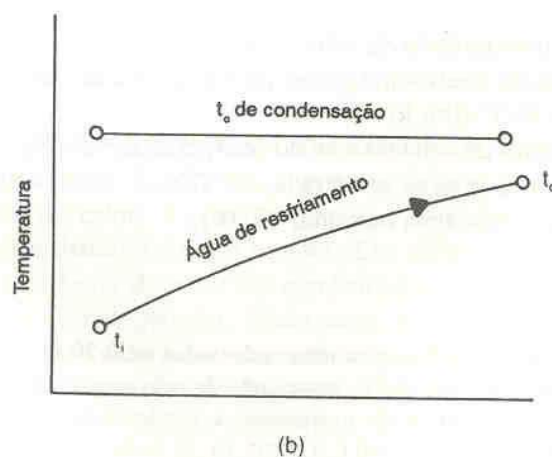
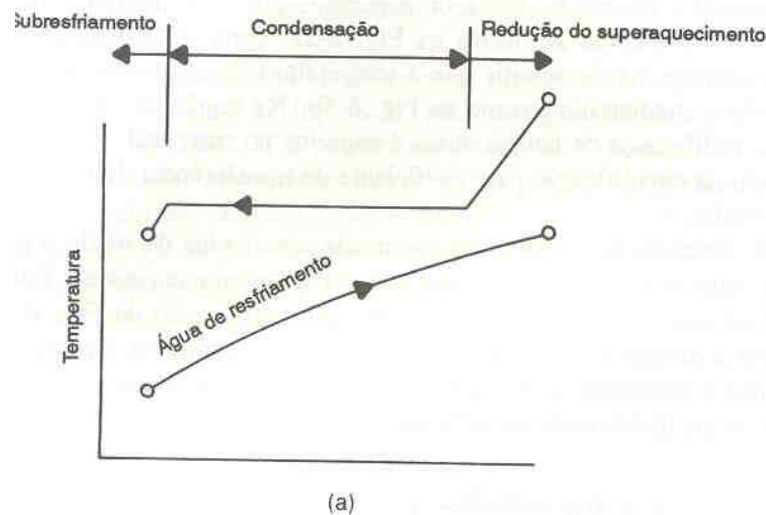
FIGURA 65 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE O REFRIGERANTE E A ÁGUA ATRAVÉS DE UM TUBO



A distribuição de temperaturas ao longo do condensador é relativamente complexa, em virtude da ocorrência de regiões em que o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido e de líquido condensado subresfriado, como ilustra a (fig. 66a). Uma simplificação normalmente adotada é a de admitir que a temperatura de condensação se estenda a todo o condensador, como na (fig. 66b). Na região de vapor superaquecido, a diferença de temperaturas é superior no caso real, erro que é compensado na simplificação pelo coeficiente de transferência de calor, superior ao real. Esta aproximação usualmente resulta em resultados razoavelmente precisos.

Os condensadores reais são raramente circuitados de modo a proporcionar esquemas de correntes paralelas ou de contra correntes. Entretanto, tal aspecto não é importante em face da simplificação da (fig. 66b), para a qual a diferença média de temperaturas, LMTD é indiferente a circuitação, uma vez que a temperatura de um dos fluidos permanece constante.

FIGURA 66 - DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURAS AO LONGO DE UM CONDENSADOR RESFRIADO A ÁGUA - a) real; b) simplificado.



A diferença de temperatura média logarítmica, LMTD é dada por:

$$LMTD = \frac{(t - t_e) - (t - t_s)}{\ln \frac{(t - t_e)}{(t - t_s)}} \quad (50)$$

onde,

t_c temperatura de condensação do refrigerante, °C

O coeficiente global de transmissão de calor em um condensador resfriado a água com a água circulando dentro dos tubos pode ser calculado por:

$$U_o = \frac{1}{(A_o/A_i)/h_w + (A_o/A_i)r_{fw} + (t/k)(A_o/A_m) + 1/(h_r\phi_w)} \quad (51)$$

onde,

U_o coeficiente global de transferência de calor baseado na superfície externa e a LMTD, $\text{kJ/hm}^{20}\text{C}$

A_o/A_i relação entre a área da superfície externa e interna do tubo

h_w coeficiente de filme interno lado da água, $\text{W/m}^{20}\text{C}$

r_{fw} fator de incrustação no lado da água, $\text{m}^{20}\text{C/W}$

t espessura da parede do tubo, m

k condutibilidade térmica do material do tubo, $\text{W/m}^{0}\text{C}$

A_o/A_m relação de área entre a superfície externa e a superfície circunferencial média da parede de metal do tubo

h_r coeficiente de filme externo no lado do refrigerante, $\text{W/m}^{20}\text{C}$

ϕ_w eficiência da aleta (100% para tubos não aletados)

Para condensadores onde o refrigerante flui dentro dos tubos, a eq. (51), em termos do lado da superfície da água, pode ser escrita como:

$$U = \frac{1}{(A_o/A_i)/h_r + r_{fw} + (t/k) + 1/h_w} \quad (52)$$

onde,

h_r coeficiente de filme interno no lado do refrigerante, $\text{W/m}^{20}\text{C}$

h_w coeficiente de filme externo lado da água, $\text{W/m}^{20}\text{C}$

Os coeficientes de filme do lado da água e do refrigerante podem ser calculados através das equações do capítulo 3 e 4 do livro *Fundamentals Volume* da ASHRAE.

Quando a água atravessa o condensador, a sujeira da superfície do tubo no lado da água é causada principalmente por sólidos minerais que precipitam fora da água e aderem à superfície do tubo. O depósito então formado sobre o tubo, não somente reduz o coeficiente de transmissão do lado da água, mas também tende a restringir o tubo de água e reduz a quantidade de água circulada, situações que causam sérios aumentos na pressão de condensação. Além da incrustação e corrosão, bactérias na água também podem formar um limo no lado da água.

A maioria dos fabricantes de condensadores resfriados a água fornece as capacidades do condensador para tubos limpos e para diversas etapas de deposição do tubo de acordo com os fatores de incrustação. Deve sempre ser usado um fator de incrustação mínimo de $0,00009 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$ na seleção do condensador resfriado a água. Os tubos do condensador devem ser limpos frequentemente.

Conhecido \dot{Q}_c e U , obtém-se A .

Na prática, adota-se a quantidade de calor a extrair no condensador, $\dot{Q}_c = [1,1 \text{ a } 1,35] \dot{Q}_e$, sendo comum $\dot{Q}_c = 1,2 \dot{Q}_e$.

As unidades de condensação são geralmente equipadas com condensadores adequados para a maior parte das aplicações. Estes condensadores são raramente, ou mesmo nunca, demasiadamente pequenos no que diz respeito à capacidade de condensação. Além disso, a sua capacidade de armazenamento de líquido é normalmente de tamanho suficiente para recolher a carga de refrigerante, quando ela é bombeada do evaporador para o condensador para ser armazenada.

6.2 CONDENSADORES RESFRIADOS A AR:

Condensadores resfriados a ar (fig. 67) empregam o ar como meio de resfriamento, para absorver calor do refrigerante de forma que possa mudar o seu estado para líquido.

O tamanho requerido e a configuração de um condensador são baseados na temperatura saturada de condensação da aplicação. O engenheiro que projeta o condensador considera as pressões operacionais, quedas de pressão do fluido, limitações de espaço físico, características ambientais da localização do condensador, custo de fabricação. Além de procurar trabalhar com temperaturas de condensação baixas visando aumentar a eficiência do sistema, o projeto final do condensador deve resultar em uma unidade que é um equilíbrio entre a praticidade e a economia.

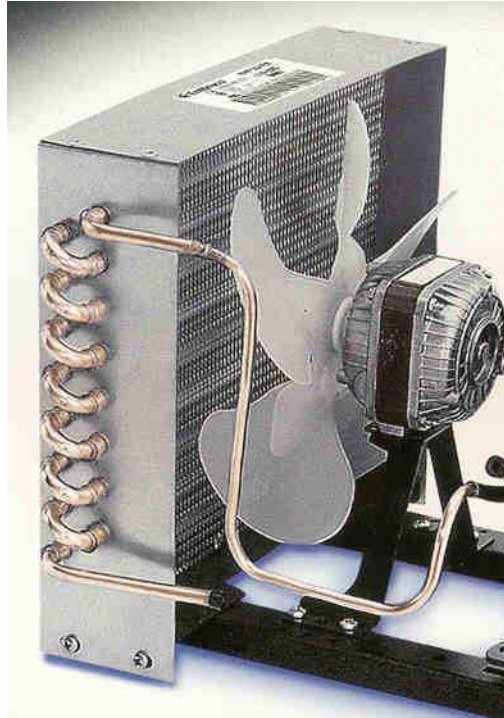
Condensadores resfriados a ar são disponíveis em uma variedade de configurações e capacidades que variam de 3,5 kW a 351,7 kW. Devido o calor específico do ar ser relativamente pequeno, é necessário uma grande quantidade de ar por unidade de transferência de calor. Esta característica restringe o tamanho de condensadores resfriados a ar, em recinto fechado ou localizados ao ar livre para capacidades menores.

A circulação de ar pode ser através de transmissão natural ou forçada. Alguns condensadores resfriados a ar maiores possuem configuração com mais de um circuito de refrigerante em separado. Estes projetos podem ser usados para atender sistemas (em cascata) que usam os mesmos ou diferentes refrigerantes.

Onde a circulação de ar é por convecção natural, a quantidade de ar circulado sobre o condensador é baixa e é necessária uma superfície de condensação relativamente grande. Por causa de sua capacidade limitada, os condensadores de convecção natural são usados somente em aplicações pequenas, principalmente em congeladores e refrigeradores domésticos e geralmente são de superfície de placa ou de tubulação com aletas.

Condensadores com ventilação forçada de ar podem ser divididos em dois grupos de acordo com a localização do condensador: condensador remoto do compressor ou como parte de uma unidade condensadora.

FIGURA 67 - CONDENSADOR RESFRIADO A AR



As serpentinas são comumente construídas de cobre, alumínio, ou tubos de aço que variam de 6 a 20 mm de diâmetro. O cobre é fácil de usar e fabricar e não requer nenhuma proteção contra corrosão. O alumínio requer métodos exatos de fabricação e proteção especial se articulações de alumínio para cobre são feitas. Tubos de aço requerem proteção contra o tempo.

As aletas melhoram a transferência de calor do lado do ar. A maioria das aletas é feita de alumínio, mas o cobre e o aço também são usados. Os espaçamentos mais comuns entre aletas variam de 8 a 18 aletas por polegada.

Para um condensador resfriado a ar há uma relação definida entre o tamanho (área de face) do condensador e a quantidade de ar circulado uma vez que a velocidade do ar através do condensador é crítica dentro de certos limites. O bom projeto prescreve a mínima velocidade de ar que produzirá fluxo turbulento e um alto coeficiente de transmissão. Normalmente, as velocidades de ar sobre condensadores resfriados a ar são entre 2,5 e 5 m/s. A velocidade do ar que passa através de um condensador resfriado é dada por:

$$v_{ar} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{A_f} \quad (53)$$

onde,

v_{ar} velocidade do ar, m/s

\dot{Q}_{ar} vazão de ar, m³/s

A_f área de face, m²

Para condensadores resfriados a ar a vazão volumétrica de ar requerida pode ser determinada através da equação (48):

onde,

\dot{V} vazão volumétrica de ar, m³/h

\dot{Q}_c calor rejeitado no condensador calor, kJ/h

ρ densidade do ar, 1,137 kg/m³

c_p calor específico do ar, 1,005 kJ/kg°C

t_e temperatura do ar entrando no condensador, °C

t_s temperatura do saindo do condensador, °C

6.2.1 Controle da pressão de condensação

O controle da pressão de condensação é uma necessidade real em instalações que funcionam 24 horas por dia, em regiões onde o ar ou a água que alimentam o condensador pode atingir temperaturas baixas, provocando baixas pressões de condensação, chegando-se ao ponto em que deixa de existir uma pressão suficiente exercida no líquido condensado para que a válvula de expansão funcione corretamente. Em sistemas de ar condicionado pode ocorrer problema de congelamento do evaporador e excesso de massa deslocada pelo compressor, prejudicando a sua placa de válvula.

Para controlar estes fatores, devem-se usar alguns meios para reduzir a capacidade de condensação para fazer corresponder à redução de capacidade total do sistema à redução da temperatura exterior e da carga do sistema.

Para condensadores resfriados a ar utilizam-se os seguintes métodos:

- controle por operador de pressão (registro)
- controle por alagamento
- controle cíclico do ventilador.

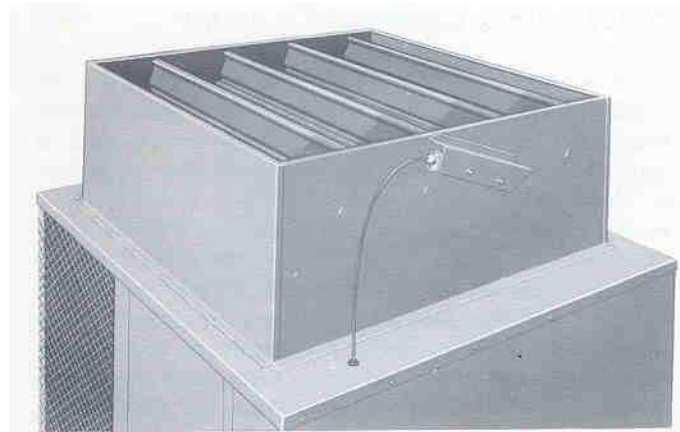
Cada um destes métodos de controle produz uma capacidade variável do condensador sob condições variáveis de operação. Assim, a pressão de condensação não é uma constante, mas é, contudo, controlada dentro de limites toleráveis.

O controle por operador de pressão de várias lâminas mostrado na (fig. 68) está montado por cima da descarga do ventilador do condensador. O operador de pressão é comandado por um dispositivo dotado de um êmbolo movido pela pressão de condensação.

Um aumento na pressão de condensação faz com que o motor mova as lâminas do operador de pressão para a posição de abertura, permitindo que passe um volume maior de ar pelas superfícies de condensação. Uma diminuição na

pressão de condensação provoca o efeito contrário. As lâminas são comandadas para a posição fechada, restringindo o fluxo de ar.

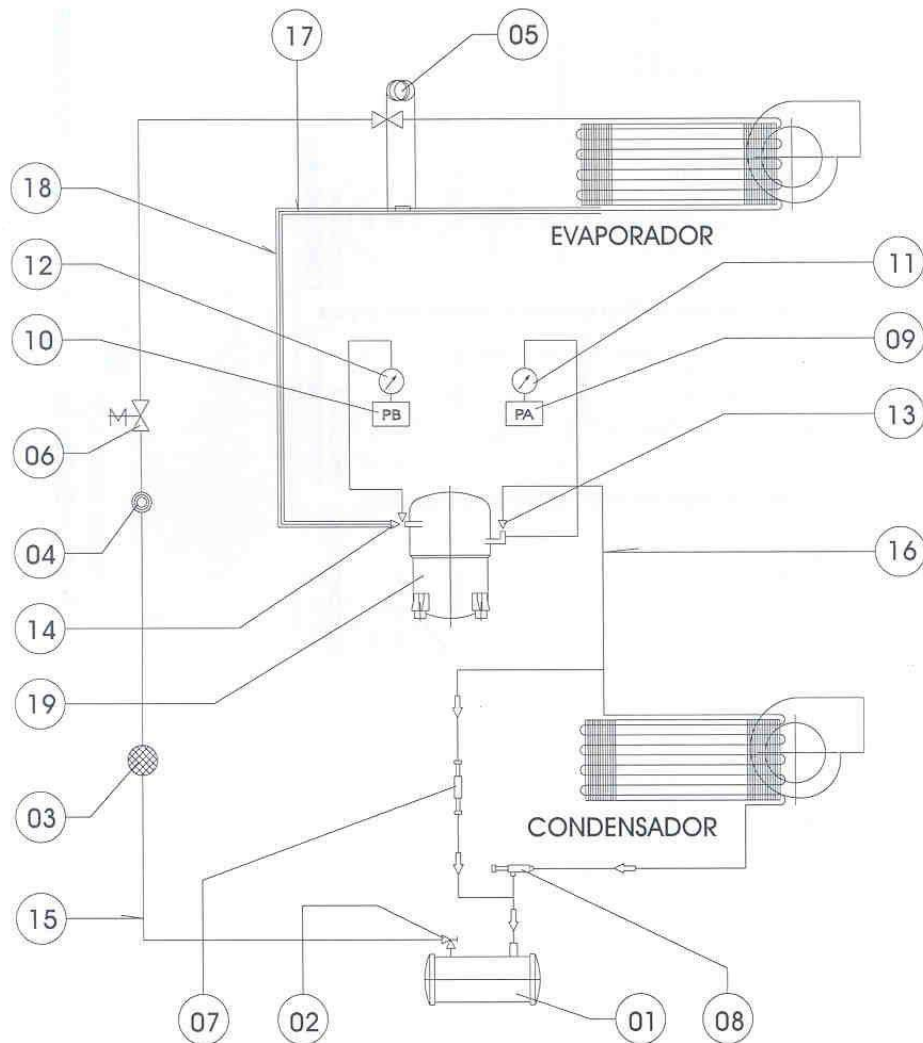
FIGURA 68 - CONTROLE POR OPERADOR DE PRESSÃO



O controle por alagamento ilustrado na (fig. 69) para um condensador resfriado a ar é baseado no controle da quantidade de refrigerante no condensador, inundando-o mais ou menos. Com isto, pode-se diminuir ou aumentar a área interna de transmissão do condensador, variando desta forma a temperatura de condensação. O nível de refrigerante é controlado pela válvula reguladora de acordo com a mínima pressão de condensação ajustada, a pressurização do tanque de líquido é garantida pela válvula diferencial. Este sistema tem ótima sensibilidade, mantendo de forma contínua a pressão de condensação desejada, não requer manutenção, e compensa naturalmente a eventual incrustação de pó na face externa da serpentina. A instalação é simples e interna, não requer ligações elétricas, ou mecanismos que alterem as dimensões do equipamento.

A (fig. 69) também representa o fluxograma de refrigeração de um self aonde: 1 - tanque de líquido para controle de condensação, 2 - válvula tanque, 3 - filtro secador, 4 - visor de líquido, 5 - válvula de expansão, 6 - válvula solenoide, 7 - válvula diferencial de pressão, 8 - válvula reguladora de pressão, 9 - pressostato de alta, 10 - pressostato de baixa, 11 - manômetro de alta, 12 - manômetro de baixa, 13 - válvula de serviço (descarga), 14 - válvula de serviço (sucção), 15 - linha de líquido, 16 - linha de descarga, 17 - linha de sucção, 18 - isolamento da linha de sucção, 19 - compressor.

FIGURA 69 - CONTROLE POR ALAGAMENTO



Com condensadores de vários ventiladores, o comando da operação dos ventiladores em seqüência fornece um controle de modulação da capacidade de condensação. Os ventiladores são comandados por termostatos sensíveis à temperatura do ar exterior.

Se ar ou outros gases não condensáveis entram no sistema de refrigeração, eles são transportados ao condensador onde reduzirão a eficiência do sistema por duas razões:

- A pressão total no condensador se elevará o que implica uma maior potência necessária ao compressor por capacidade unitária de refrigeração. A pressão do condensador é aumentada para um valor maior que a pressão de saturação do refrigerante e esta diferença é igual à pressão parcial dos gases não condensáveis.

- Ao invés dos gases não condensáveis se difundirem ao longo do condensador, estes aderem às paredes dos tubos do condensador. Isto provoca

uma redução da área disponível à condensação, o que também provoca um aumento na pressão de condensação.

Gases não condensáveis podem ser removidos do condensador por purga. A operação de purga consiste na extração da mistura de refrigerante com gases não condensáveis do condensador, separação do refrigerante e então descarga dos gases não condensáveis. Sistemas que operam com amônia normalmente estão equipados com purgadores.

6.3 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

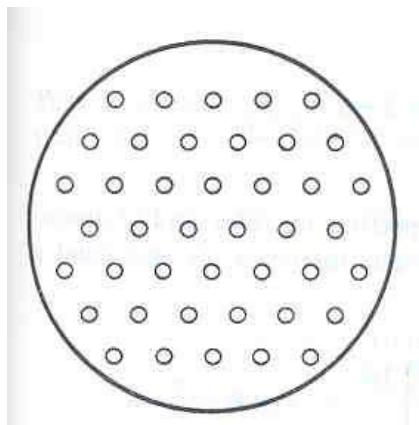
EXEMPLO 6.3.1: Estimar a vazão volumétrica de água de condensação requerida para um condensador que opera com R-22, operando a uma temperatura de condensação de 40°C, uma temperatura de evaporação de 5°C e 5°C de sub-resfriamento e superaquecimento. A água entra no condensador a 30°C e sai a 35°C. A carga de refrigeração é de 100 TR.

EXEMPLO 6.3.2: Um condensador resfriado a ar precisa rejeitar 70 kW de energia do refrigerante ao ar. O condensador tem uma área de troca de calor do lado do ar de 210 m² e um valor de U baseado nesta área de 0,037 kW/m²C. A vazão de ar é 6,6 m³/s e o ar tem densidade igual a 1,15 kg/m³. Se a temperatura de condensação está limitada a 55°C, qual a máxima temperatura de entrada do ar?

EXEMPLO 6.3.3: Especificar a área de um condensador de um sistema de refrigeração, com capacidade de 80 kW, a ser utilizado em ar condicionado. O refrigerante é do tipo R-22, a temperatura de evaporação é de 5°C e a de condensação é efetuada a 45°C, nas condições de projeto. A água proveniente da torre de resfriamento entra no condensador a 30°C e sai a 35°C.

Um condensador de dois passes com 42 tubos, tubos estes arranjados como mostra a (fig. 70), será usado e para que se determine a área de troca necessária basta especificar o comprimento dos tubos. Estes tubos são construídos de cobre com diâmetro interno de 14 mm e externo de 16 mm.

FIGURA 70 - ARRANJO DOS TUBOS DO CONDENSADOR



7 TORRES DE RESFRIAMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS

A maioria dos equipamentos dos sistemas de refrigeração rejeita calor para a atmosfera. Embora existam aplicações onde o calor rejeitado do ciclo é usado para outras aplicações, como em algumas bombas de calor, e outras aplicações onde o calor é rejeitado para uma massa de água, a maioria dos sistemas de refrigeração rejeita calor para o ar ambiente. Um tipo de equipamento para realizar a troca de calor é o condensador resfriado a ar, porém outra concepção é rejeitar para o ambiente pelo contato direto com a água, onde um processo combinado de transferência de calor e massa ocorre. A temperatura de condensação poder ser usualmente mantida em níveis mais baixos com um dos equipamentos evaporativos do que com um condensador resfriado a ar, porque a temperatura de condensação em uma torre de resfriamento ideal ou em um condensador evaporativo aproxima-se da temperatura de bulbo úmido do ar em contraste com o condensador resfriado a ar onde a temperatura de condensação aproxima-se da temperatura de bulbo seco do ar. As razões físicas também devem ser consideradas para escolha do equipamento.

7.1 TORRES DE RESFRIAMENTO

Em uma torre de resfriamento (fig. 71), a água quente entra na parte superior da torre, sendo uniformemente distribuída pelos canais abertos ou através de um sistema de tubos e bicos de pulverização, e por gravidade, desce à bacia da torre, passando através do enchimento de contato.

A água quente, em contato com o ar troca calor e massa, nesta região da torre, uma pequena parte de água é evaporada o que causa o resfriamento.

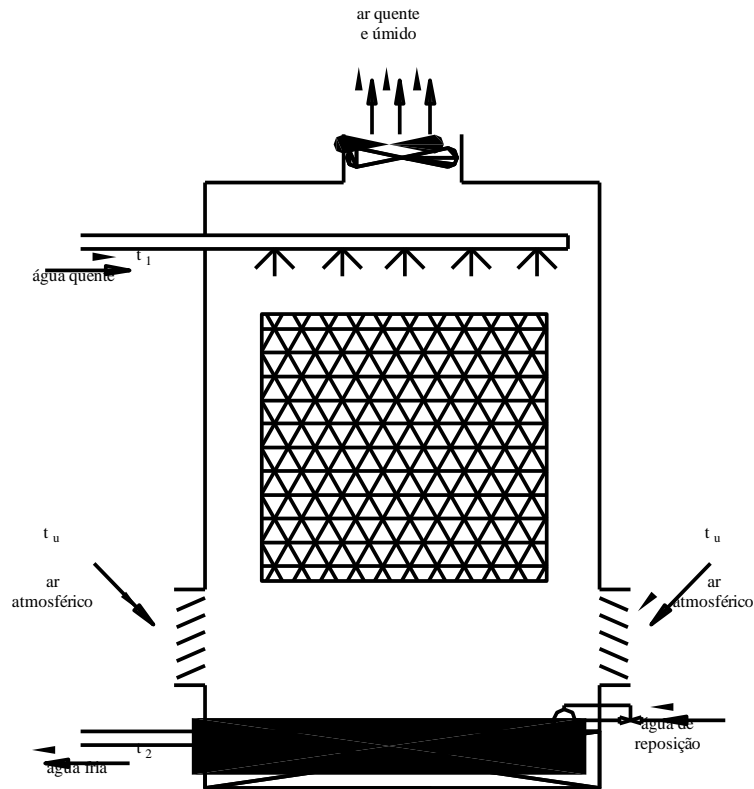
Instalado no topo da torre encontra-se um ventilador que provoca a retirada do ar saturado com vapor d' água.

Para que haja transferência de calor da água para o ar, é necessário que a temperatura de entrada da água na torre, t_1 seja maior que a temperatura de bulbo úmido do ar externo, t_u .

O ar em contato com a água eleva a temperatura de bulbo úmido, o que significa também que sai sob forma saturada. Este contato faz com que parte da água seja evaporada e deve ser reposta para não haver deficiência.

A torre deve ter uma ligação com a caixa d' água de abastecimento do prédio, que mantém o nível da bacia no fundo da torre, através de uma torneira-bóia.

FIGURA 71 - TORRE DE RESFRIAMENTO



As torres de resfriamento são empregadas em:

- instalações frigoríficas;
- instalações de ar condicionado;
- indústrias químicas;
- indústrias alimentícias;
- indústrias automotivas;
- indústrias em geral: compressores de ar, fundição de motores, processos com plásticos, transformadores, máquinas de solda, etc.

Conforme a maneira pela qual a corrente de ar entra em contato com a água as torres podem ser:

- ventilação natural (atmosférica);
- corrente de ar forçado;
- corrente de ar induzido.

A torre atmosférica (fig. 72a) é normalmente colocada na cobertura do prédio em instalações de ar condicionado e deve ficar localizada de modo a receber a incidência direta dos ventos dominantes, pois não possui ventiladores.

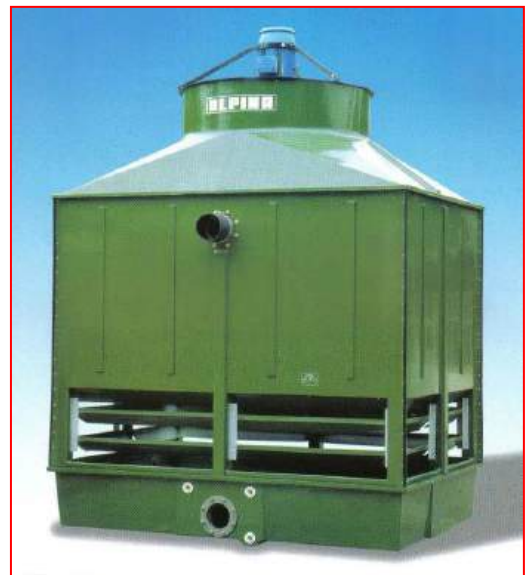
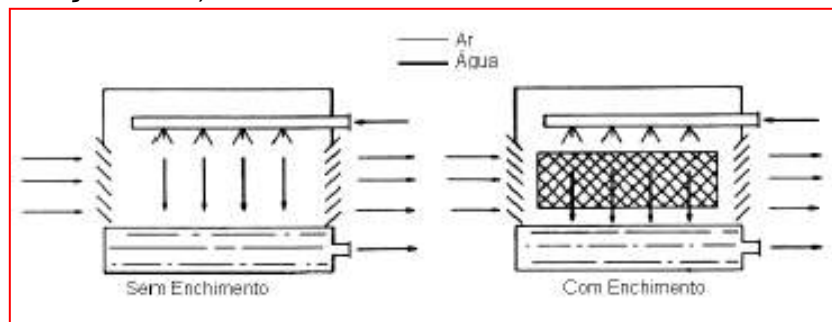
É constituída de venezianas de madeira ou de aço nos quatro lados, com pilares de ferro ou concreto nos cantos e uma bacia de madeira, aço, concreto ou alvenaria no fundo.

A torre de corrente de ar forçado (fig. 72b) pode ser colocada em qualquer ponto do prédio em contato com o exterior. Possui um ventilador lateral na parte inferior e pode ser fabricada de madeira, chapas metálicas ou fibra de vidro. Neste tipo de torre o ar é forçado contra a água borrifada que cai.

A torre de corrente de ar induzido (fig. 72c) deve ser instalada de preferência na cobertura do prédio. O ventilador fica localizado acima dos borrifadores.

A carcaça da torre pode ser de alvenaria, madeira ou fibra de vidro e deve possuir venezianas laterais para entrada do ar. A bacia fica localizada no fundo da torre.

FIGURA 72 - a) TORRE ATMOSFÉRICA - b) TORRE DE CORRENTE DE AR FORÇADA - c) TORRE DE CORRENTE DE AR INDUZIDO



No contato entre ar e água, esta cede calor ao ar ascendente por evaporação e convecção.

A quantidade de calor, dQ cedida ao ar por uma partícula de água com uma superfície, dS é dada pela equação de Merkel:

$$dQ = \delta(h - h_0) dS \quad (54)$$

onde,

dQ quantidade de calor, W

h entalpia do ar saturado (após o contato com a partícula), kJ/kg

h_0 entalpia do ar não saturado, kJ/kg

δ coeficiente de evaporação que depende das condições de escoamento na superfície-limite ar/água, $\frac{\text{kg}}{\text{m}_2} \times \text{h}$.

dS superfície da partícula, m^2

Os fatores δ e dS são dependentes das dimensões físicas do resfriador, portanto a capacidade de resfriamento, Q de uma determinada unidade é função das condições atmosféricas e da transferência de calor expressas por $(h - h_0)$.

O resfriador ideal seria aquele que lançasse na atmosfera o ar com temperatura igual à da água quente e completamente saturado, ou seja, $(h - h_0)$, sendo máximo.

A diferença entre as entalpias do ar na entrada e na saída depende da queda de temperatura da água na entrada e na saída e da relação dos volumes de água e do ar em jogo no sistema, ou seja:

$$h_2 - h_1 = \frac{V_w}{V_a} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (55)$$

onde

h_1 entalpia do ar na entrada

h_2 entalpia do ar na saída

V_w volume da água pulverizada ou gotejada

V_a volume do ar

t_{w1} temperatura da água na entrada

t_{w2} temperatura da água na saída

A temperatura de bulbo úmido do ar do ambiente é o limite físico mínimo ao qual pode ser resfriada a água em circulação no resfriador, por evaporação.

Assim, temos a definição de aproximação (approach):

$$a = (t_{w2} - t_u) \quad (56)$$

onde

t_{w2} temperatura da água resfriada, °C

t_u temperatura de bulbo úmido do ar do ambiente, °C

Quanto menor o approach, a tanto menor pode ser o resfriador, pois maior será a diferença de entalpias do ar $(h - h_0)$.

A seleção correta da torre de resfriamento depende da:

- carga térmica;
- temperatura de entrada da água quente, t_{w1}
- temperatura de saída da água fria, t_{w2}
- temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, t_u

De acordo com a experiência, nas instalações de ar condicionado ou frio industrial devem-se usar os seguintes valores:

- $a = 3$ a $5,5^\circ \text{C}$
- $t_{w2} - t_{w1} = 4$ a $5,5^\circ \text{C}$

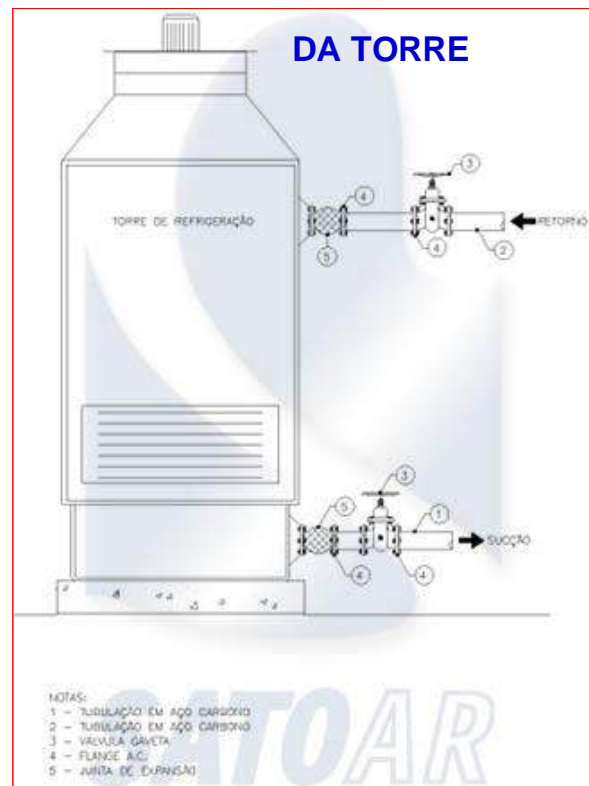
- água de circulação: 0,68 a 1,36 m³/h/TR

Recomenda-se os seguintes cuidados com relação à localização e instalação das torres de resfriamento:

- o local deve ser bem ventilado, longe de influências de prédios vizinhos;
- a instalação da torre num determinado local não deve provocar problemas de ruídos em áreas vizinhas;
- o local deve estar protegido de gases de exaustão de altas temperaturas;
- o local não deve ser muito sujo;
- deve estar o mais próximo possível da máquina de refrigeração;
- deve apresentar fácil acesso para os serviços de instalação, manutenção e inspeção.
- os parafusos de fixação devem estar firmemente chumbados na fundação;
- as torres devem estar perfeitamente niveladas;
- o tanque de água da torre deve estar num nível superior ao da sucção da bomba;
- cuidados devem ser tomados para não haver recirculação do ar de saída da torre;
- as torres de resfriamento devem estar distanciadas, entre si, de pelo menos 2 m e protegidas contra a propagação de incêndio;
- a distância entre uma torre de resfriamento e qualquer abertura (porta, janela, etc.) de um edifício deve ser superior a 3 m, a abertura deve ter uma porta contra incêndios.
- para o caso de torre construída no local deve-se prever um espaço adequado para os serviços de construção da fundação e da instalação, assegurando uma perfeita construção da torre.
- a torre de resfriamento deve ser protegida contra faíscas do serviço de soldagem em sua instalação.

A (fig. 73) ilustra as ligações hidráulicas típicas de uma torre de resfriamento.

FIGURA 73 - LIGAÇÕES TÍPICAS DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO

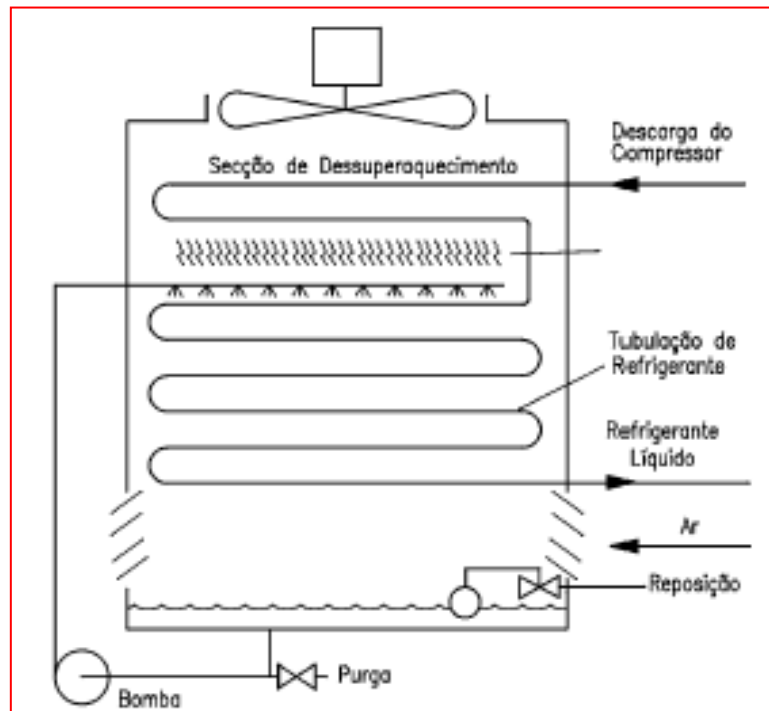


7.2 CONDENSADORES EVAPORATIVOS

O condensador evaporativo é uma composição de condensador e torre de resfriamento em um só equipamento. A (fig. 74), mostra os elementos de um condensador evaporativo. O gás quente oriundo do compressor passa pelas serpentinas de condensação, onde recebe a água borrifada; nessa região, o gás cede calor à água e ao ar e se condensa, sendo depositado no receptor do líquido em alta pressão. Do receptor, o fluido frigorífico se desloca para a válvula de expansão e daí às serpentinas de expansão direta (evaporador), onde circula o ar que é refrigerado. No evaporador, o fluido se torna gasoso e novamente é aspirado pelo compressor pela linha de sucção.

A bomba d'água recebe a água depositada na bandeja e pressiona-a no distribuidor de água e borrifadores. A água espargida é lançada sobre as serpentinas de condensação, provoca troca de calor com o fluido quente e se evapora (calor latente de vaporização). O ar circulando sob a ação do ventilador mantém contato com as serpentinas e a água que lhe cede calor, e é lançado ao exterior sob a forma quente e úmida, ou seja, praticamente saturado. À semelhança da torre, a temperatura de bulbo úmido do ar nunca é atingida pela água de retorno situada na bandeja. Haverá sempre um approach, da ordem de 5°C.

FIGURA 74 - CONDENSADOR EVAPORATIVO



Uma vantagem do desempenho da torre de resfriamento sobre o condensador evaporativo é que a temperatura de condensação pode tender para a temperatura de bulbo úmido ambiente. Como a temperatura de bulbo úmido é sempre igual ou menor que a temperatura de bulbo seco, o sistema de refrigeração pode operar com uma temperatura de condensação menor e, portanto conservar energia comparativamente ao condensador resfriado a ar. Uma desvantagem da torre de resfriamento é que os custos de manutenção são habitualmente maiores que os do condensador resfriado a ar, e deve-se prestar atenção para prevenir o congelamento de água na torre de resfriamento, caso seja necessária sua operação durante épocas frias.

Uma situação que recomenda o emprego de torre de resfriamento é quando se torna impraticável o bombeamento do vapor de refrigerante a alta pressão do compressor para o trocador de calor por causa da distância ou da tubulação de grande dimensão, como no caso com refrigerantes de baixa densidade usados em sistemas com compressor centrífugo.

O condensador evaporativo encontra a mais larga aceitação em sistemas de refrigeração industrial. Tem a vantagem de proporcionar temperaturas de condensação baixas em climas quentes, particularmente em regiões não úmidas. Os sistemas de refrigeração industrial usualmente operam o ano todo; em épocas frias a água é frequentemente drenada e o condensador evaporativo opera seco, evitando problemas de congelamento da água.

8 EVAPORADORES

Um evaporador é qualquer superfície de transferência de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto refrigerado. Por causa das muitas e diversas aplicações da refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, formas, tamanhos e projetos, e podem ser classificados de diferentes modos, tais como tipo de construção, método de alimentação dos líquidos, condição de operação, método de circulação do ar (ou líquido), tipo de controle de refrigerante, e aplicação.

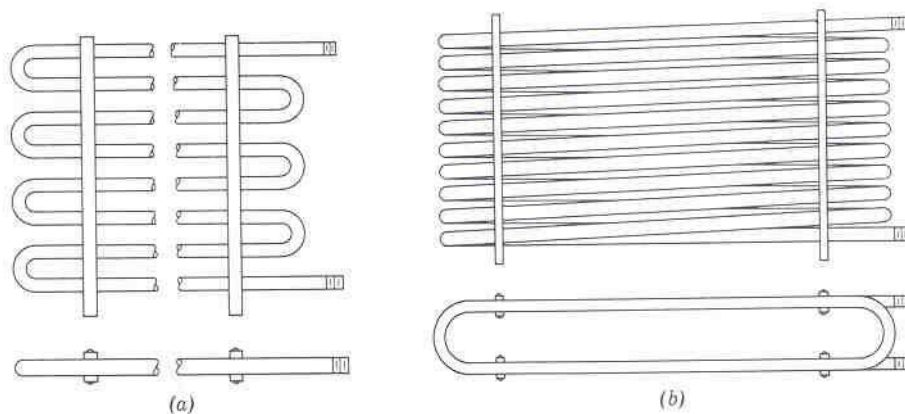
8.1 TIPOS CONSTRUTIVOS DOS EVAPORADORES

Os principais tipos de construção dos evaporadores para resfriamento de ar são: de tubo liso, de placa, e de tubos aletados.

8.1.1 Evaporador de tubo liso

Em geral são construídos com tubo de aço, cobre ou alumínio. Tubos de aço são utilizados em evaporadores maiores ou de qualquer tamanho quando se utiliza amônia como refrigerante, em aplicação industrial ou comercial. Tubos de cobre e alumínio são utilizados na fabricação de evaporadores menores uso em unidades residenciais e comerciais que empregam refrigerantes diferentes de amônia (fig. 75).

FIGURA 75 - SERPENTINAS DE TUBO LISO - a) plana ou ziguezague b) trombone oval



8.1.2 Evaporador de placa

Existem várias formas de construção. Um dos tipos mais comuns é feito com duas placas soldadas de forma que entre elas fiquem sulcos por onde passa o

fluido refrigerante. Este tipo é muito usado em refrigeradores domésticos. Outro tipo comum é feito com duas placas planas e paralelas justapostas a tubos simples. O espaço vazio entre as placas ou é evacuado ou cheio de uma solução eutética com objetivo de promover um bom contato térmico.

Normalmente, nas câmaras, são usados grupos de placas (bancos) montados horizontalmente ou verticalmente, no teto ou nas paredes da câmara (fig. 76).

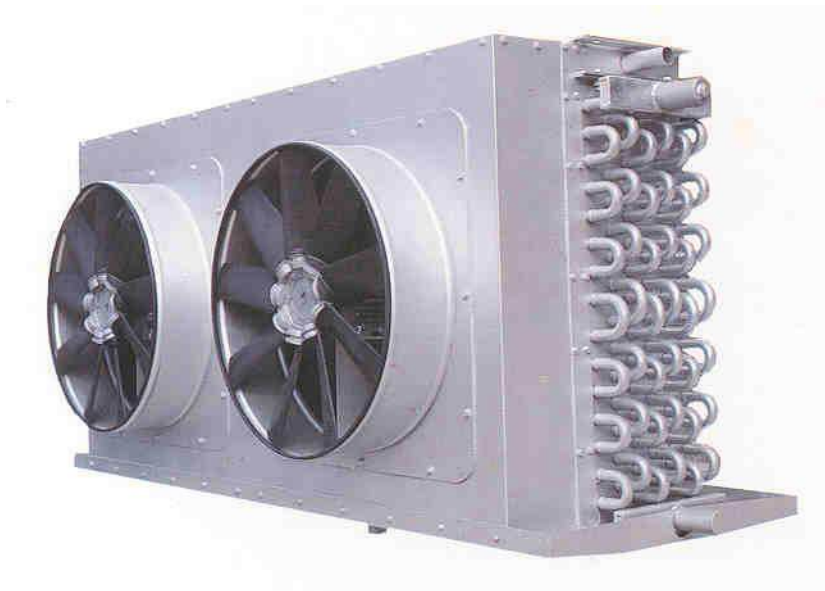
FIGURA 76 - EVAPORADOR DE PLACA



8.1.3 Evaporador de tubos aletados

São evaporadores de tubos que atravessam placas perfuradas e paralelas (aletas). As aletas devem ficar ligadas rigidamente aos tubos, pois operam como superfícies secundárias e devem transmitir o calor para os tubos e refrigerante. O uso das aletas aumenta a área de troca térmica permitindo usar evaporadores de menores dimensões. O tamanho das aletas e o espaçamento entre elas dependem sobremaneira da aplicação do evaporador. O tamanho dos tubos define o tamanho das aletas. A temperatura de operação define o espaçamento entre as aletas. O espaçamento pode variar de 1 a 14 aletas por polegada. Para baixas temperaturas devem-se usar poucas aletas por polegada (3 a 4) para evitar o congelamento entre elas, (fig. 77).

FIGURA 77 - EVAPORADOR DE TUBOS ALETADOS (EXPANSÃO DIRETA)



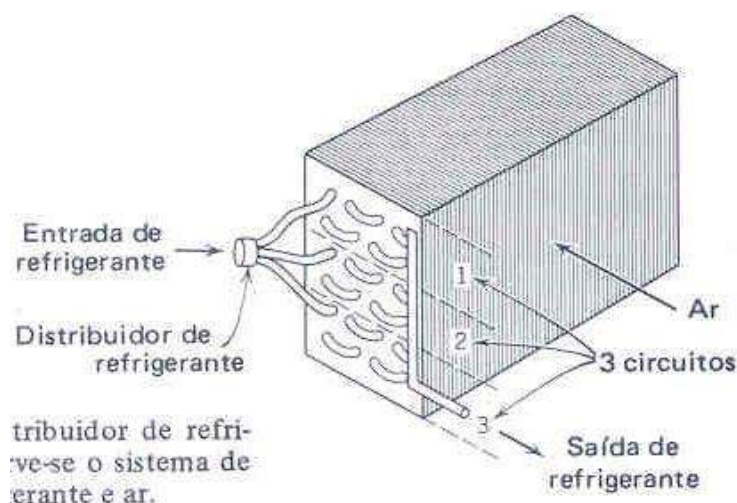
8.2 CIRCUITO DO EVAPORADOR

A queda de pressão excessiva no evaporador resulta no vapor de sucção que chega à admissão do compressor a uma pressão mais baixa do que é realmente necessário, causando com isso, uma perda na capacidade e eficiência do compressor.

Para evitar perdas desnecessárias na capacidade e eficiência do compressor, é interessante projetar o evaporador de tal modo que o refrigerante sofra uma queda mínima na pressão. Por outro lado, é requerida uma certa quantidade de queda de pressão para fluir o refrigerante através do evaporador e, dado que a velocidade é uma função da queda de pressão, a queda de pressão deve ser suficiente para assegurar velocidades do refrigerante, suficientes para tornar as superfícies do tubo livres de bolhas de vapor e óleo e para levar o óleo para o compressor. Por isso, bons projetos requerem que o método de circuito do evaporador seja tal, que a queda de pressão através deste seja o mínimo necessário para produzir velocidades do refrigerante suficientes para assegurarem uma taxa alta de transmissão de calor e um bom retorno de óleo. Na (fig. 78) mostra-se uma circuitação do evaporador com distribuidor de refrigerante que é muito eficiente e bastante usado, principalmente quando a carga do circuito é pesada, como no caso de uma serpentina de condicionamento de ar, onde o diferencial de temperatura entre o refrigerante e o ar é grande e onde a aleta externa é pesada. Observa-se que o ar que passa em contra fluxo para o refrigerante, de modo que o ar mais quente fica em contato com a parte mais quente da superfície da serpentina. Isto garante a diferença média de temperatura maior, e a taxa mais elevada de transmissão de calor. Observa-se também que a

carga dos circuitos é igual. O número e comprimento dos circuitos que tal serpentina poderia ter são determinados pelo tamanho do tubo e pela carga sobre os circuitos.

FIGURA 78 - CIRCUITAÇÃO DO EVAPORADOR COM DISTRIBUIDOR DE REFRIGERANTE



8.3 MÉTODOS DE ALIMENTAÇÃO DO EVAPORADOR

Os evaporadores podem ser classificados de acordo com o método de alimentação do líquido, como expansão seca, inundado ou de sobrealimentação líquida.

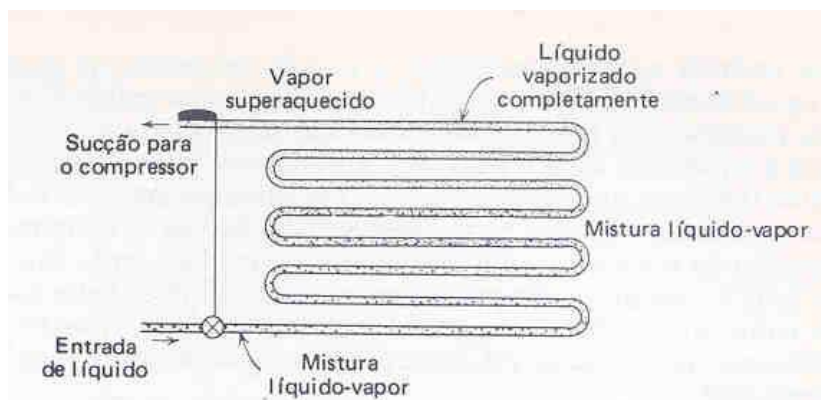
No evaporador de expansão seca (fig. 79a) o fluido refrigerante inicia sua vaporização já na válvula de expansão. Na saída do evaporador todo refrigerante deve se encontrar na forma de vapor. A taxa de vaporização no interior do evaporador é uma função da carga térmica exigida.

O evaporador inundado (fig. 79b) é aquele que trabalha repleto de líquido refrigerante. O nível de refrigerante dentro do evaporador é mantido por uma válvula de boia. O vapor formado no evaporador é succionado pela ação do compressor, como vantagens, o evaporador inundado apresenta maior coeficiente de transmissão de calor, melhor comportamento em relação à variação na carga térmica, fornece vapor saturado seco ao compressor e não vapor superaquecido e como desvantagens, o evaporador inundado é caro, necessita de um separador de líquido, é utilizado para grandes instalações, apresenta elevado volume e grande quantidade de refrigerante se faz necessário.

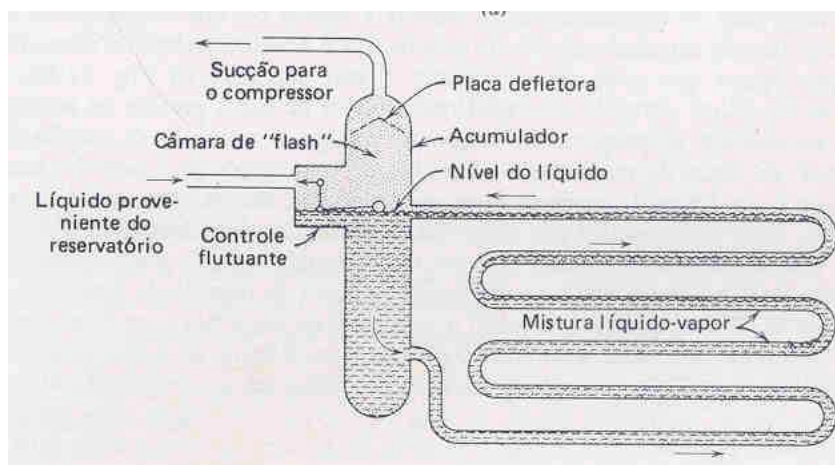
Um evaporador de sobrealimentação líquida é aquele em que a quantidade de refrigerante líquido circulada através do evaporador é consideravelmente excessiva em relação àquela que pode ser vaporizada. O excesso de líquido é separado do vapor por um coletor de baixa pressão ou acumulador, e recirculado

ao evaporador, enquanto o vapor é extraído da sucção do compressor. Os evaporadores de sobrealimentação (recirculação de líquido) são mais comuns e mais economicamente empregados em sistemas de evaporadores múltiplos (fig. 80).

FIGURA 79 - a) EVAPORADOR DE EXPANSÃO SECA,
b) EVAPORADOR INUNDADO

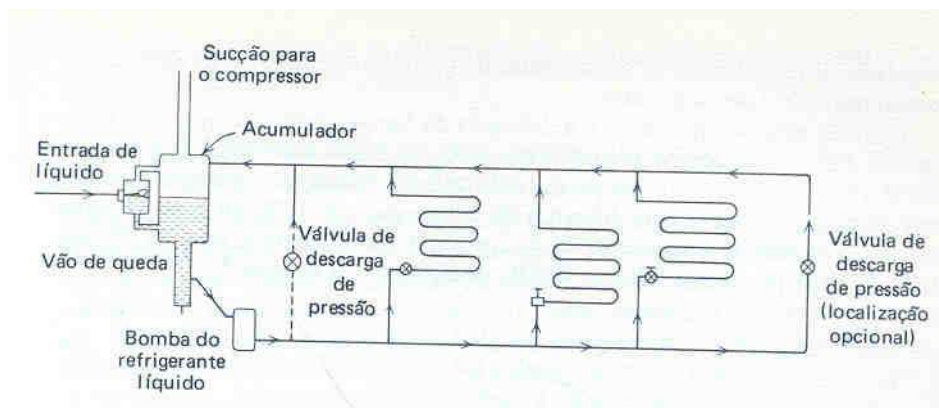


(a)



(b)

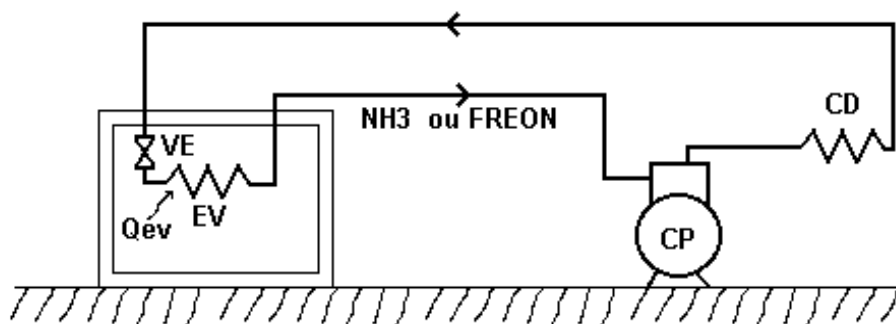
FIGURA 80 - EVAPORADORES MÚLTIPLOS



8.4 SISTEMAS DE EXPANSÃO DIRETA E INDIRETA

Um sistema de refrigeração de expansão direta é aquele em que o evaporador do sistema, empregando um refrigerante de expansão direta, está em contato direto com o espaço ou material que está sendo refrigerado, como ilustra a (fig. 81).

FIGURA 81 - SISTEMA DE EXPANSÃO DIRETA



Muitas vezes, é inconveniente ou antieconômico circular um refrigerante de expansão direta para a área ou áreas onde é requerida a refrigeração. Em tais casos, é empregado um sistema de refrigeração de expansão indireta (fig. 82) que é aquele em que aparece um agente intermediário, como, por exemplo, água ou salmoura entre o meio a ser resfriado e o refrigerante. Água ou salmoura é resfriada por um refrigerante de expansão direta num resfriador de líquido e então bombeada através de tubulação apropriada para o espaço ou produto que está sendo refrigerado. O agente intermediário, aquecido pela absorção de calor do espaço refrigerado ou do produto, retorna ao resfriador para ser resfriado e recirculado.

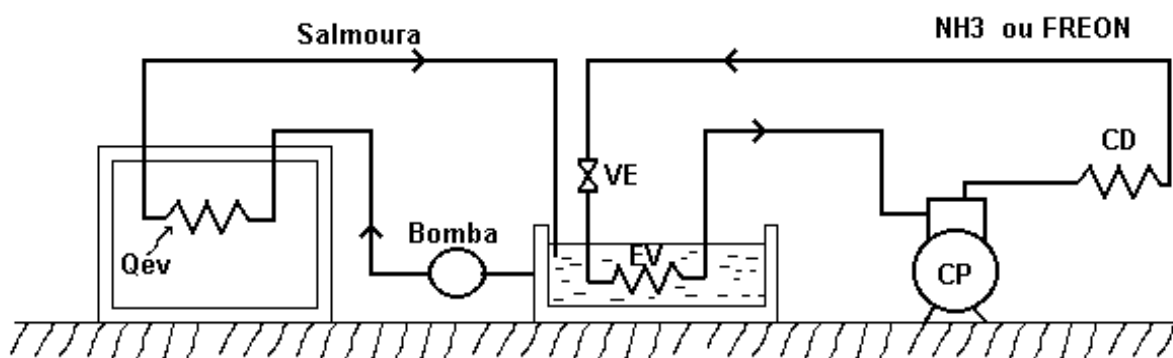
Vantagens da expansão indireta:

- é mais fácil distribuir água ou salmoura do que amônia ou halogenados.
- não circula fluido refrigerante dentro do meio a resfriar.
- a parte frigorífica fica concentrada.
- a flutuação da carga é mais bem atendida (Indicada quando se necessita de muito frio durante pouco tempo).

Desvantagens da expansão indireta:

- a temperatura de evaporação é menor no caso de expansão indireta, portanto, é menor o coeficiente de eficácia; tamanho do compressor maior; motor necessário é maior;
- preço maior;
- mais complexo.

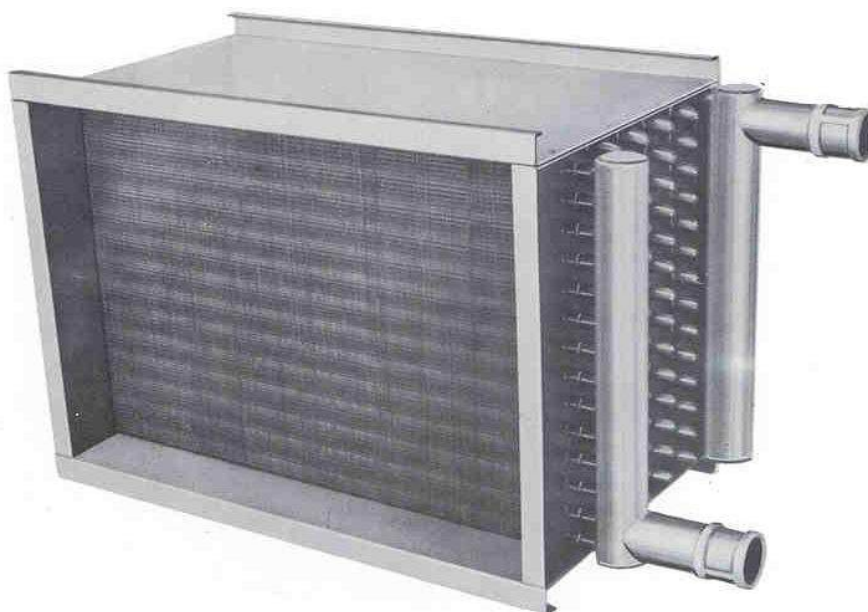
FIGURA 82 - SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA



Os resfriadores para o caso de expansão indireta podem ser classificados como, resfriadores de ar, resfriadores de líquido e resfriadores de sólido.

A (fig. 83) ilustra uma serpentina de água gelada utilizada em fan&coils para resfriamento do ar.

FIGURA 83 - SERPENTINA DE ÁGUA GELADA



8.5 EVAPORADORES DE CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA

Utilizam-se os evaporadores de convecção natural, quando são desejáveis baixas velocidades de ar e mínima desidratação do produto. Ex. refrigeradores domésticos, expositores e grandes câmaras de armazenagem.

Os evaporadores de convecção forçada são utilizados quando não há problema de desidratação do produto, tendo como vantagens: um evaporador mais compacto, maior coeficiente de transmissão de calor, melhor uniformidade da temperatura interna da câmara e maior rapidez no resfriamento do ar e como desvantagens: aumento da carga térmica, devida aos motores que acionam os ventiladores, provoca a desidratação dos produtos e a construção compacta dificulta manutenção.

8.6 MÉTODOS DE DEGELO

Existem muitos tipos de controle que podem ser utilizados. Em algumas aplicações não é necessário que exista períodos programados de degelo. O fato de o compressor desligar quando a temperatura da câmara é atingida já poderá propiciar o degelo (isso em casos em que a câmara trabalha com temperaturas superiores a 0°C). Em outras aplicações um temporizador de degelo poderá ser necessário para que se mantenha a serpentina isenta de gelo. Em câmaras de média temperatura, o degelo por ar é controlado pelo temporizador, mas o(s) ventilador(es) do evaporador continuam operando de maneira a facilitar o degelo. Outros sistemas de degelo necessitam uma parada dos ventiladores durante o período de degelo (para evitar que os mesmos “joguem” o calor do degelo dentro da câmara). Para a maior parte das aplicações dois a quatro ciclos de degelo por

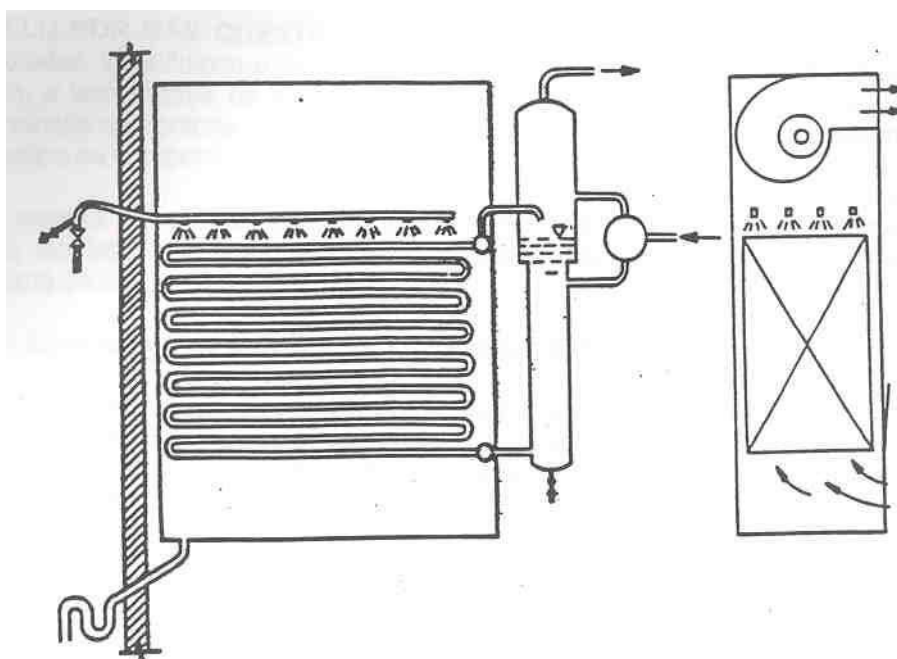
dia são suficientes. As necessidades de degelo variarão de instalação para instalação. Por isso as regulagens de degelo deverão ser determinadas observando-se o sistema em funcionamento.

Os métodos mais comuns de degelo da serpentina de refrigeração são:

DEGELO A AR: Assume distintas formas. Em espaços refrigerados que operem a temperaturas superiores a 2°C é possível utilizar o próprio ar ambiente para degelar a serpentina, desde que a circulação de refrigerante seja cortada. O processo é lento, de modo que o projetista deve se assegurar que as serpentinas que permanecem em operação durante o degelo, satisfaçam a carga de refrigeração.

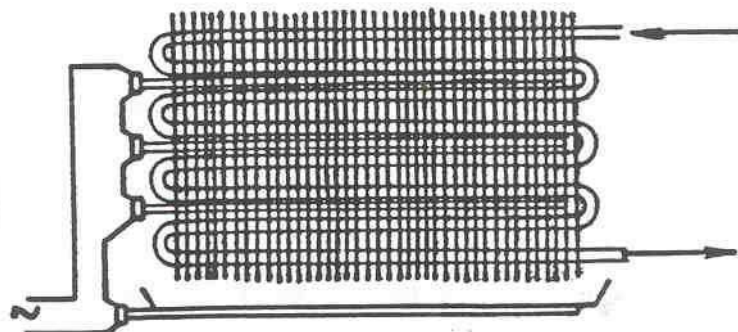
DEGELO A ÁGUA: Consiste em espargir água sobre a serpentina, drenando a água fria resultante para fora do espaço refrigerado, (fig. 84).

FIGURA 84 - DEGELO A ÁGUA



DEGELO ELÉTRICO: É obtido através de um aquecedor elétrico montado de forma a manter um bom contato térmico com a serpentina. Uma solução frequentemente utilizada é a inserção de uma resistência tubular durante a montagem da serpentina, constituindo um tubo não ativo. O custo inicial do degelo elétrico é, provavelmente, o menor entre todas as opções propostas anteriormente. No entanto, o seu custo operacional pode ser elevado em virtude das tarifas de energia elétrica em vigor, (fig. 85).

FIGURA 85 - DEGELO ELÉTRICO

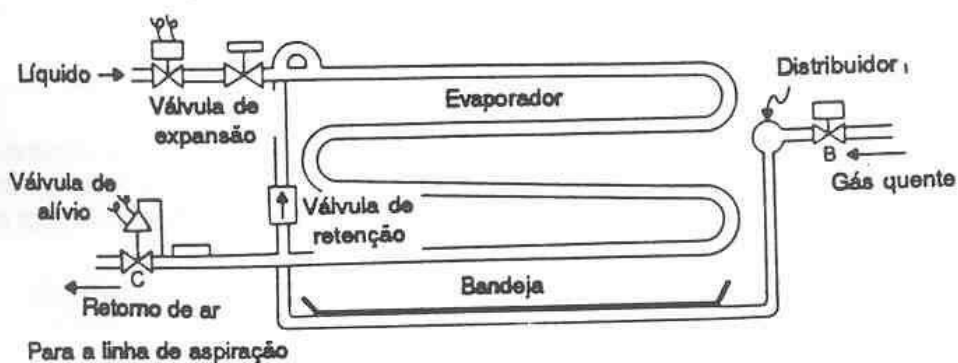


Elementos embutidos no
resfriador e bacia.

DEGELO POR GÁS QUENTE: Consiste em interromper o suprimento de refrigerante líquido ao evaporador, substituindo-o pelo de vapor do refrigerante a alta pressão. Para garantir um rápido degelo, a temperatura de saturação é mantida em níveis suficientemente elevados pela ação de uma válvula de controle de pressão instalada na saída do evaporador. Assim durante o degelo, a serpentina se comporta como um condensador, (fig. 86).

Uma maneira de controlar a formação de neve sobre as superfícies das serpentinas que operam a baixas temperaturas é borrifá-las com algum anti-congelante (salmoura), como etileno glicol ou propileno glicol.

FIGURA 86 - DEGELO POR GÁS QUENTE



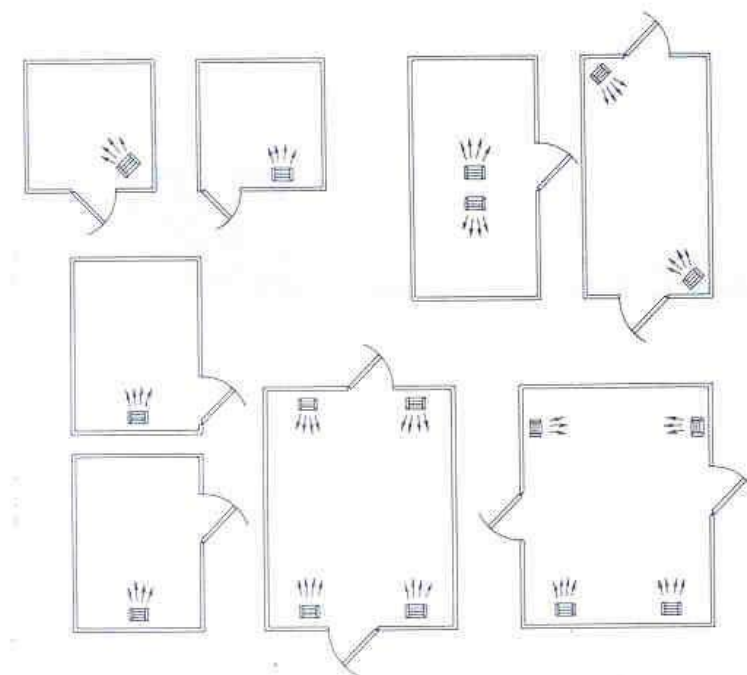
8.7 LOCALIZAÇÃO DO EVAPORADOR E DISTRIBUIÇÃO DO AR

A localização do evaporador na câmara pode ser fundamental para o sucesso de sua operação.

Recomendações básicas para a localização do evaporador, (fig. 87):

- A distribuição do ar deve cobrir toda a câmara;
- Evitar instalação sobre as portas;
- Localizar as unidades para o mínimo comprimento das linhas de refrigerante;
- Deve-se conhecer na câmara a posição dos corredores, prateleiras, etc.
- Localização das linhas de dreno para o mínimo comprimento;
- Deixar espaço suficiente entre o fundo do evaporador e a parede, não menos que 45 cm.

FIGURA 87 - LOCALIZAÇÃO DO EVAPORADOR



8.8 CAPACIDADE DO EVAPORADOR

É a quantidade de calor que ele deve absorver do espaço refrigerado, num certo intervalo de tempo.

O calor chega ao evaporador por três métodos distintos: convecção do ar; radiação direta do produto; condução direta (quando o produto está em contato com o evaporador). Já, o calor que passa através do evaporador com destino ao refrigerante, o faz por condução. Este calor pode ser obtido por:

$$\dot{Q}_e = U \times A \times \text{LMTD} \quad (57)$$

onde,

- \dot{Q}_e capacidade do evaporador, kJ/h
 U coeficiente global de transferência de calor, kJ/hm²°C
 A área de superfície do evaporador (tubos e aletas), m²
 LMTD diferença de temperatura média logarítmica entre o refrigerante dentro do evaporador e o meio externo, °C

A diferença de temperatura média logarítmica, LMTD é dada por:

$$\text{LMTD} = \frac{(t_e - t_r) - (t_s - t_r)}{\ln \frac{(t_e - t_r)}{(t_s - t_r)}} \quad (58)$$

onde,

- t_e temperatura do ar que entra na serpentina, °C
 t_s temperatura do ar que deixa a serpentina, °C
 t_r temperatura do refrigerante nos tubos, °C
 O coeficiente global de transmissão de calor em um evaporador resfriado a ar com o refrigerante circulando dentro dos tubos pode ser calculado por:

$$U_o = \frac{1}{(A_o/A_i)/h_w + (t/k)(A_o/A_m) + 1/(h_r \phi_w)} \quad (59)$$

onde,

- U_o coeficiente global de transferência de calor baseado na superfície externa e a LMTD, kJ/hm²°C
 A_o/A_i relação entre a área da superfície externa e interna do tubo
 h_w coeficiente de filme interno lado do refrigerante, W/m²°C
 t espessura da parede do tubo, m
 k condutibilidade térmica do material do tubo, W/m°C
 A_o/A_m relação de área entre a superfície externa e a superfície circunferencial média da parede de metal do tubo
 h_r coeficiente de filme externo lado do ar, W/m²°C
 ϕ_w eficiência da aleta (100% para tubos não aletados)

8.9 SELEÇÃO DO EVAPORADOR

O projeto de serpentinas de refrigeração é complexo, incluindo tópicos como circuitagem, disposição dos tubos, projetos das aletas, entre outros, para conseguir uma taxa de transferência de calor máxima para um dado custo inicial. Assim o presente capítulo visa tão somente o selecionamento de serpentinas através de catálogos de fabricantes para aplicação em instalações, através do procedimento a seguir:

- calcular a carga térmica sem considerar os motores que acionam os ventiladores do evaporador (caso seja convecção forçada);

- escolher a diferença de temperatura do evaporador, ΔT (tab. 2);

onde

ΔT diferença de temperatura entre a temperatura do ar que entra no evaporador (tomado como sendo a temperatura interna da câmara) e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante.

Como exemplo um evaporador com um ΔT de 6°C , quer dizer que com uma temperatura na câmara de 7°C , a temperatura de evaporação do refrigerante é de 1°C .

O evaporador deve operar a uma temperatura inferior à da câmara e a diferença entre estas duas temperaturas permite controlar a umidade dentro da câmara.

O controle da umidade em ambientes refrigerados é muito importante. Em alguns casos, como no armazenamento de verduras frescas, a umidade do ambiente deve ser mantida elevada para preservar a qualidade do produto. Em outros, como no caso de câmaras de resfriamento de carnes, a umidade deve ser mantida baixa a fim de evitar a formação de névoa e o gotejamento de água sobre o produto.

TABELA 2 - DIFERENÇA DE TEMPERATURA, ΔT

SISTEMA	ΔT
Unidade Evaporadora - alta temperatura	3 a 12 C
Unidade evaporadora - baixa temperatura	4 a 8 C
Condensador remoto para refrigeração	5 a 8 C
Ar condicionado	10 a 17 C

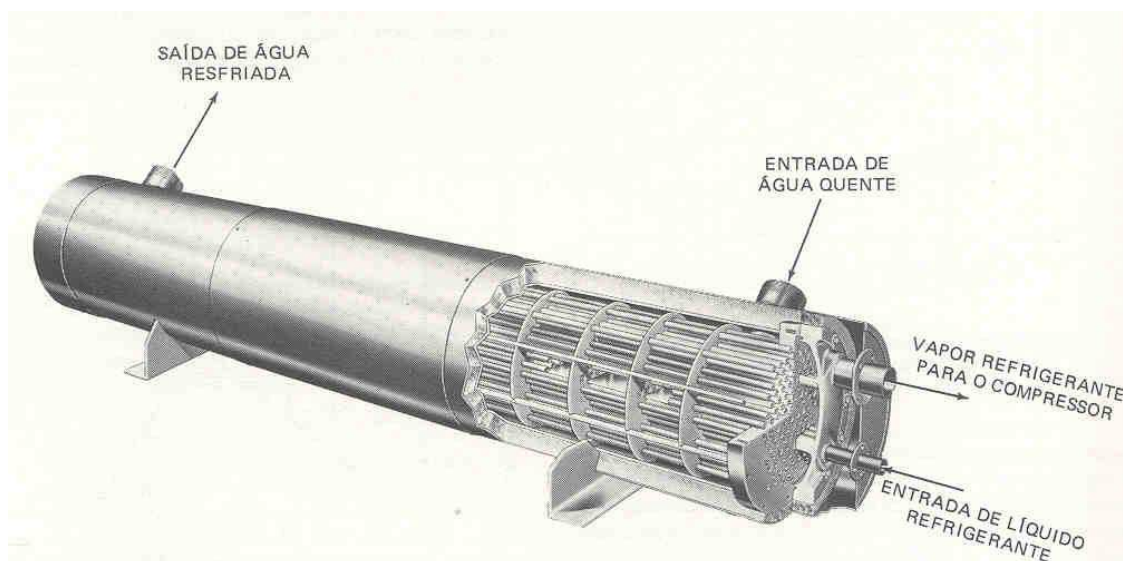
Os fabricantes trabalham com ΔT da ordem de 6°C a 8°C .

- Dependendo do fabricante, verificar se o ΔT é igual ou maior que o utilizado pelo fabricante, com o qual foram definidas as capacidades dos evaporadores.
- Escolher o evaporador em função da capacidade em [kW] e da temperatura de evaporação.
- Recalcular a carga térmica considerando os motores dos ventiladores.
- Verificar se a nova carga térmica não ultrapassa a capacidade do evaporador ou evaporadores. Caso ultrapasse, escolha o(ou) evaporador(es).

8.10 RESFRIADORES DE LÍQUIDO

Como os evaporadores de resfriamento de ar, os evaporadores que resfriam líquidos, chamados de resfriadores de líquido, variam em tipo e projeto, de acordo com o tipo de trabalho a que são destinados, como, por exemplo, o resfriador de líquido do tipo carcaça-tubos (shell and tube), ilustrado na (fig. 68), onde o refrigerante muda de fase escoando pelo interior dos tubos.

FIGURA 88 - RESFRIADOR DE LÍQUIDO SHELL AND TUBE

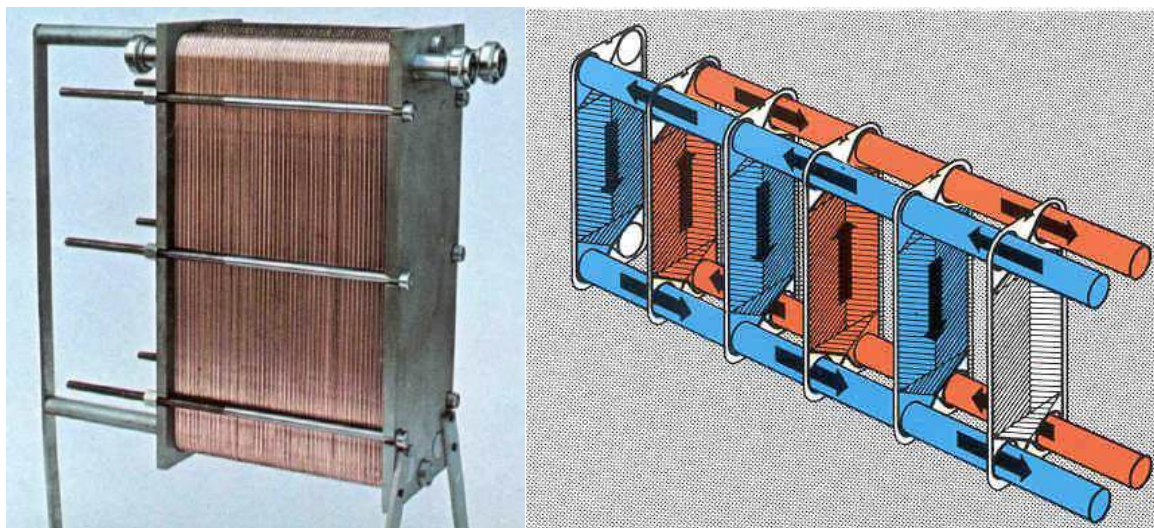


8.11 TROCADOR DE PLACAS

O trocador de placas de gaxeta (fig. 69) consiste de um conjunto de placas corrugadas com aberturas para passagem de dois fluidos entre os quais ocorrerá a transferência de calor. O conjunto de placas é montado entre as placas de estrutura e pressão e apertado por parafusos. As placas contêm gaxetas que as fixam selando os canais e direcionam os fluidos em canais alternados.

Graças ao projeto, pode ser facilmente desmontado para inspeção e limpeza. Além disso, pode ser ampliado, modificado segundo um novo arranjo com facilidade a fim de atender a um aumento ou alteração de serviços.

FIGURA 89 - TROCADOR DE PLACAS DE GAXETA



O trocador de calor a placas é usado para aquecimentos, resfriamentos e recuperação de calor em muitas áreas tais como, processamento químico, produção de polpa e papel, processamento de leite e alimentos, HVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado), engenharia mecânica, geração de energia, produção de aço e metais, plataformas de produção de gás e óleo; processamento de gás e óleo, a bordo de navios.

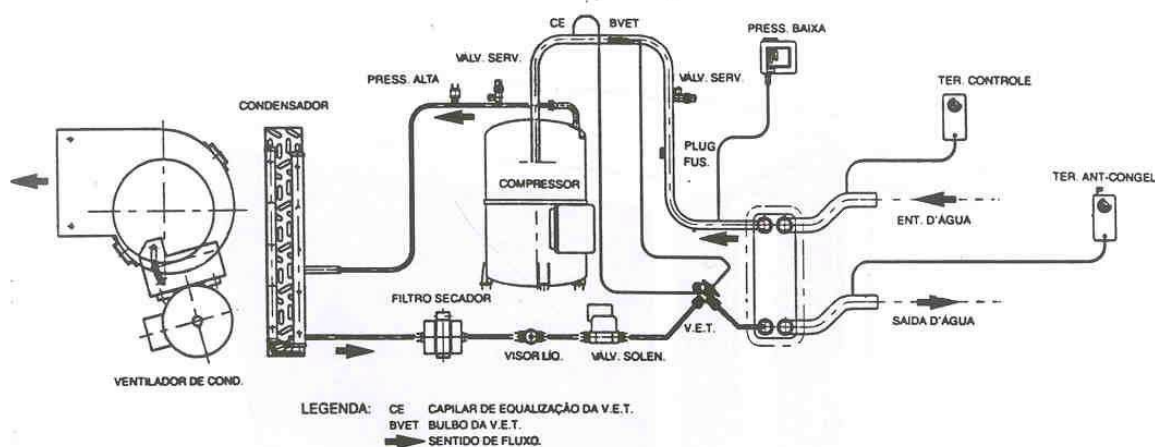
Da mesma maneira que o trocador de calor a placas de gaxeta, o trocador de calor a placas soldado (fig. 90) é construído de uma série de placas de metal corrugadas, mas sem gaxetas, parafuso de aperto, estrutura e barras transportadoras. O trocador de calor a placas soldado consiste simplesmente de placas de aço inoxidável e duas placas finais.

As placas são brazadas juntas em um forno a vácuo, para formar uma unidade compacta resistente à pressão.

Os dois fluidos correm em canais separados. A construção faz-se ideal para condições de operação com alta temperatura e alta pressão.

A turbulência criada pelo desenho das placas promove transferência de calor, mas retarda incrustação. Este tipo compacto pode ser facilmente montado diretamente na tubulação sem braçadeiras ou furações.

FIGURA 90 - CIRCUITO FRIGORÍFICO DE UM RESFRIADOR DE LÍQUIDO COM TROCADOR DE PLACAS SOLDADO



8.12 EXEMPLO ILUSTRATIVO

EXEMPLO 8.12.1: Qual deve ser o valor do coeficiente global de transferência de calor, U , em um evaporador em que o coeficiente de transferência de calor no lado do ar é igual a 60 W/m^2 e o coeficiente correspondente no lado do refrigerante é igual a $1200 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. O tubo apresenta diâmetro interior e exterior de $20,9 \text{ mm}$ e $26,7 \text{ mm}$, respectivamente. O material do tubo é aço, cuja condutividade térmica é de $45 \text{ W/m}^{\circ\text{C}}$.

9 DISPOSITIVOS MEDIDORES

A função de qualquer dispositivo medidor é modular até certo ponto o fluxo de refrigerante da linha líquida para o evaporador mantendo um equilíbrio entre o efeito de refrigeração e a carga térmica do espaço condicionado e também manter a diferença de pressão entre os lados de alta e baixa do sistema de refrigeração. Isto é realizado restringindo o volume de refrigerante que entra no evaporador a uma taxa abaixo da taxa de fluxo de volume (capacidade) do compressor. Sem este diferencial de pressão, o refrigerante não poderia vaporizar a temperatura desejada no evaporador. Os tipos básicos de dispositivos medidores são: o tubo capilar, a válvula de expansão manual, a válvula de expansão automática, a válvula de expansão termostática, a boia de baixa pressão, a boia de alta pressão, a válvula de expansão elétrica e a válvula de expansão eletrônica.

9.1 TUBO CAPILAR

O tubo capilar é um tubo de 1 a 6m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 mm (fig. 91a). O nome não é apropriado, uma vez que os diâmetros são muito grandes para produzir uma ação capilar. O refrigerante líquido que entra no tubo capilar perde pressão à medida que escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do refrigerante.

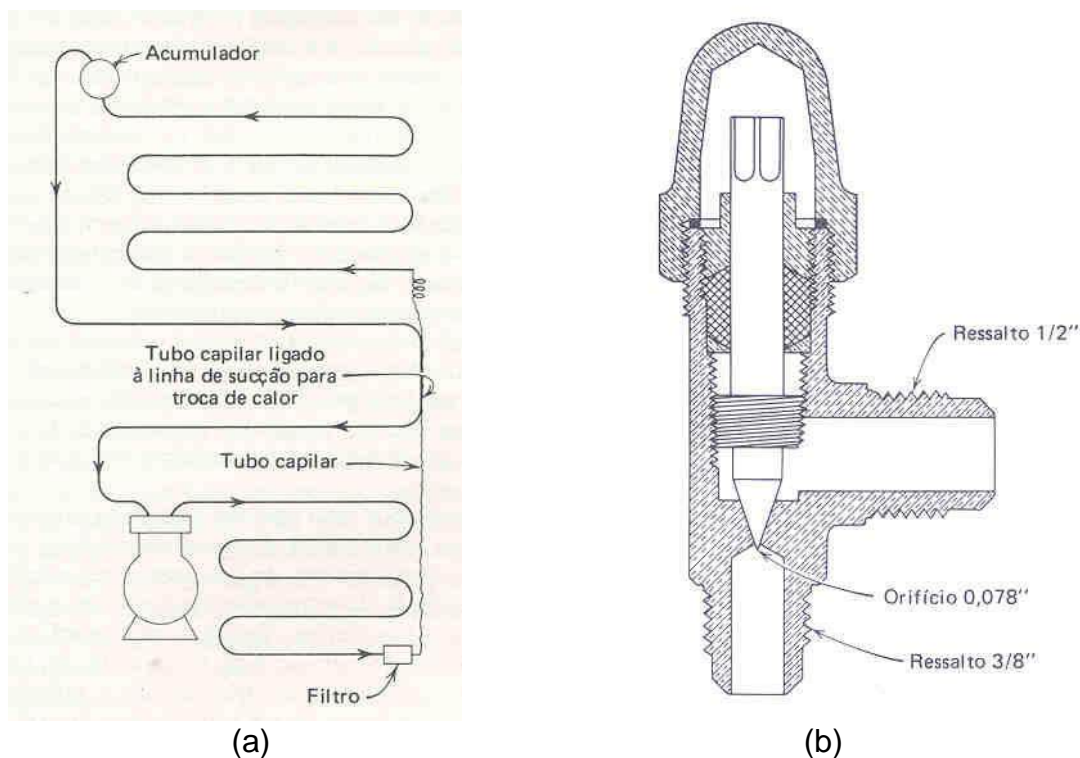
Diversas combinações de diâmetro interno e comprimento de tubo podem ser feitos para obter o efeito desejado. Entretanto, para uma dada combinação, não é possível acomodar vazão para variações da carga ou das pressões de descarga e aspiração. O compressor e o dispositivo de expansão atingem uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador. A condição de desequilíbrio entre esses componentes é temporária.

O projetista de uma unidade frigorífica nova dotada de tubo capilar deve escolher o diâmetro e o comprimento do tubo de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada. O comprimento definitivo do tubo capilar é, não raro, obtido por tentativas. Assim, um tubo mais comprido que o de projeto é instalado no sistema, resultando uma temperatura de evaporação mais baixa que a desejada. A seguir o tubo é cortado sucessivamente até a obtenção da condição de equilíbrio desejada.

Os tubos capilares são usados em sistemas frigoríficos pequenos, com capacidades da ordem de 10 kW, como por exemplo, condicionadores de ar de janela.

A instalação deve ser perfeitamente limpa e isenta de umidade para impedir a obstrução do capilar.

FIGURA 91 - a)TUBO CAPILAR, b)VÁLVULA DE EXPANSÃO MANUAL



9.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO MANUAL

Trata-se de uma válvula de comando manual (fig. 91b), através da qual o líquido refrigerante alimenta o evaporador. Para aumentar o fluxo do refrigerante para o evaporador, a válvula é aberta, enquanto que para diminuir, a válvula é fechada manualmente. A principal desvantagem da válvula de expansão manual é que ela é inflexível às mudanças na carga do sistema e, portanto deve ser ajustada manualmente cada vez que muda a carga do sistema, a fim de evitar falta de lubrificação ou sobrealimentação do evaporador, dependendo da direção de mudança de carga. Também, a válvula deve ser aberta e fechada manualmente cada vez que o compressor é ligado ou desligado. Obviamente, a válvula de expansão manual é apropriada somente para uso em sistemas grandes onde trabalha um operador e onde a carga do sistema é relativamente constante.

9.3 VÁLVULA BÓIA DE ALTA PRESSÃO

É colocada no lado de alta pressão do sistema e imersa no líquido a alta pressão, o qual é o seu principal controle (fig. 92a). Este tipo de dispositivo medidor implica numa carga crítica de refrigerante no sistema. Tão rapidamente quanto o gás quente é condensado, ele flui para o dispositivo medidor. Assim que o nível do líquido na câmara do flutuador sobe, o flutuador abre e permite que o líquido refrigerante passe para o evaporador. Este controle permite que o líquido

passa para o evaporador em quantidade igual aquela que é condensada, deste modo, não se poderá fazer provisões no sistema para um armazenamento automático do líquido refrigerante, além daquele do evaporador. Então uma sobrecarga de refrigerante resultaria numa inundação do compressor. Uma carga insuficiente de refrigerante resultaria numa subalimentação do evaporador. Frequentemente são usados acumuladores na sucção, a fim de tornar a carga de refrigerante menos crítica, particularmente em sistemas de amônia.

9.4 VÁLVULA BÓIA DE BAIXA PRESSÃO

O nome é devido ao fato da boia do flutuador estar colocada no lado de baixa pressão do sistema. O seu principal controle é o nível do líquido dentro da câmara do flutuador (fig. 92b).

Este tipo de controle é sempre usado com um evaporador tipo inundado. A boia do flutuador pode ser colocada diretamente no evaporador ou numa câmara apropriada adjacente a ele.

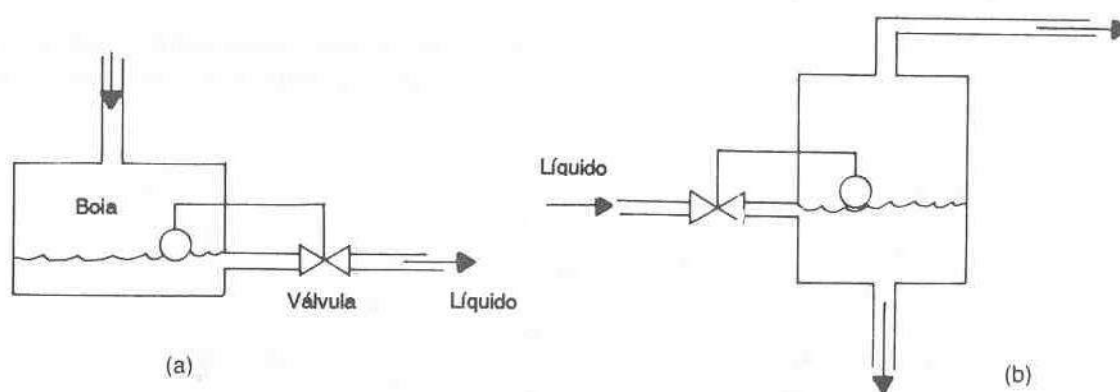
Se a câmara de flutuação é utilizada, tanto as partes superior como a inferior dela devem estar ligadas ao evaporador, a fim de que o nível do líquido em ambos permaneça o mesmo em qualquer circunstância.

Ao aumentar a demanda no evaporador, maior quantidade de líquido é evaporada e o seu nível dentro do evaporador e a câmara do flutuador, baixa. Quando isto acontece o flutuador baixa igualmente, abre o orifício, e é admitido mais líquido vindo do lado de alta pressão.

Ao diminuir a demanda no evaporador, menor quantidade de líquido é evaporada e o flutuador subirá até que o orifício seja fechado. O tipo mais simples de mecanismo de flutuação é mostrado aqui. A construção destas válvulas pode tomar as mais variadas formas.

A válvula boia de baixa pressão é considerada um dos melhores dispositivos medidores que existem para "Sistemas Inundados". Ela consegue um excelente controle e a sua simplicidade a faz quase livre de avarias. Ela pode ser aplicada em qualquer dos sistemas inundados, quer eles sejam pequenos ou grandes, e ainda usados com qualquer refrigerante.

FIGURA 92 - a) VÁLVULA BÓIA DE ALTA PRESSÃO, b) VÁLVULA BÓIA DE BAIXA PRESSÃO



9.5 VÁLVULA DE EXPANSÃO AUTOMÁTICA

São empregadas exclusivamente em instalações com apenas um evaporador, principalmente para capacidades reduzidas e com pequenas variações de carga térmica.

Aplicável para todos os refrigerantes, com exceção da amônia, permite a regulação de temperatura de evaporação numa faixa bastante ampla.

As válvulas de expansão automáticas operam segundo o princípio da válvula redutora de pressão, (fig. 93).

Durante o funcionamento da máquina, conservam a pressão no evaporador sempre no valor ajustado, independente das condições de temperatura, obstruindo a passagem do refrigerante ao evaporador quando a máquina para, devido ao aumento de pressão que se produz. O diafragma, pelo seu lado inferior, está sujeito à força de uma mola de fechamento, cujo ajuste é fixo, mais a pressão do evaporador.

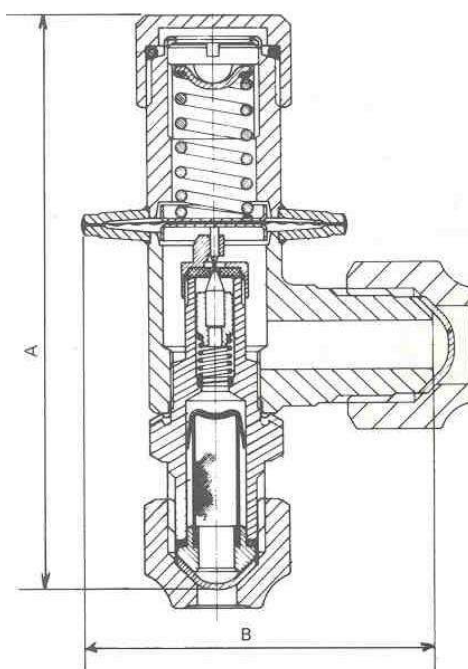
No seu lado superior atuam a pressão atmosférica e a força de uma mola, cuja tensão prévia pode ser alterada através do parafuso de regulação situado na cabeça (parte superior) da válvula.

Quanto maior for a tensão da mola de regulação, tanto maior será a pressão de evaporação, e vice-versa.

Assim a cada posição da mola de regulação, corresponderá uma pressão de evaporação determinada, que permanecerá automaticamente constante, a despeito das mudanças de temperatura que ocorram na câmara ou balcão frigorífico.

O corpo, niple e conjunto de regulação são em latão; o diafragma e mola de fechamento em aço inoxidável; a agulha em monel e o orifício em nylon especial. O filtro de tela de bronze é removível para facilitar a limpeza.

FIGURA 93 - VÁLVULA DE EXPANSÃO AUTOMÁTICA



9.6 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

A válvula de expansão termostática é o dispositivo medidor mais extensamente usado em aplicações residenciais e comerciais, por causa de sua alta eficiência e sua pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação.

Por suas características de autorregularem e desempenho, são destinadas a instalações de refrigeração e ar condicionado com um ou mais evaporadores.

Caracterizam-se por manterem o superaquecimento constante, independentemente das condições do sistema, isto é, promovem a alimentação adequada de líquido, quaisquer que sejam as condições de carga térmica, evitando o retorno de líquido ao compressor. As válvulas de expansão termostática podem ser de equalização interna ou de equalização externa dependendo da perda de carga no evaporador para a escolha do tipo de equalização.

9.6.1 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE EQUALIZAÇÃO INTERNA

O funcionamento da válvula de expansão termostática de equalização interna como ilustra a (fig. 94), depende tanto da pressão do evaporador como da pressão de comando do bulbo termostático.

O bulbo termostático (6) se instala na saída do evaporador, em contato térmico com a tubulação de sucção, captando continuamente a temperatura do gás refrigerante que sai do evaporador.

Sobre o diafragma (1) atua pelo lado de cima a pressão, P_b que depende da temperatura do bulbo, sendo, portanto, variável. Pelo lado de baixo, em sentido contrário, atuam a pressão do evaporador, P_{ev} e a pressão da mola, P_m , que é transmitida pelo pino de transmissão (2).

O movimento do diafragma (1), para baixo, afasta a agulha (3) do orifício (7) através do pino de transmissão (2), abrindo-se uma certa área do orifício, permitindo a passagem do líquido refrigerante.

O movimento contrário, ou seja, para cima, devido à pressão da mola (4), estrangula a passagem de líquido, podendo chegar até ao fechamento total.

Da figura se deduz claramente que, ao subir a temperatura do bulbo e conseqüentemente a pressão, P_b , ou também baixar a pressão do evaporador, P_{ev} , a agulha (3) abre, dando maior vazão de líquido refrigerante ao evaporador. Porém, com uma queda de pressão do bulbo, P_b e um aumento da pressão do evaporador, P_{ev} , há um fechamento da agulha, estrangulando a passagem de líquido refrigerante ao evaporador.

Após um determinado período de refrigeração em que a máquina para, a pressão de evaporação, P_{ev} , fechando totalmente a válvula de expansão.

Entre a câmara debaixo do diafragma (1) e a saída da válvula de expansão (entrada do evaporador) existe uma via de comunicação, de forma que a pressão de entrada do evaporador, P_{ev} se transmite ao diafragma (1).

Esta via inferior da válvula é chamada de equalização interna.

Portanto, na válvula de expansão termostática com equalizador interno, a pressão de evaporação, P_{ev} é igual à pressão de entrada do evaporador, ou seja, não é considerada a perda de carga ou resistência do evaporador.

A válvula de expansão termostática com equalização interna é empregada em instalações com um ou mais evaporadores de injeção simples, com pequenas perdas de carga (menos que 20 kPa).

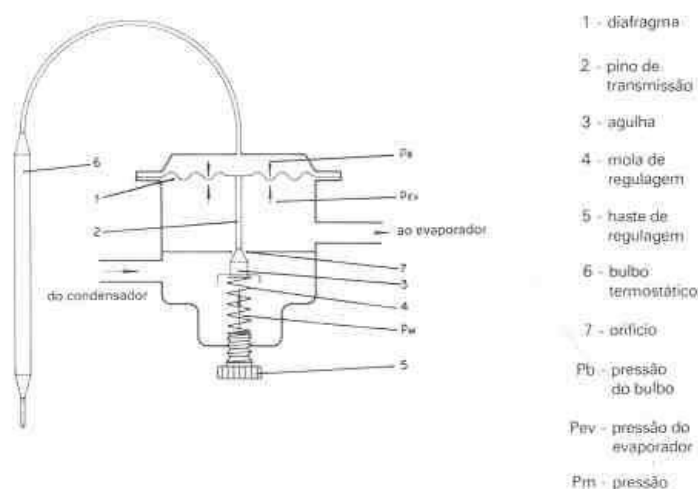
Quanto mais elevado for o rendimento do evaporador e maior sua tubulação, tanto maior será sua resistência à circulação de líquido refrigerante (maior perda de carga).

Aumentando-se a perda de carga, maior será a diferença de pressão entre a entrada e a saída do evaporador. Essa pressão mais elevada na entrada do evaporador produzirá, nas válvulas com equalização interna, uma força maior embaixo do diafragma (1). Para a válvula permanecer aberta, é necessário que a pressão do bulbo, P_{ev} aumente.

Isto será conseguido com o aumento do superaquecimento sentido na saída do evaporador, pelo bulbo. Para se conseguir esse aumento é necessário que uma parte da área útil do evaporador seja inutilizada.

A perda dessa área, que é necessária para evaporação de líquido refrigerante, implicará nas seguintes consequências: evaporador parcialmente coberto de gelo, más condições de troca de calor, redução do rendimento de toda a instalação e um mau funcionamento da válvula de expansão.

FIGURA 94 - VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE EQUALIZAÇÃO INTERNA



9.6.2 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE EQUALIZAÇÃO EXTERNA

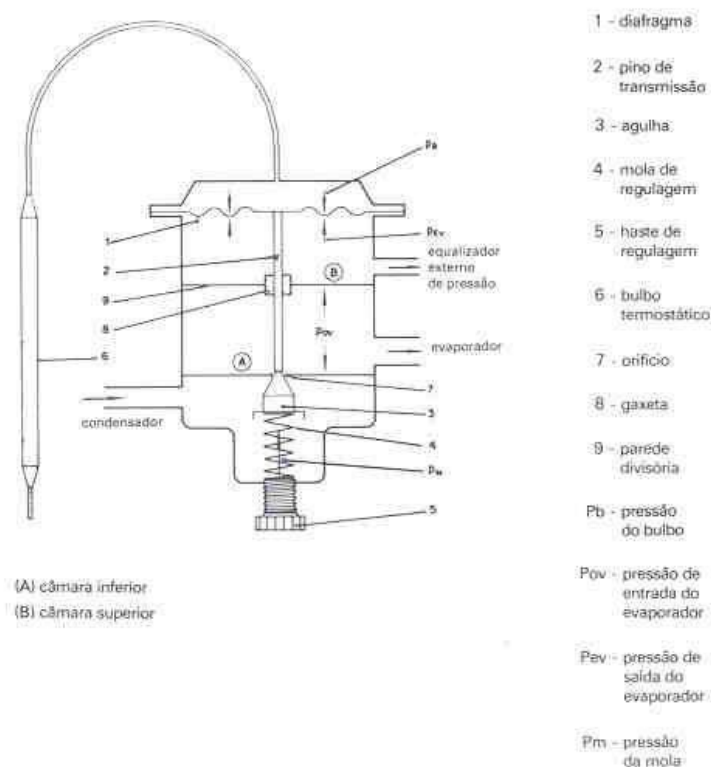
Na válvula de expansão termostática com equalização externa, como ilustra a (fig. 95), a pressão de entrada do evaporador, P_{ev} localizada na câmara inferior (A) não tem contato com o diafragma (1), pois está separada pela parede divisória (9). A pressão do evaporador, P_{ev} localizada na câmara superior (B) será transmitida através do equalizador externo de pressão, que será conectado na saída do evaporador. Portanto, a pressão, P_{ev} que age embaixo do diafragma (1),

nas válvulas com equalização externa de pressão, é igual à pressão de saída do evaporador.

Com esta equalização externa se elimina a influência da resistência da circulação de refrigerante (perda de carga) sobre os processos de comando e, por conseguinte, sobre o funcionamento das válvulas de expansão termostática.

Equipamentos de refrigeração de pequena e grande capacidade, com um ou mais evaporadores de injeção simples ou múltipla com alta perda de carga (diferença entre a pressão de entrada e saída do evaporador maior que 20 kPa), é necessário utilizar válvula de expansão termostática com equalização externa de pressão.

FIGURA 95 - VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE EQUALIZAÇÃO EXTERNA



9.6.3 MODO DE ATUAÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO

A operação característica da válvula de expansão termostática resulta da ação recíproca de três forças independentes, a saber: a pressão do evaporador, p_e , a pressão da mola, p_m e a pressão exercida pela mistura líquido-vapor saturado no bulbo remoto, p_b cuja mistura trata-se geralmente do mesmo refrigerante usado no sistema.

Como mostra a (fig. 96), o bulbo remoto da válvula de expansão é firmemente preso à linha de sucção na saída do evaporador, onde ele é sensível a mudanças na temperatura do vapor refrigerante neste ponto. Embora exista um leve diferencial de temperatura entre a temperatura do vapor refrigerante na linha

de sucção e a temperatura da mistura saturada de líquido e vapor no bulbo remoto, para todos os fins práticos, a temperatura dos dois é a mesma e, portanto, pode-se considerar que a pressão exercida pelo fluido no bulbo é sempre a pressão de saturação da mistura líquido-vapor no bulbo, correspondente à temperatura do vapor na linha de sucção no ponto do contato do bulbo.

Observe-se que a pressão do fluido no bulbo remoto age sobre um lado do fole ou diafragma através do tubo capilar e tende a mover a válvula na direção de abertura, enquanto que a pressão do evaporador e a pressão da mola agem juntas sobre o outro lado do fole ou diafragma e tendem a mover a válvula numa direção de fechamento. Os princípios de operação da válvula termostática de expansão são melhores descritos através do uso de um exemplo.

Com referência à (fig. 96), suponha que o líquido refrigerante, R-22 está vaporizando no evaporador a uma temperatura de 0°C de modo que a pressão do evaporador, p_e é 396,6 kPa, a pressão de saturação do R-22 correspondendo a uma temperatura de 0°C . Considere depois que a tensão da mola é ajustada para exercer uma pressão, p_m de 142,91 kPa de modo que a pressão total que tende a mover a válvula na direção de fechamento é 539,5 kPa, a soma de p_e e p_m ($396,6+142,91$). Se a queda de pressão no evaporador é ignorada ($\Delta p_e < 20$ kPa), pode-se considerar que a temperatura e pressão do refrigerante são as mesmas em todas as partes do evaporador onde a mistura líquido-vapor do refrigerante está presente. Contudo, em certo ponto B perto da saída do evaporador, todo líquido terá vaporizado da mistura e o refrigerante neste ponto ficará na forma de vapor saturado na temperatura e pressão de vaporização. Quando o vapor refrigerante se desloca do ponto B através da porção remanescente do evaporador, ele continuará a absorver calor dos arredores, tornando-se assim superaquecido, de modo que sua temperatura é elevada enquanto sua pressão permanece constante. Nesta circunstância, considere que o vapor refrigerante é superaquecido 8°C de 0°C para 8°C durante seu trajeto do ponto B para a localização do bulbo remoto no ponto C. A mistura saturada do ponto B para a localização do bulbo remoto no ponto C. A mistura saturada líquido-vapor no bulbo remoto, estando à mesma temperatura que o vapor superaquecido na linha, terá pois, uma pressão, p_b de 539,5 kPa, a pressão de saturação do R-22 a 8°C a qual é exercida sobre o diafragma através do tubo capilar e que constitui a força total que tende a mover a válvula na direção de abertura.

Sob as condições agora descritas, a força que tende a abrir a válvula é exatamente igual à força que tende a fechar a válvula ($p_b = p_e + p_m$) e a válvula ficará em equilíbrio. A válvula permanecerá em equilíbrio até o momento em que a mudança no grau do superaquecimento de sucção desequilibre as forças e faça com que a válvula se mova numa ou noutra direção.

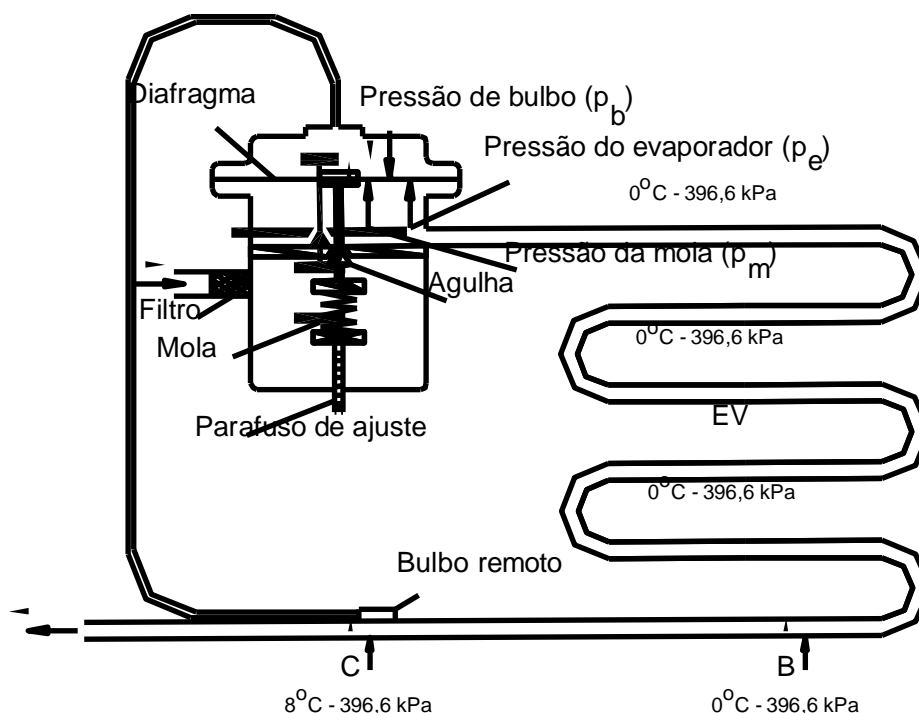
Pela análise cuidadosa do exemplo precedente pode ser visto que, para as condições descritas, a válvula ficará em equilíbrio quando, e somente quando, o grau de superaquecimento do vapor de sucção na localização do bulbo remoto for 8°C que é exatamente a quantidade requerida para compensar a pressão exercida pela mola. Qualquer mudança no grau de superaquecimento de sucção fará com que a válvula se mova numa direção de compensação a fim de restituir a quantidade de superaquecimento requerida e restabelecer o equilíbrio. Por exemplo, se o grau de superaquecimento de sucção torna-se menor que 8°C a pressão no bulbo remoto será menor que as pressões no evaporador composto e na mola e a válvula mover-se-á em direção à posição fechada, estrangulando

deste modo, o fluxo de líquido dentro do evaporador até que o superaquecimento seja aumentado para os 8°C requeridos. Por outro lado, se o superaquecimento se torna superior a 8°C a pressão no bulbo remoto excederá as pressões do evaporador composto e da mola e a válvula mover-se-á em direção à posição de abertura, aumentando assim o fluxo de líquido dentro do evaporador até que o superaquecimento seja reduzido aos 8°C requeridos.

Em todos os casos, a quantidade de superaquecimento requerida para equilibrar uma válvula de expansão termostática depende da regulação da pressão da mola. Como uma regra geral, as válvulas de expansão termostáticas são ajustadas, pelos fabricantes, para um superaquecimento de 7°C a 11°C . Caso seja necessário, o superaquecimento poder ser regulado pelo parafuso de ajuste conforme abaixo:

- girando a haste de regulação no sentido horário, aumenta o superaquecimento diminuindo o fluxo de refrigerante;
- girando a haste de regulação no sentido anti-horário, diminui o superaquecimento, aumentando o fluxo de refrigerante.

FIGURA 96 - PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA



A montagem da válvula de expansão termostática e a localização correta do bulbo remoto e da linha equalizadora externa são tão importantes como a seleção da válvula correta. A válvula deve ser sempre montada o mais próximo possível do coletor de líquido.

As válvulas de expansão termostática existem com uma variedade de cargas do bulbo remoto. Cada carga tem as suas características térmicas específicas fornecendo várias respostas de controle das válvulas de expansão às condições variáveis de carga do evaporador. Com a carga convencional de líquido, o bulbo é carregado com o mesmo refrigerante utilizado no sistema. O volume interno do bulbo e a quantidade da carga são tais que o líquido permanece no bulbo em todas as condições de temperatura. Isto assegura um controle contínuo do fluxo de refrigerante mesmo quando a temperatura junto ao elemento de potência da válvula for inferior à temperatura do bulbo remoto. Quando existir uma dessas condições de temperatura, o vapor de refrigerante pode-se condensar dentro do elemento de potência reduzindo a pressão na parte de cima do diafragma. Contudo, como o bulbo contém líquido mais vapor é gerado, restaurando-se a pressão no diafragma. Válvulas com carga de líquido são usadas geralmente em aplicações em que se prevê uma larga gama de temperaturas no evaporador.

Por outro lado, um bulbo carregado de gás usa uma quantidade limitada do mesmo refrigerante usado no sistema. A quantidade da carga é ajustada de modo a que numa temperatura pré-determinada do bulbo todo o líquido se encontra vaporizado. Assim, qualquer aumento de temperatura de sucção acima deste ponto não resulta em aumento na pressão do bulbo. Os bulbos carregados com gás limitam-se a aplicações de conforto que operam dentro de uma gama estreita de temperaturas e em que a queda de pressão na serpentina seja suficiente para assegurar uma temperatura do bulbo relativamente baixa.

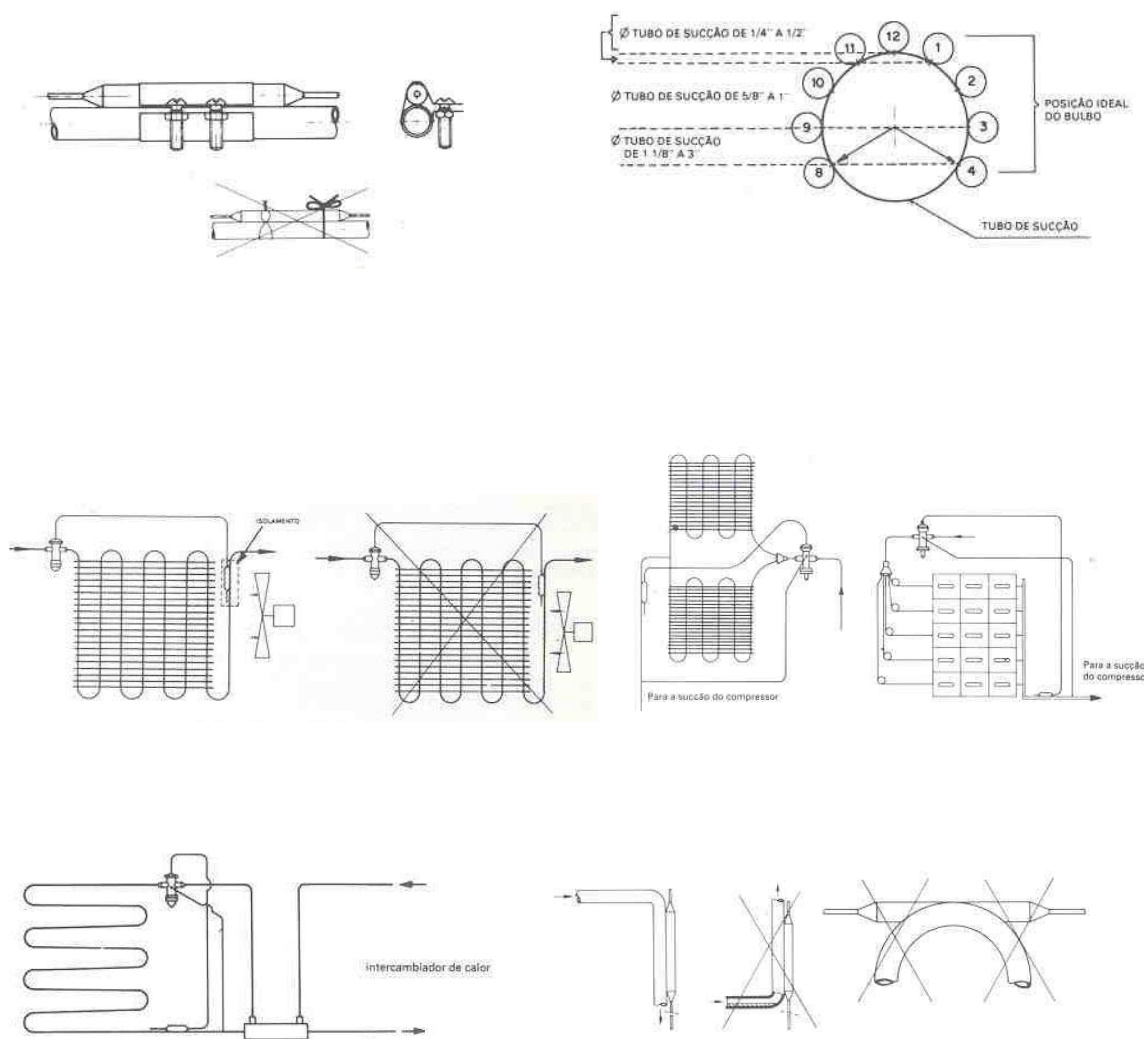
Quando o bulbo contém uma carga diferente do refrigerante usado no sistema, chama-se de carga cruzada. A carga cruzada produz uma curva pressão-temperatura mais plana do que a do refrigerante a ser controlado. O volume do bulbo e a quantidade de carga são tais que algum líquido permanece no bulbo em todas as condições de temperatura. Estas válvulas existem para praticamente todas as aplicações comerciais e de baixa temperatura.

O bulbo termostático de uma válvula de expansão deve estar fixado na saída do evaporador. O bulbo termostático deve estar preso por braçadeiras sobre uma superfície limpa e plana, para que haja um contato térmico ideal com a tubulação de sucção. De acordo com os diâmetros da tubulação de sucção, o bulbo deverá ser montado na posição correspondente aos ponteiros de um relógio entre 8 e 4 horas. O bulbo termostático deve estar fora das correntes de ar e totalmente isolado, para evitar impulsos falsos na válvula de expansão. Deve-se tomar o cuidado de não instalar o bulbo e o equalizador após o intercambiador de calor. O bulbo deve ser instalado sempre na parte horizontal da tubulação de sucção. Deve-se evitar a colocação do bulbo em curvas ou linha vertical. Caso seja necessária a instalação do bulbo numa linha vertical, seguir a indicação da (fig. 97).

O tubo equalizador externo deve ser instalado após o bulbo cerca de 10 a 20 cm.

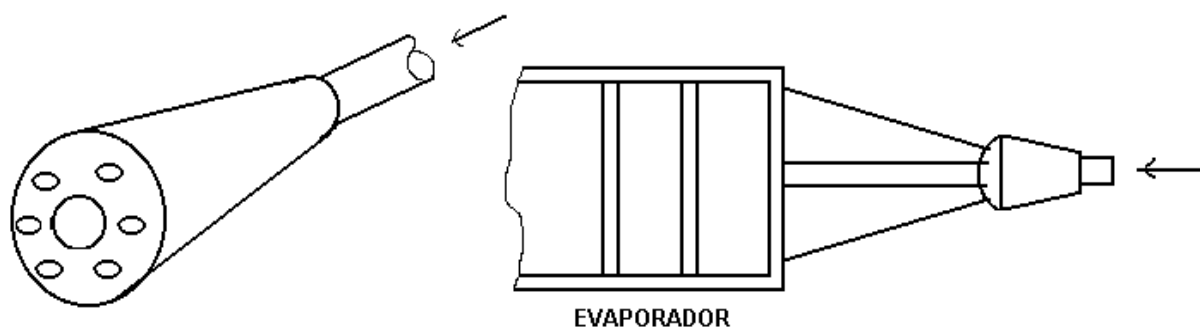
Se uma válvula de expansão estiver alimentando mais de um evaporador, instalar o bulbo termostático e o equalizador externo na saída do coletor que contém a tubulação de sucção, conforme indica a (fig. 97).

FIGURA 97 - CUIDADOS NA INSTALAÇÃO DA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA



Quando um evaporador possui mais de um circuito de refrigerante, o refrigerante da válvula de expansão é levado aos vários circuitos do evaporador através de um distribuidor de refrigerante como ilustra a (fig. 98). Em alguns casos, o distribuidor do refrigerante é uma parte integral da própria válvula. Em outros, é uma unidade completamente separada. Em cada um dos casos, é importante que o projeto do distribuidor seja tal que a mistura líquido-vapor que deixa a válvula seja distribuída igualmente para todos os circuitos do evaporador para um desempenho máximo do evaporador.

FIGURA 98 - DISTRIBUIDOR DE REFRIGERANTE



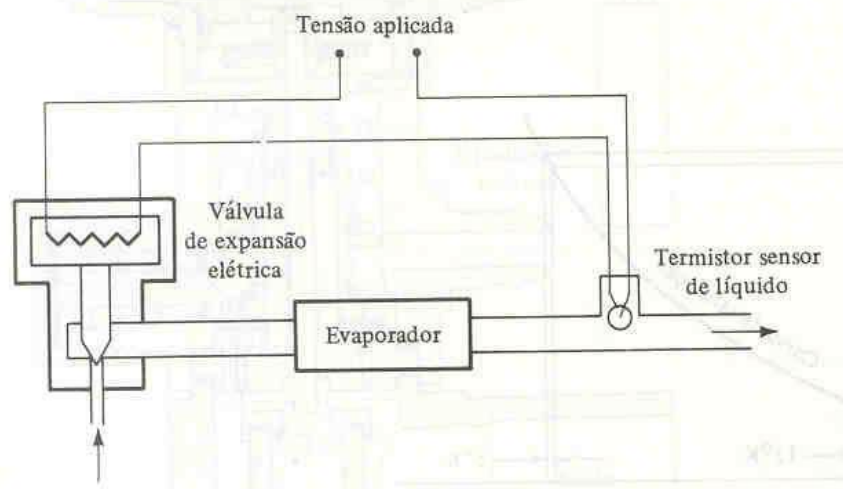
Para o correto selecionamento de uma válvula de expansão termostática é necessário que se conheça:

- capacidade da instalação(carga térmica);
- temperatura de evaporação;
- temperatura de condensação;
- tipo de refrigerante;
- perda de carga no evaporador.

9.7 VÁLVULA DE EXPANSÃO ELÉTRICA

Utiliza um termistor para detectar a presença de refrigerante líquido na saída do evaporador. Quando não ocorre a presença de líquido, a temperatura do termistor se eleva o que reduz a sua resistência, permitindo uma corrente maior através da válvula, (fig. 99). A válvula é assim aberta, permitindo uma vazão maior de refrigerante.

FIGURA 99 - VÁLVULA DE EXPANSÃO ELÉTRICA

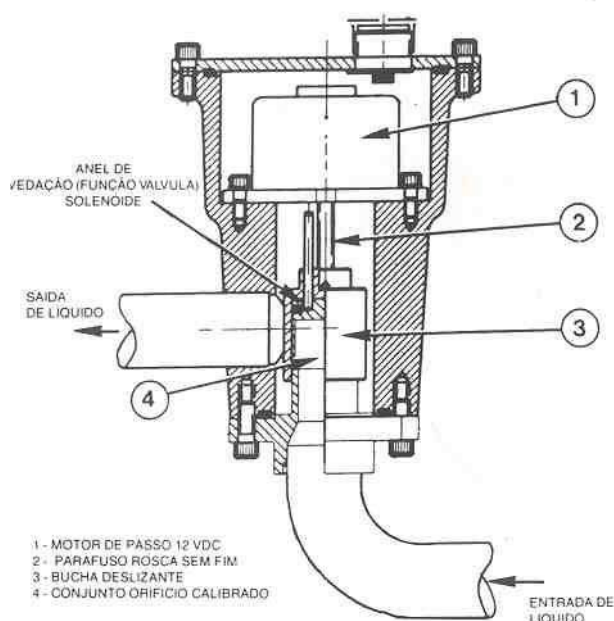


9.8 VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA

Estas válvulas (fig. 100) controlam o fluxo de refrigerante para o evaporador. Elas são comandadas por microprocessador com o objetivo específico de manter o superaquecimento no compressor, controlado através de termistores, o gás entra no motor do compressor (o termistor está localizado entre o motor e os cilindros do compressor).

O líquido refrigerante com alta pressão entra pela parte inferior da válvula. Uma série de orifícios calibrados estão localizados internamente ao conjunto de orifícios. Assim que o refrigerante passa através dos orifícios, a pressão diminui e o refrigerante troca para a condição de 2 fases (líquido e vapor). Para controlar a vazão do refrigerante em função das diferentes condições de operação, a bucha deslizante move-se para cima e para baixo sobre os orifícios, aumentando ou diminuindo a área de passagem do refrigerante. A bucha é movida por um motor de passos. O motor move-se em incrementos e é controlado diretamente pelo microprocessador. Assim que o motor gira, o movimento é transferido para a rosca sem fim gerando um movimento linear. São possíveis 760 posições distintas da bucha deslizante. O grande número de estágios e deslocamento resulta num controle acurado do fluxo de refrigerante garantindo o superaquecimento.

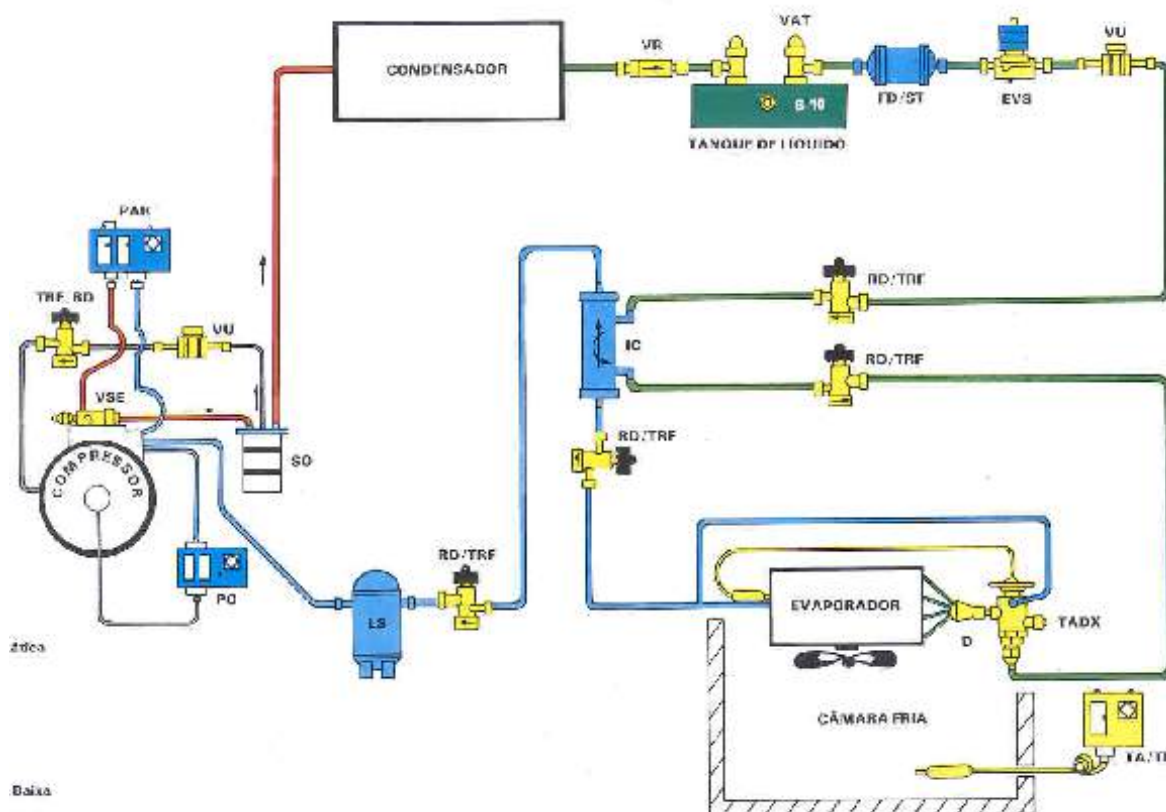
FIGURA 100 - VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA



10 ACESSÓRIOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

É um item ou dispositivo que aumenta a utilidade ou efetividade do sistema, porém não é essencial. A (fig. 101) ilustra a aplicação de muitos acessórios do equipamento de refrigeração.

FIGURA 101 - ACESSÓRIOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO



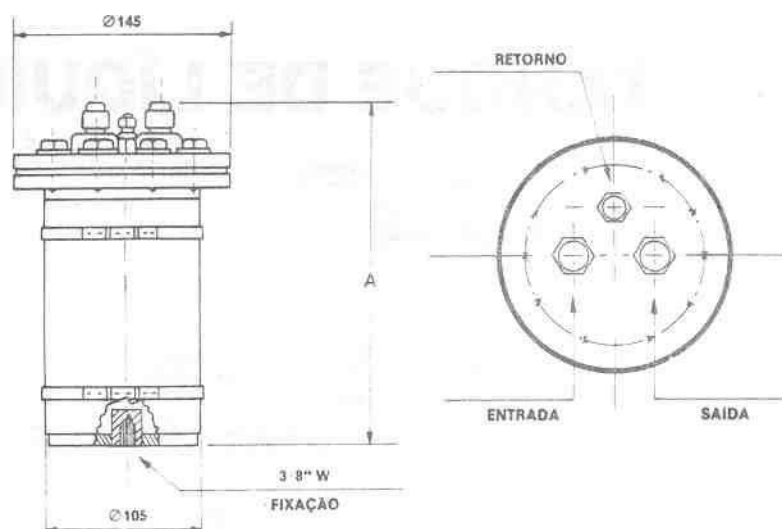
onde

VR	válvula de retenção
VAT	válvula tanque
S-10	válvula de segurança
EVS	válvula solenoide
FD/ST	filtro secador
VU	visor de líquido com indicador de umidade
RD/TRF	registro
IC	intercambiador de calor
TADX	válvula de expansão termostática com equalização externa
TA/TB	termostato
LS	acumulador de sucção
SO	separador de óleo
PO	pressostato de óleo
VSE	válvula de serviço
D	distribuidor de líquido
PAB	pressostato conjugado de alta e baixa pressão

10.1 SEPARADOR DE ÓLEO

Tem por finalidade separar o óleo lubrificante misturado ao vapor refrigerante, fazendo-o retornar ao cárter do compressor sendo utilizado principalmente em sistemas com altas temperaturas de descarga e baixas temperaturas de evaporação. Sua instalação é efetuada na saída do compressor (fig. 102).

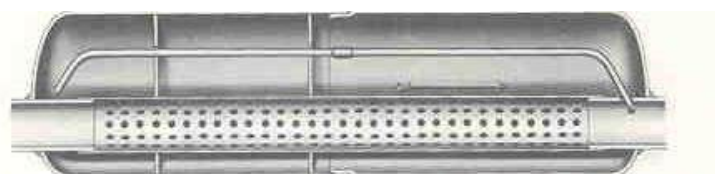
FIGURA 102 - SEPARADOR DE ÓLEO



10.2 SILENCIADOR

As pulsações de gás dentro da linha de descarga de um compressor, resultante da ação por movimento alternativo dos êmbolos, podem causar uma ressonância dentro da linha que originará ruído. Se a linha de descarga for de um comprimento considerável o nível de ruído pode atingir proporções críticas. Quando isto tiver de ser considerado, pode instalar-se um silenciador (fig. 103) na linha preferencialmente junto ao compressor, para minimizar a transmissão de pulsações.

FIGURA 103 - SILENCIADOR



10.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR

É um dispositivo para transferir calor do refrigerante líquido para o gás de sucção, como ilustra a (fig. 104).

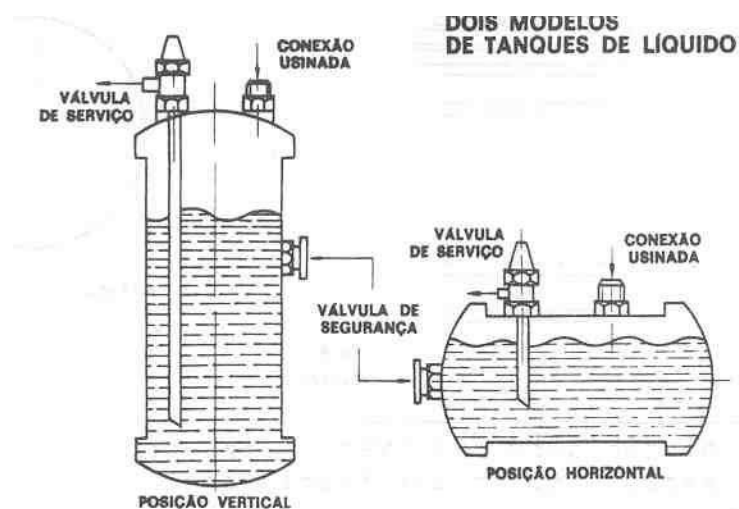
FIGURA 104 - INTERCAMBIADOR DE CALOR



10.4 RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO

Usado para armazenar temporariamente o fluido refrigerante liquefeito no condensador e para recolher o refrigerante quando houver necessidade de reparos no sistema. São instalados depois do condensador e antes da válvula de expansão, (fig. 105).

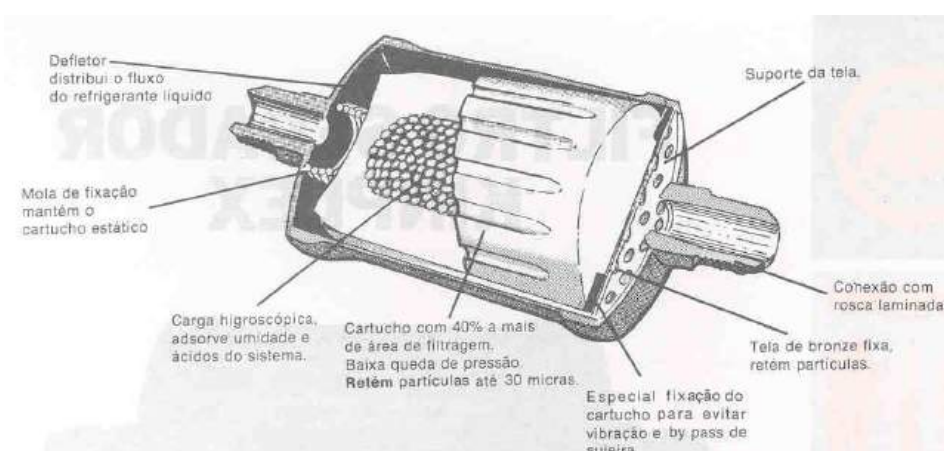
FIGURA 105 - RESERVATÓRIO DE LÍQUIDO



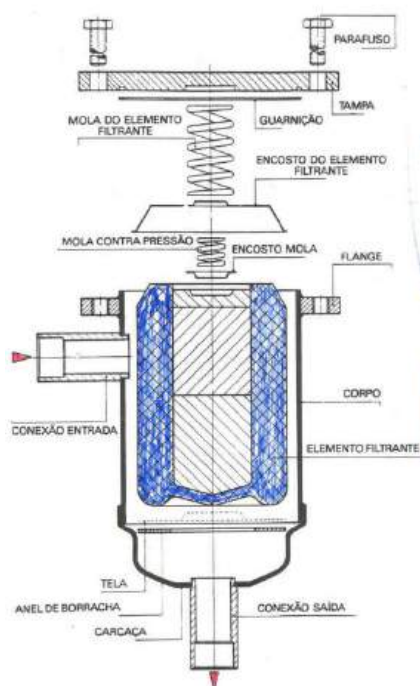
10.5 FILTRO SECADOR

Utilizado para filtragem do refrigerante, geralmente é instalado na linha de líquido, mas também pode ser montado na linha de sucção. É utilizado na linha de sucção quando ocorre queima do motor do compressor, para eliminar os compostos ácidos decorrentes da decomposição parcial do refrigerante com óleo. Sua instalação deve ser o mais próximo possível da sucção do compressor. As (figs. 106a e 106b) ilustram o filtro secador do tipo descartável e o de carcaça ou núcleo recarregável, respectivamente.

FIGURA 106 - FILTRO SECADOR - a) descartável b) de carcaça ou núcleo recarregável.



(a)

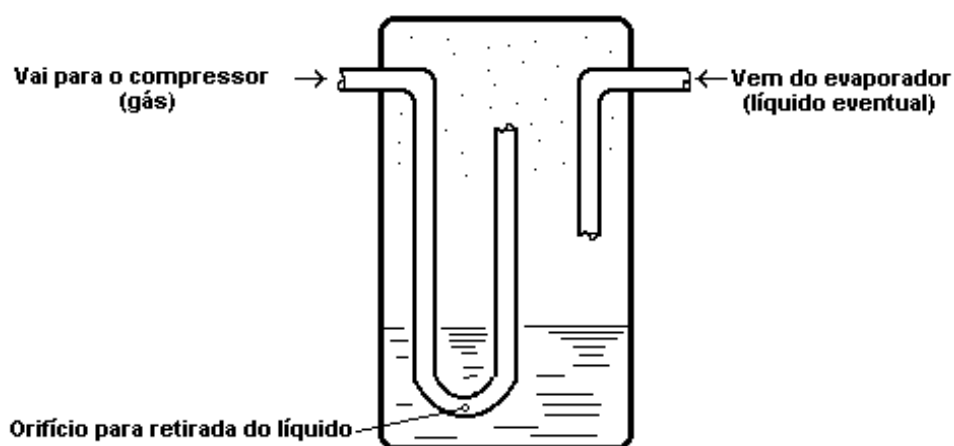


(b)

10.6 ACUMULADOR DE SUCÇÃO

É um elemento montado na entrada do compressor evitando que o compressor aspire refrigerante líquido, (fig. 107). É aplicado em sistemas com distâncias longas entre o evaporador e o compressor e também nos casos que o evaporador possa ser inundado de líquido quando parado. O tubo curto vem do evaporador trazendo o refrigerante em forma de vapor. O vapor por ser mais leve permanece por cima do líquido, o vapor entra pelo tubo curto e o gás é succionado pelo tubo curvo indo para o compressor. No tubo curvo na sua parte mais baixa existe um furo que serve para o compressor fazer sucção de líquido em porcentagem mínima para o compressor misturado ao vapor de refrigerante, dessa forma o líquido consegue ser dosado evitando de ser prejudicial ao compressor.

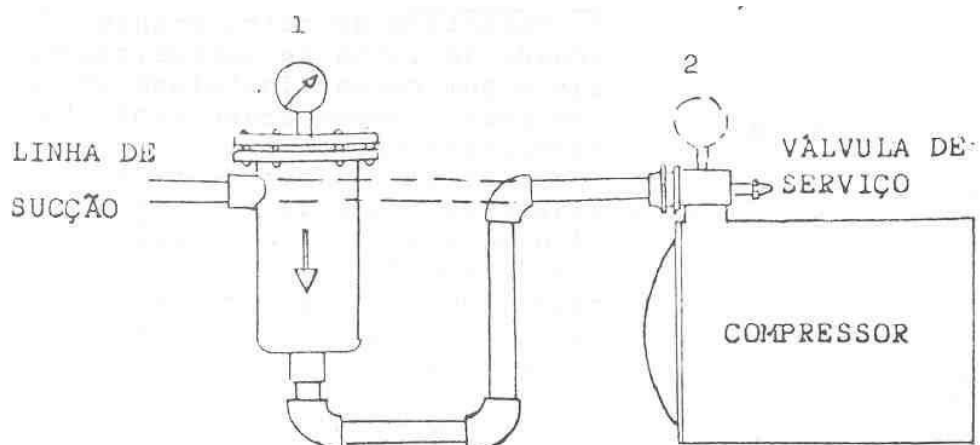
FIGURA 107 - ACUMULADOR DE SUCÇÃO



10.7 FILTRO PARA SUCÇÃO

Utilizado quando ocorre uma queima no sistema de refrigeração. Ao ocorrer a queima o gás refrigerante é parcialmente decomposto tornando-se ácido. O filtro retira as impurezas sólidas bem como elimina a acidez do refrigerante. A (fig. 108) ilustra um filtro para sucção.

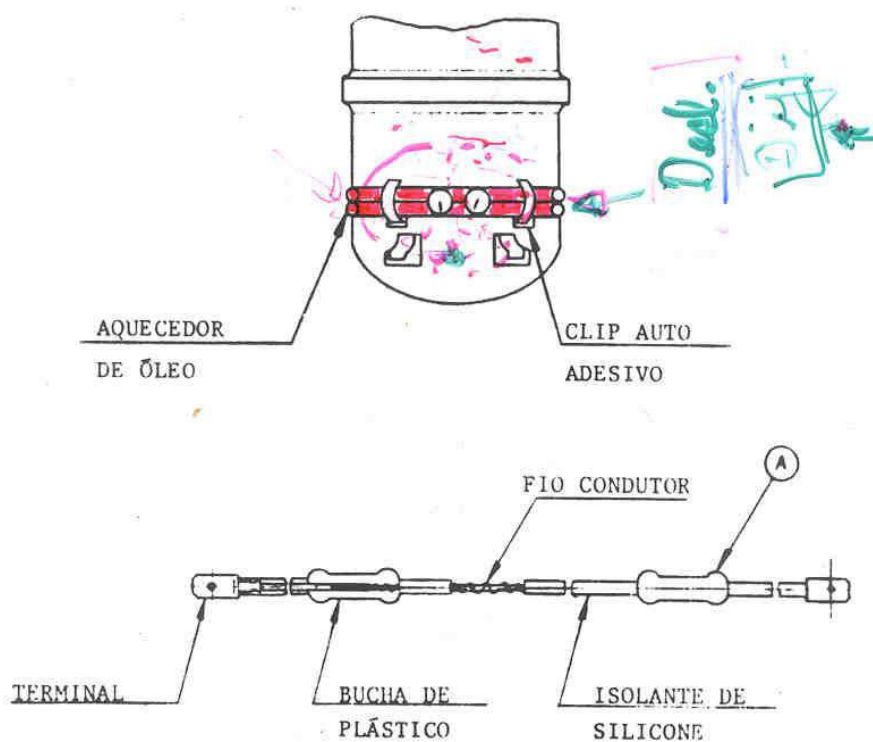
FIGURA 108 - FILTRO PARA SUCÇÃO



10.8 AQUECEDOR DE ÓLEO

O aquecedor de óleo (fig. 109) mantém o óleo aquecido e o refrigerante na fase de vapor, evitando assim, a mistura dos dois. O aquecedor de óleo é acionado quando o compressor é desligado.

FIGURA 109 - AQUECEDOR DE ÓLEO



10.9 VISOR DE LÍQUIDO

O visor de líquido (fig. 110) indica a presença de refrigerante não condensado antes da VE (borbulhas) e mostra também a presença de umidade.

O refrigerante é transparente e incolor, quando o refrigerante indica vapor junto com o líquido, é sinal que há problemas no sistema tais como:

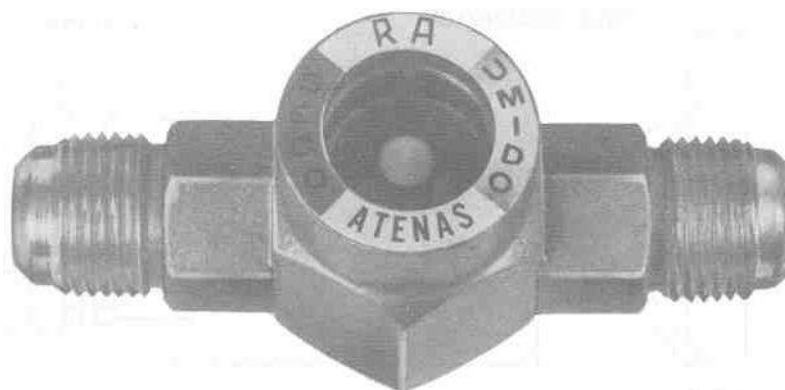
- falta de refrigerante;
- filtro secador inoperante (entupido);
- má condensação;
- umidade, etc.

Alguns visores possuem no centro do mesmo uma pastilha colorida que nos indica se há umidade no sistema.

Cores:

- verde (sem umidade);
- verde-amarelado (pouca umidade);
- amarelo (muita umidade).

FIGURA 110 - VISOR DE LÍQUIDO



10.10 VÁLVULA SOLENOIDE

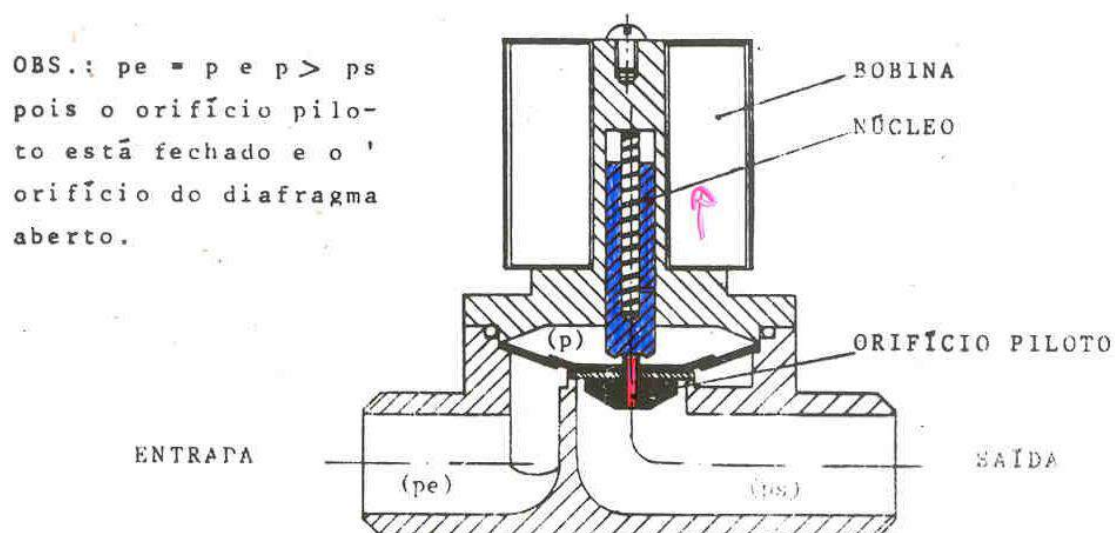
É uma válvula eletromagnética e destina-se ao bloqueio do refrigerante na linha de líquido, antes da válvula de expansão, com a finalidade de evitar a migração de refrigerante ao evaporador por ocasião da parada do compressor por controle de temperatura, falha do ciclo ou desligamento do equipamento.

Isto evita problemas de lubrificação e golpes de líquido no compressor durante a partida do mesmo.

10.10.1 Válvula de Ação Direta

O núcleo é diretamente ligado ao obturador e quando a bobina é energizada, o mesmo é atraído, abrindo a passagem e permitindo o fluxo total do fluido. Esta válvula (fig. 111) opera independentemente da pressão da linha, ou seja, desde 0 kgf/cm^2 até a pressão máxima de trabalho.

FIGURA 111 - VÁLVULA DE AÇÃO DIRETA



10.10.2 Válvula de Ação Indireta (Piloto Interno)

Quando o solenoide é energizado, o núcleo abre o orifício piloto, permitindo a passagem de um fluxo de fluido mínimo, porém, o suficiente para causar um desbalanceamento de pressão interna na válvula, fazendo com que a pressão da linha, levante o diafragma e abra totalmente a válvula. Quando o solenoide for desenergizado, o orifício piloto será fechado, sendo então, a pressão da linha aplicada na parte superior do diafragma, fechando a válvula totalmente.

Esta válvula necessita de uma pressão mínima da linha para operar.

10.10.3 Válvula de Ação Indireta (Piloto Externo)

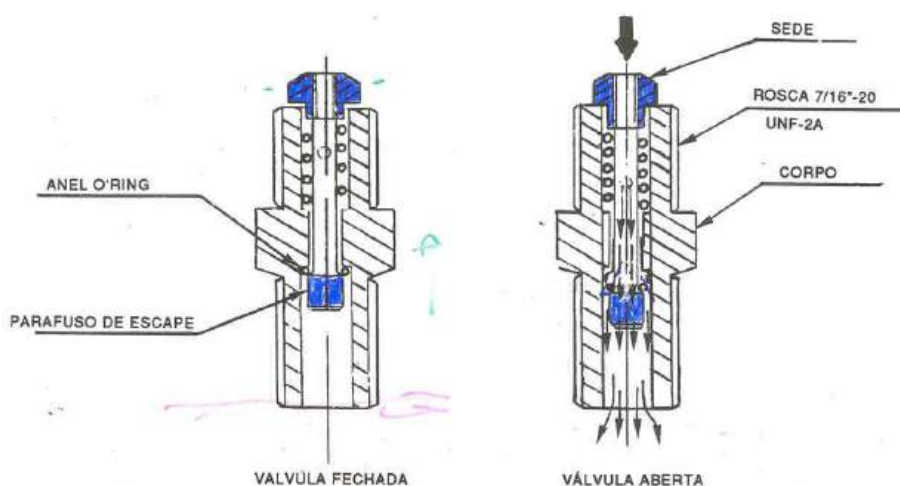
Tem seu funcionamento semelhante à válvula com "Piloto Interno", porém, o orifício piloto não está no diafragma, e sim, no próprio corpo da válvula, permitindo que com um mínimo curso do núcleo, a válvula seja totalmente fechada ou aberta.

10.11 VÁLVULA DE INSPEÇÃO

A válvula de inspeção (fig. 112) auxilia no carregamento ou transferência de refrigerante num serviço de manutenção. Pode ser utilizada para outra finalidade, como por exemplo, instalação de manômetro. Localiza-se na carcaça do compressor.

Ao se conectar mangueira ou tubo, a sede será pressionada abrindo passagem.

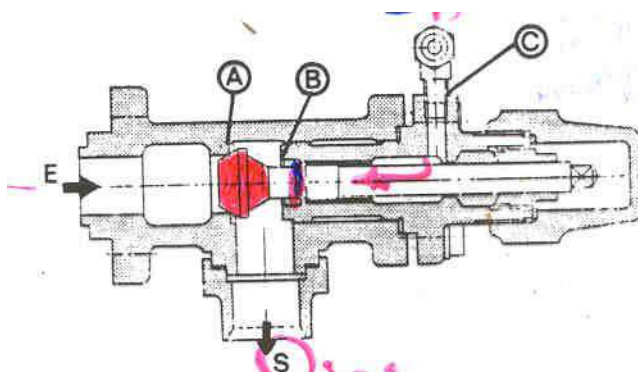
FIGURA 112 - VÁLVULA DE INSPEÇÃO



10.12 VÁLVULA DE SERVIÇO

A válvula de serviço (fig. 113) tem como finalidade fechar uma determinada parte do ciclo para execução de um serviço de manutenção, como recolhimento e carga de refrigerante, processamento de limpeza e vácuo, conexão de manômetros etc.

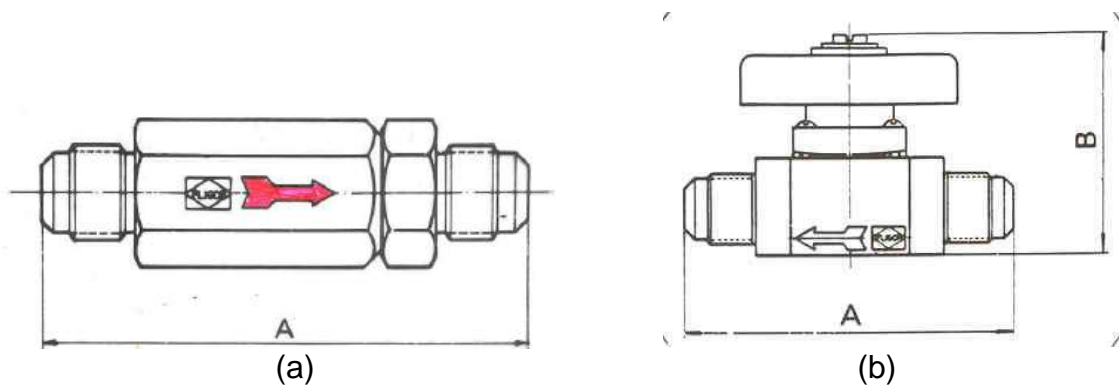
FIGURA 113 - VÁLVULA DE SERVIÇO



10.13 VÁLVULA DE RETENÇÃO

As válvulas de retenção (fig. 114a) são utilizadas em instalações onde se deseja o movimento do fluido, em um só sentido.

FIGURA 114 - a) válvula de retenção; b) registro.



10.14 REGISTROS

Os registros (fig. 114b) são utilizados em instalações frigoríficas que trabalham com refrigerante fluorados, podendo ser também usados, em circuitos pneumáticos, reservatórios de pressão, etc.

10.15 VÁLVULAS DE SEGURANÇA

As válvulas de segurança (fig. 115a) servem como proteção para um limite máximo ou mínimo de pressão, a qual age abrindo ou fechando para retirada de pressão.

FIGURA 115 - a) válvula de segurança; b) plug fusível.



10.16 PLUG FUSÍVEL

O plug fusível (fig. 115b) é utilizado em qualquer vaso de pressão, onde a elevação da temperatura poderá provocar danos à instalação devido ao aumento de pressão.

11 CONTROLES AUTOMÁTICOS DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O Controle é um dispositivo que dá partida, para, regula e/ou protege o ciclo. Um sistema de controle tem como funções básicas:

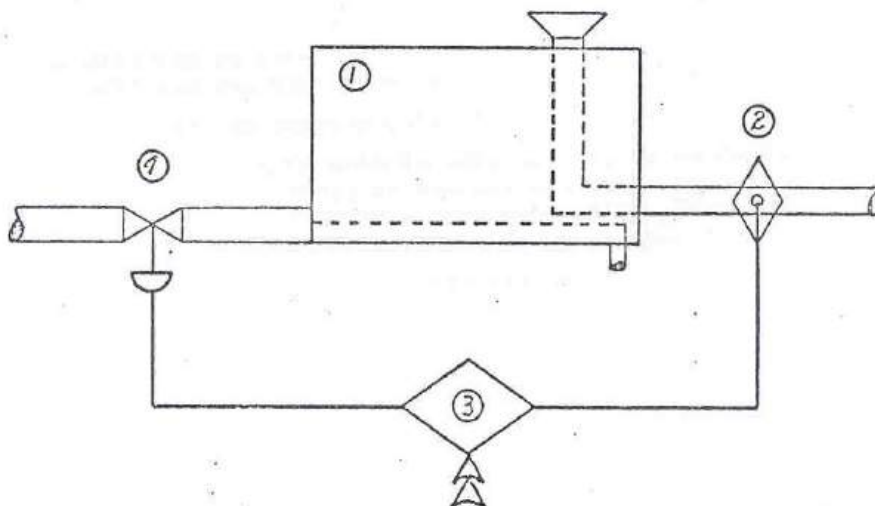
- regular o sistema de modo que condições de projeto sejam mantidas no espaço controlado;
- permitir uma operação eficiente do equipamento;
- evitar possíveis efeitos nocivos aos ocupantes, instalações e equipamentos.

Os dispositivos de controle variam em complexidade desde um simples interruptor até controladores mais sofisticados de modulação e rearme. Estes dispositivos podem ser elétricos, eletrônicos, pneumáticos, por computadores, autônomos, de estado sólido, ou fluídicos. O tipo de controle selecionado depende grandemente da preferência do projetista do sistema e, do grau de controle desejado. A seguir, apenas se discutirão os dispositivos de uso mais comum em refrigeração e condicionamento de ar, recomenda-se para informações mais completa os catálogos e manuais dos vários fabricantes de controles.

11.1 COMPONENTES BÁSICOS DE UM SISTEMA DE CONTROLE

Os sistemas de controle baseiam-se na ideia fundamental da retroalimentação ou realimentação (feedback), isto é, na ideia de medir o valor real que está sendo obtido, compará-lo com um valor predeterminado ou especificado e se houver diferença, fazer uma correção para aproximar o valor obtido ao valor desejado, a fim de diminuir e eliminar o erro. Isto é realizada de forma contínua. A (fig. 116) ilustra os componentes básicos de um sistema de controle.

FIGURA 116 - COMPONENTES BÁSICOS DE UM SISTEMA DE CONTROLE



PROCESSO (1): O sistema a ser controlado; é definido como sendo as múltiplas funções desenvolvidas no equipamento, no qual a variável é controlada. Logo, o termo processo inclui tudo aquilo que afeta a variável controlada quando não é acionado o elemento final do controle.

MEIO DE MEDIÇÃO (DETECÇÃO) (2): É um meio para medir o valor real da variável controlada.

MEIO DE CONTROLE (3): É um sistema que compara o sinal emitido pelo sensor com um sinal correspondente ao valor do ponto de controle.

ELEMENTO FINAL DO CONTROLE (ATUADOR) - (4): É a unidade ou aparelho que modifica diretamente uma outra variável ou condição que afeta o valor da variável controlada.

11.2 TIPOS OU FORMAS DE CONTROLE:

Podem-se construir mecanismos de controle para converter a resposta mecânica de um elemento sensível em vários tipos de ação de controle: liga-desliga (on-off) - (fig. 117a), flutuante (fig. 117b), de ação proporcional (P) - (fig. 117c), de ação integral (I) - (fig. 117d), de ação derivativa (D) - (fig. 118).

CONTROLE ON-OFF: Simplesmente para o resfriamento ou aquecimento quando a temperatura alcança o ponto de desligamento e começa novamente no ponto de ligamento. O "Ponto de Ajuste" é fictício em virtude do termostato possuir um diferencial de trabalho no mínimo de 2°C entre os pontos de ligamento e desligamento.

CONTROLE FLUTUANTE: O termostato, de ação instantânea, pode ter 3 posições, abrir circuito, descanso, fechar circuito. O atuador aciona um damper, válvulas as quais poderão ser abertas ou fechadas ou permanecerem numa posição de descanso pelo termostato. Um diferencial de no mínimo 2°C é desejado entre as posições aberto- fechado.

Apesar deste sistema ser sensivelmente melhor do que o on-off não pode ser classificado como um bom controle.

CONTROLE PROPORCIONAL: Significa que a posição do atuador é sempre proporcional ao desvio de controle existente traduzido pela diferença ente o s_p e a temperatura do ambiente. O máximo desvio requerido para levar o atuador de sua posição final para a outra extremidade (inicial) é chamada de Banda Proporcional (PB). Esta banda é normalmente 2°C para temperatura ambiental.

CONTROLE INTEGRAL: É um aperfeiçoamento do controle, P no qual elimina-se o desvio do controlador P.

Os controladores PI podem ser fabricados hoje a baixo custo graças ao desenvolvimento da eletrônica.

O controle PI dá uma resposta rápida sobre uma mudança na função P,

eliminando o erro remanescente através do deslocamento contínuo do atuador até a eliminação completa do desvio.

CONTROLE DERIVATIVO: A ação derivativa responde a uma brusca variação de carga de forma a corrigi-la imediatamente ao ponto de ajuste. Isto previne que as condições ambientais previamente ajustadas não modifiquem através de repentinas aberturas de janelas, dampers de ar exterior dos condicionadores ou no ligamento dos mesmos.

FIGURA 117 - TIPOS DE AÇÃO DE CONTROLE

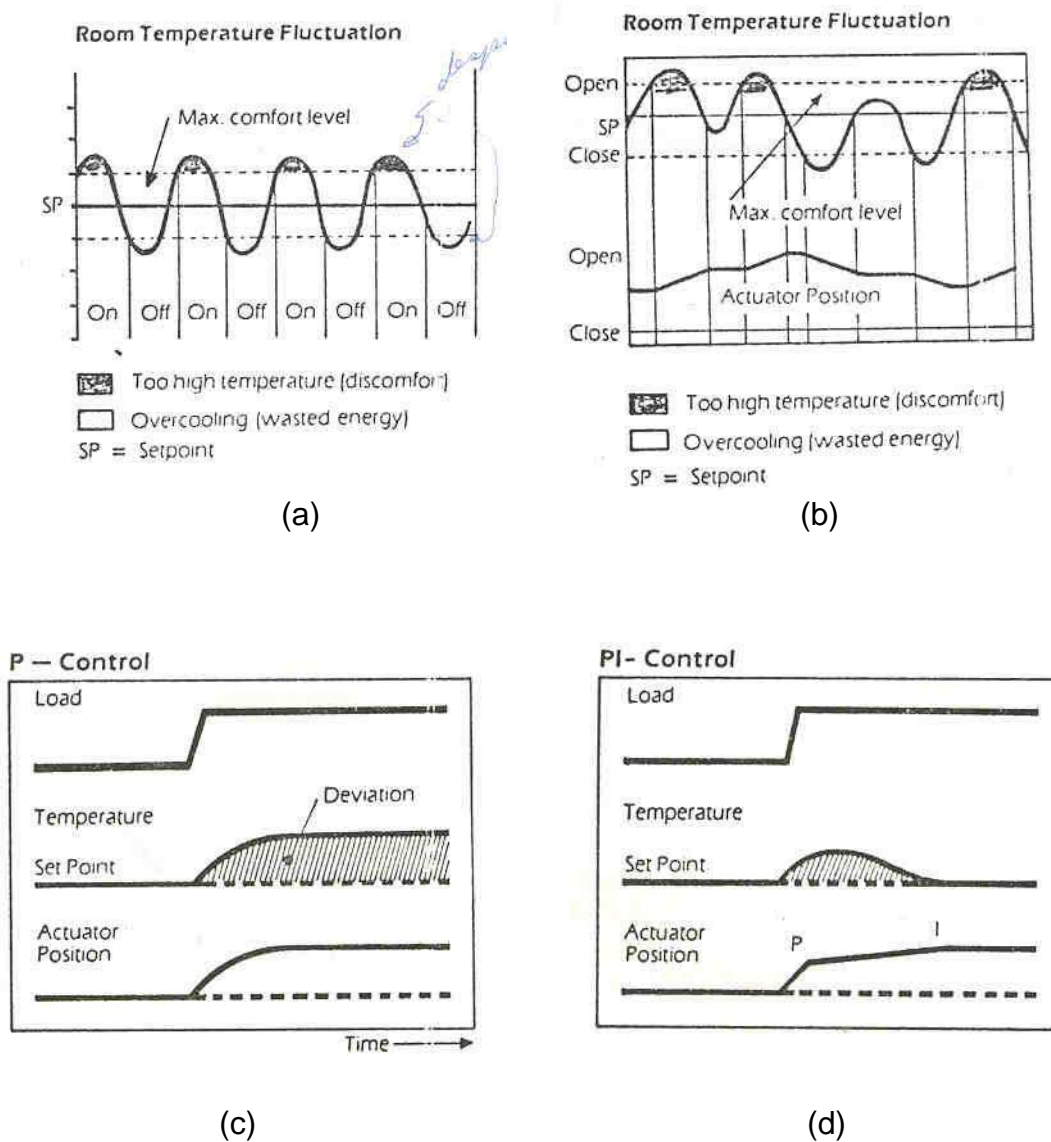
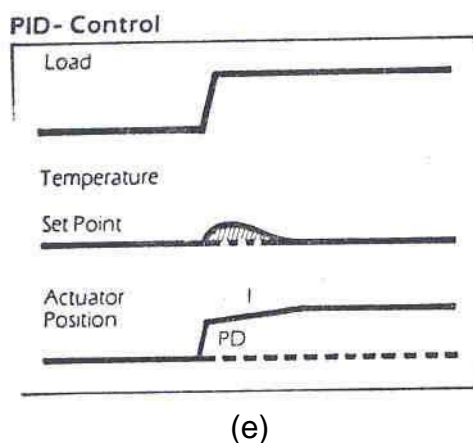


FIGURA 118 - CONTROLE DERIVATIVO



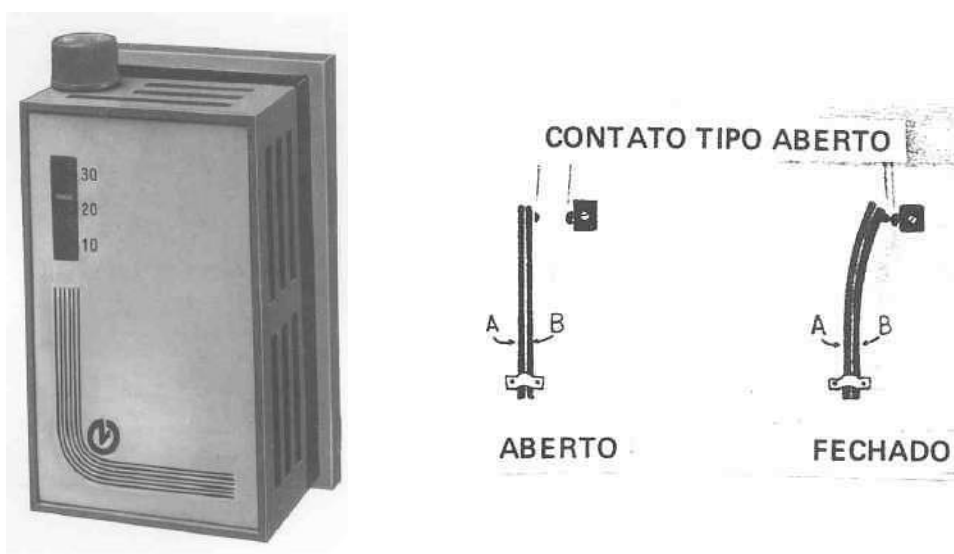
11.3 DISPOSITIVOS DE CONTROLE

11.3.1 Termostatos

São atuados por temperatura e normalmente ativados por efeito de uma lâmina bimetálica ou por pressão de fluido.

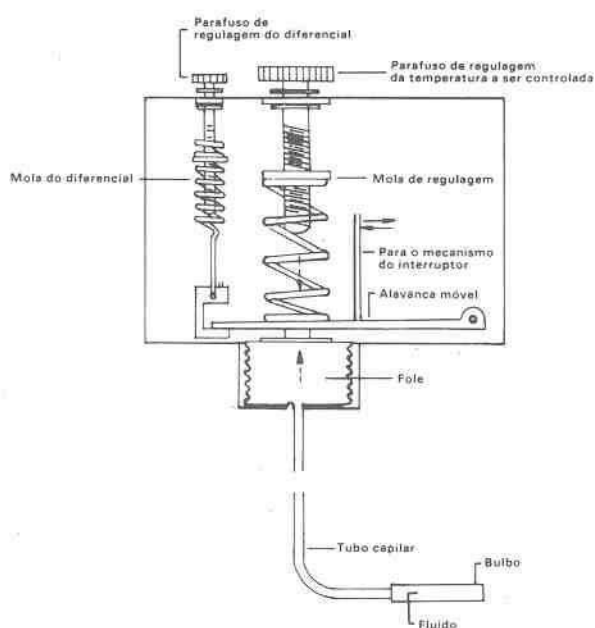
TERMOSTATO BIMETÁLICO: Se a temperatura subir em torno do elemento bimetálico (fig. 119), ambos os metais (A) e (B) começarão a expandir. Contudo o metal (A) foi escolhido para expandir mais rapidamente que o metal (B). Isto fará o bimetal curvar e fechar os contatos. Quando a temperatura baixa o metal (A) contrai mais depressa que o (B) e deste modo endireitará abrindo os contatos.

FIGURA 119 - TERMOSTATO BIMETÁLICO



TERMOSTATO TIPO FOLE: Atuam por pressão de fluido. Com um líquido e gás dentro do bulbo, a pressão dentro do fole aumentará ou diminuirá em função da variação de temperatura do bulbo, (fig. 120).

FIGURA 120 - TERMOSTATO TIPO FOLE



11.3.2 PRESSOSTATOS:

São conjuntos eletromecânicos comandados por um sinal de pressão, (fig. 121).

FIGURA 121 - PRESSOSTATO CONJUGADO DE ALTA E BAIXA PRESSÃO



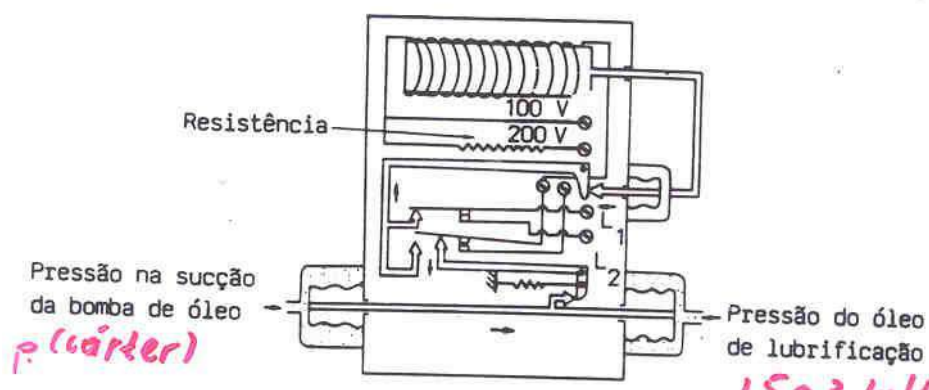
PRESSOSTATO DE BAIXA: Abre os contatos quando a pressão que atua no fole é menor que a pressão de trabalho.

PRESSOSTATO DE ALTA: Abre os contatos quando a pressão que atua no fole é maior que a pressão de trabalho.

PRESSOSTATO DE ALTA E BAIXA: Englobam os dois tipos anteriores.

PRESSOSTATO DE ÓLEO: Controla o diferencial de pressão do óleo lubrificante do compressor, que caso caia muito desliga o compressor, protegendo as partes mecânicas de lubrificação inadequada, (fig. 122).

FIGURA 122 - PRESSOSTATO DE ÓLEO



Quanto ao rearme os pressostatos podem ser de rearme manual ou automático.

REARME MANUAL: É um dispositivo de segurança opcional encontrado nos pressostatos de alta (lado de alta pressão). Este dispositivo trava os contatos permitindo que o sistema entre novamente em regime mediante o rearme manual.

REARME AUTOMÁTICO: Quando o fechamento dos contatos ocorre automaticamente em função do diferencial estabelecido.

PRESSÃO DE TRABALHO: Pressão na qual o pressostato interrompe a passagem da corrente elétrica.

DIFERENCIAL: Diferença de pressão entre a abertura e o fechamento dos contatos.

O pressostato de baixa pode ser usado para:

- controle da temperatura de evaporação (Permite controlar a temperatura da câmara;

- limitar a pressão de baixa;
- controle de capacidade.

O pressostato de alta pode ser usado para:

- limitar a pressão de descarga;
- controlar o ventilador do condensador (para baixas temperaturas externas).

Na instalação dos pressostatos são necessários os seguintes cuidados:

- fixar o pressostato em local sem vibrações;
- fixar firmemente os fios nos terminais do interruptor evitando mal contato.
- ligar sempre o fio terra;
- no pressostato conjugado de alta e baixa pressão, deve-se tomar o cuidado de não inverter as conexões de tomada de pressão;
- rearmar o pressostato somente depois de detectada a causa que gerou o travamento dos contatos;
- o pressostato nunca deve comandar diretamente motores monofásicos maiores de 1 HP. Para motores monofásicos maiores de 1 HP fazer o comando sempre através de chave magnética (contator).

Para selecionar o pressostato é preciso conhecer:

- pressões de trabalho;
- tipo de refrigerante;
- tipo de rearme (automático ou manual);
- tipo de conexão (com ou sem capilar).

11.3.3 Umidostatos

O Elemento interruptor do umidostato (fig. 123) é acionado por um sensor cujo comprimento varia em função da umidade relativa do ar.

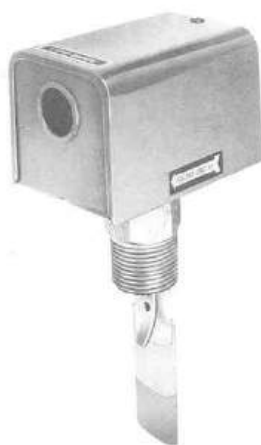
FIGURA 123 - UMIDOSTATO



11.3.5 Fluxostatos

Os fluxostatos (fig. 124) aplicam-se ao controle do fluxo de ar, líquidos que não atacam as ligas de cobre, como água, salmoura, etc. Seus contatos são reversíveis, o que permite sua utilização para conectar e desconectar um circuito quando o fluxo atinge um valor pré-ajustado. Este fluxo tanto pode ser mínimo (falta de fluxo) como máximo (excesso de fluxo).

FIGURA 124 - FLUXOSTATO



11.3.6 Válvulas de Controle

Uma válvula automática de controle consiste em um corpo de válvula acionada por um atuador pneumático, elétrico ou eletrônico através de um sinal remoto compatível controlando assim o fluxo passante através da válvula. A (fig. 125), ilustra a válvula de controle de duas e três vias.

FIGURA 125 - VÁLVULA DE CONTROLE



11.4 CONTROLES ELÉTRICOS

São compostos por botoeiras, sinalizadores, contatores, proteções, termostato de controle, temporizadores e sinalizadores que comando funções dos equipamentos, tais como:

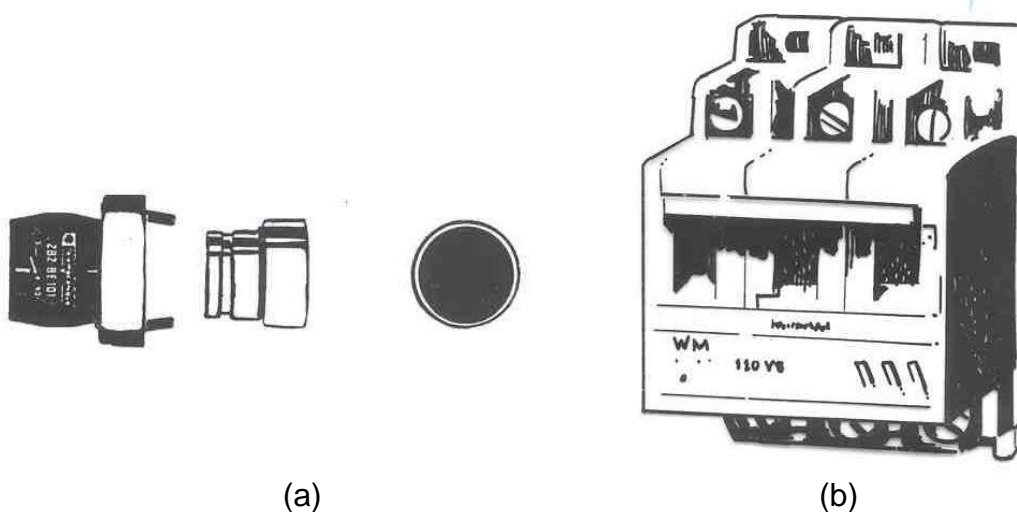
- parada do equipamento por falha no ciclo ou instalação;
- temporização entre as partidas dos Compressores (no caso da máquina ter mais de um ciclo);
- evitar a reciclagem muito frequente do compressor.

11.4.1 Componentes do Circuito de Controle

BOTOEIRA: Ela tem a função de um interruptor. Está acoplada ao circuito de comando, destinada ao acionamento de contadoras ou a interrupção de todo o circuito, (fig. 126a).

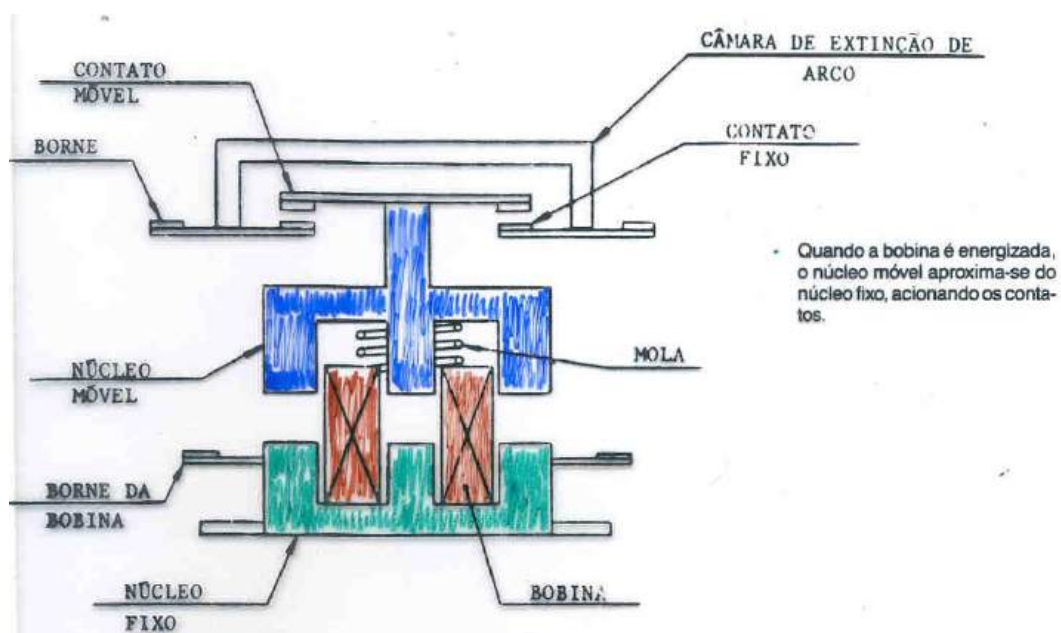
DISJUNTORES: São dispositivos de manobra e proteção que, além de poder seccionar, conduzir e interromper correntes em condições normais de um circuito podem também interromper correntes em condições anormais, especialmente as de curto-circuito, (fig. 126b).

FIGURA 126 - a) BOTOEIRA b) DISJUNTOR



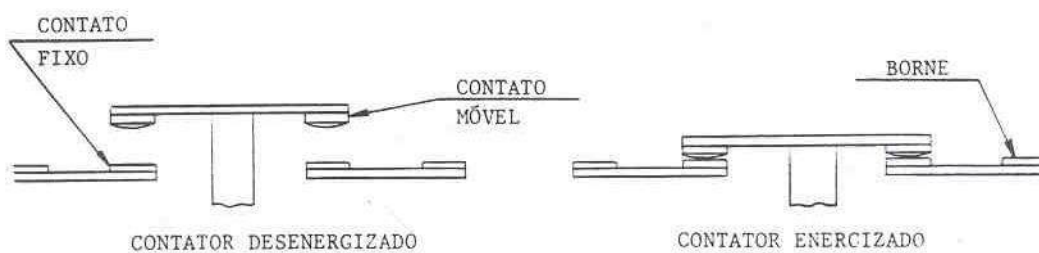
CONTATORAS: Destina-se ao acionamento de motores, resistências, etc., por meio de fechamento rápido de contatos, este fechamento é acionado por força eletromagnética, (fig. 127).

FIGURA 127 - CONTATORA

**Tipos de Contatos:**

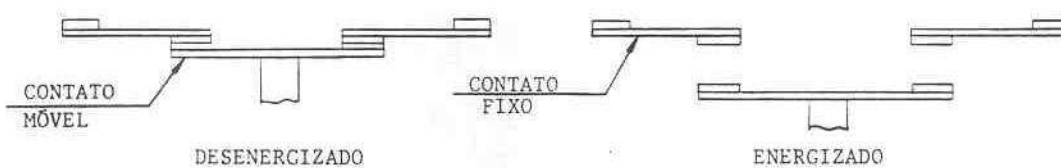
- Normalmente Aberto (fig. 128): Quando o contator está desenergizado não há passagem de corrente entre os contatos.

FIGURA 128 - CONTATO NORMALMENTE ABERTO



- Normalmente Fechado (fig. 129): Quando o contator está energizado há passagem de corrente entre os contatos.

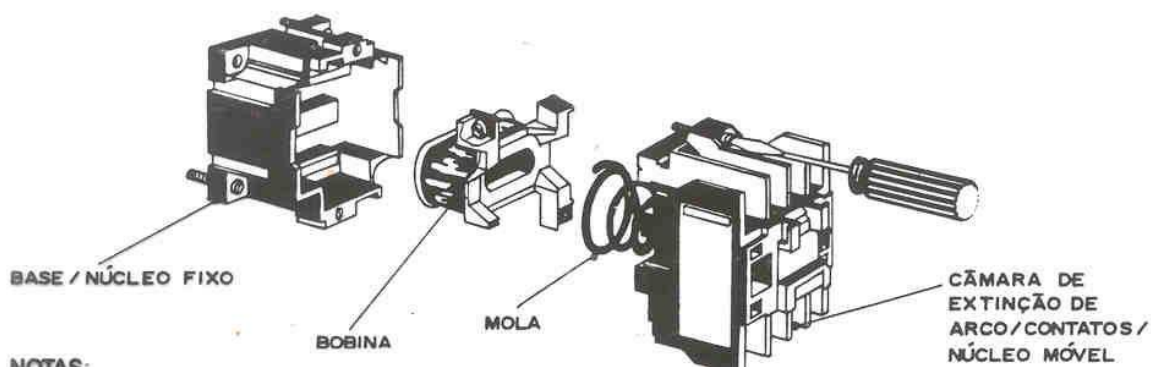
FIGURA 129 - CONTATO NORMALMENTE FECHADO



Considerando-se a intensidade de corrente que passa pelos mesmos.

- Contato Principal: Utilizado no circuito de força para o acionamento de: motores, compressores, resistências, etc. São sempre do tipo Normalmente Aberto.
- Contato Auxiliar (fig. 130): Utilizado no circuito de comando, normalmente para acionamento de: outro contator, lâmpadas, termostatos, válvulas solenoide, etc. São dimensionados para valores baixos de corrente.

FIGURA 130 - CONTATO AUXILIAR

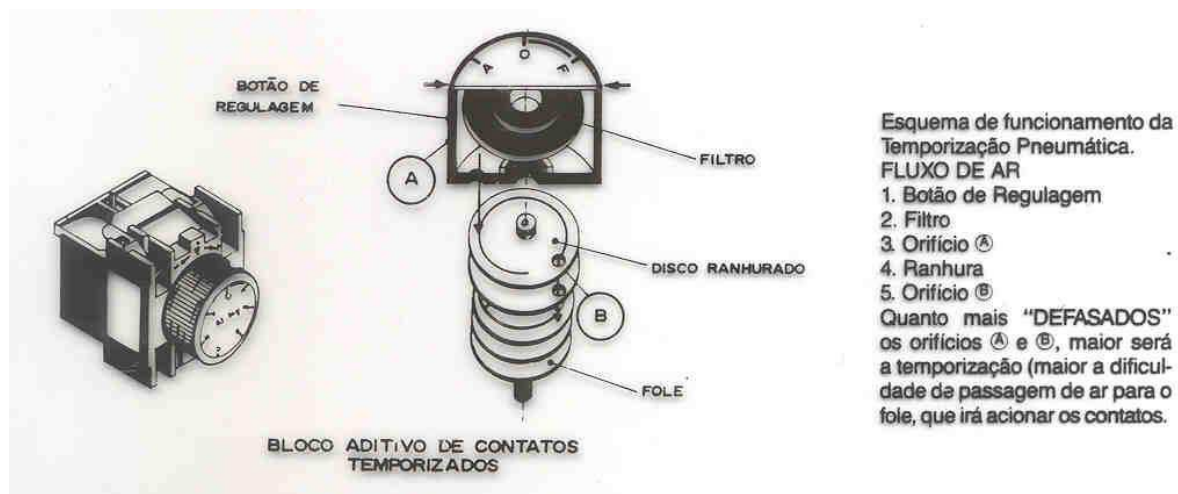


Numeração:

- Contatos Normalmente Abertos: (NA) ou (NO) numeração terminada em 3/4 Ex.: 13/14, 43/44, etc.
- Contatos Normalmente Fechados: (NF) ou (NC) numeração terminada em 1/2. Ex. 21/22, 61/62, etc.

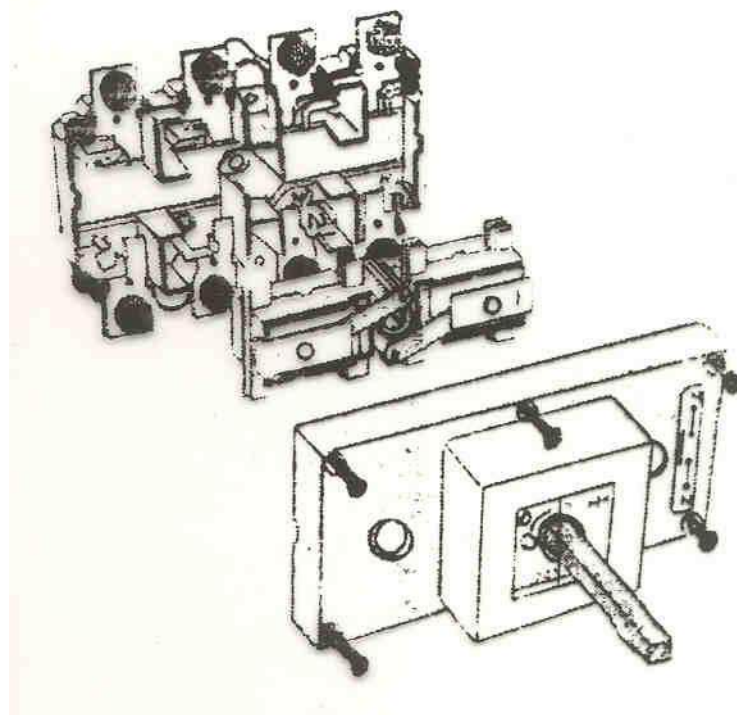
RELÊ DE TEMPO: Utilizados normalmente na partida defasada dos compressores (em caso de aparelhos com mais de um ciclo), proteção contra reciclagem, etc., (fig. 131).

FIGURA 131 - RELÊ DE TEMPO



CHAVE SECCIONADORA: Sua função é desligar o circuito de distribuição ou o circuito terminal do motor cuja principal finalidade é permitir inspeções e manutenção seguras no motor, (fig. 132).

FIGURA 132 - CHAVE SECCIONADORA

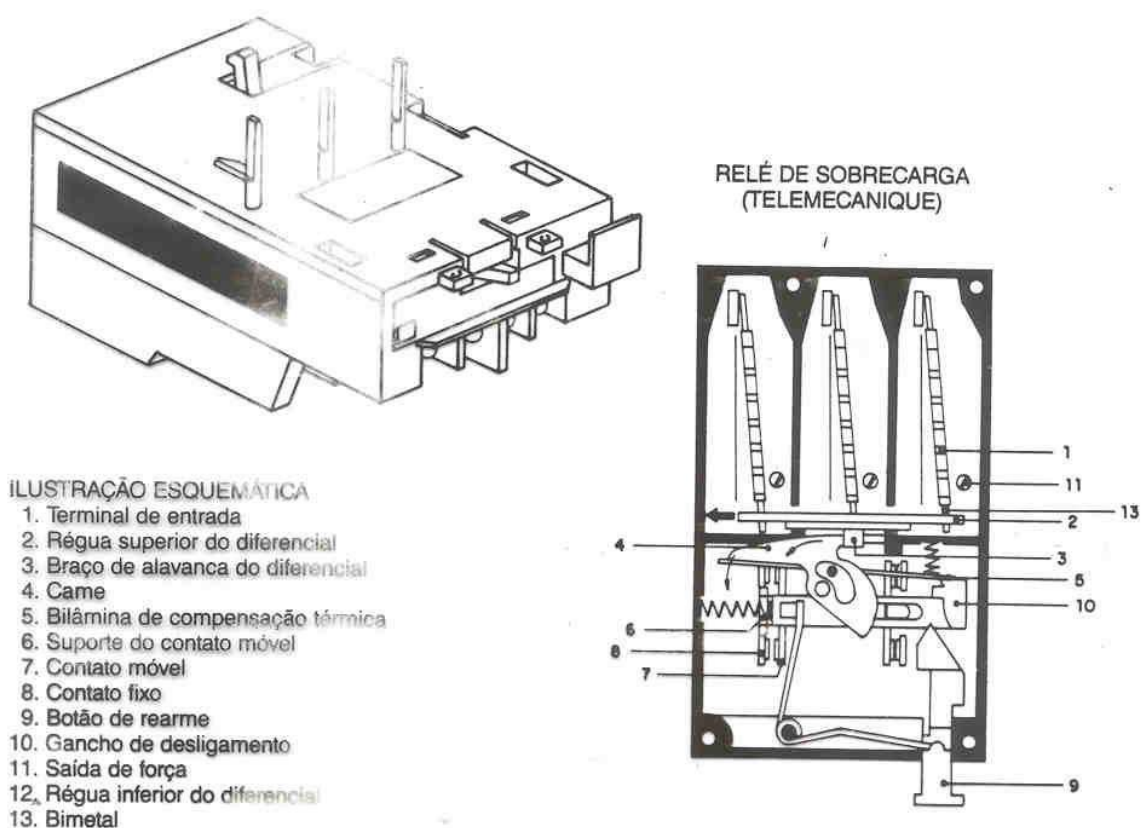


RELÊ DE SOBRECARGA: Tem como finalidade proteger os motores elétricos da sobrecorrente, (fig. 133).

Seu funcionamento pode ser Diferencial e Compensado.

- Diferencial: Quando há desbalanceamento entre as correntes de cada fase, a atuação do relé é acelerada.
- Compensado: O relé de sobrecarga atua pelo aquecimento causado pela sobrecorrente sobre um bimetálico. Quando a temperatura ambiente é mais elevada, há a tendência do desarme do relé devido ao calor do ambiente. Para compensar isso, existe outro bimetálico (ou bilâmina) que atua em sentido oposto ao bimetálico principal.

FIGURA 133 - RELÊ DE SOBRECARGA



RELÊ DE MERCÚRIO: Tem por finalidade a proteção contra a sobre-corrente. Sem Sobre-corrente, (fig. 134):

- a corrente de comando passa do terminal A para o terminal B, através do mercúrio.

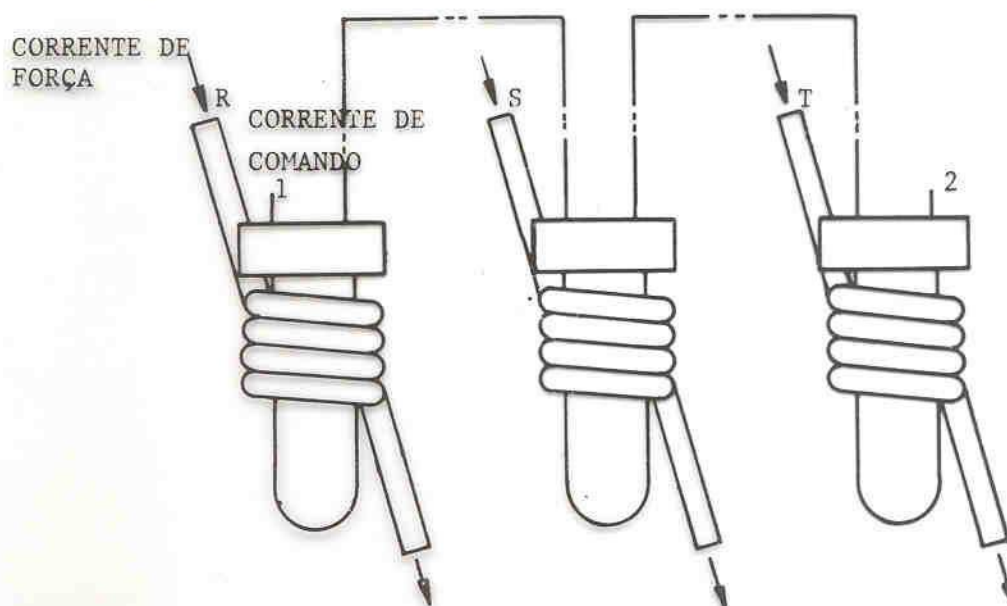
FIGURA 134 - RELÊ DE MERCÚRIO SEM SOBRE-CORRENTE



Com Sobre-corrente (fig. 135):

- a corrente do circuito de força gera um campo magnético na bobina, 5 suficiente para erguer o atuador 6. O nível de mercúrio 8 abaixa e interrompe a passagem de corrente de comando do terminal A para o terminal B.

FIGURA 135 - RELÊ DE MERCÚRIO SEM SOBRECORRENTE

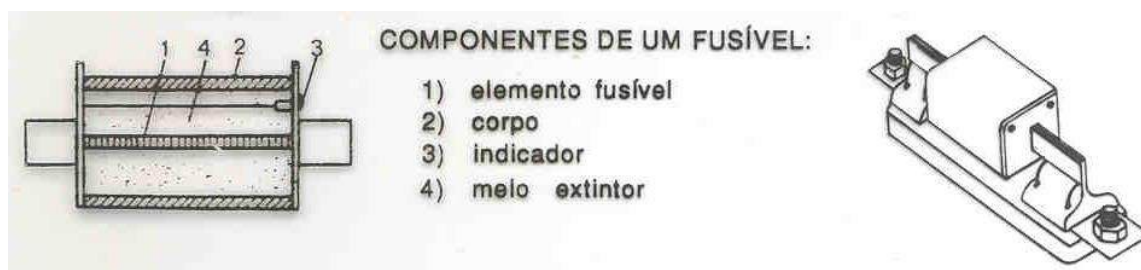


FUSÍVEL NH – DIAZED: O fusível é um condutor de pequena secção transversal, que sofre um aquecimento maior do que o dos outros condutores com a passagem da corrente, (fig. 136a e 136b).

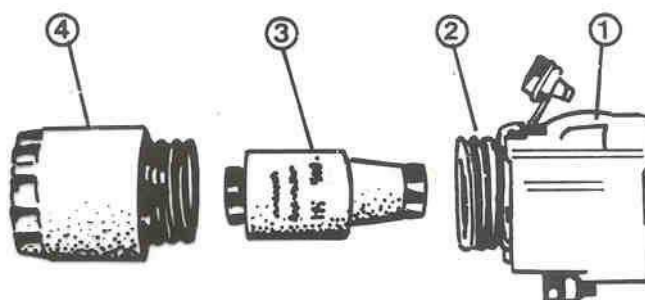
Quando a temperatura do condutor atingir valores próximos do máximo admissível ocorrerá a fusão do elemento, sendo, portanto, usado como uma proteção contra curto-circuito. O elemento fusível é um fio ou uma lâmina de cobre, prata ou estanho.

Em geral, o corpo do fusível é de porcelana ou papelão hermeticamente fechado. Alguns fusíveis possuem indicador que indica se o elemento fusível operou. Normalmente, os fusíveis contêm em seu interior, envolvendo o elemento fusível, um material granulado extintor, usualmente areia de quartzo.

FIGURA 136 - a) FUSÍVEL NH b) FUSÍVEL DIAZED



(a)



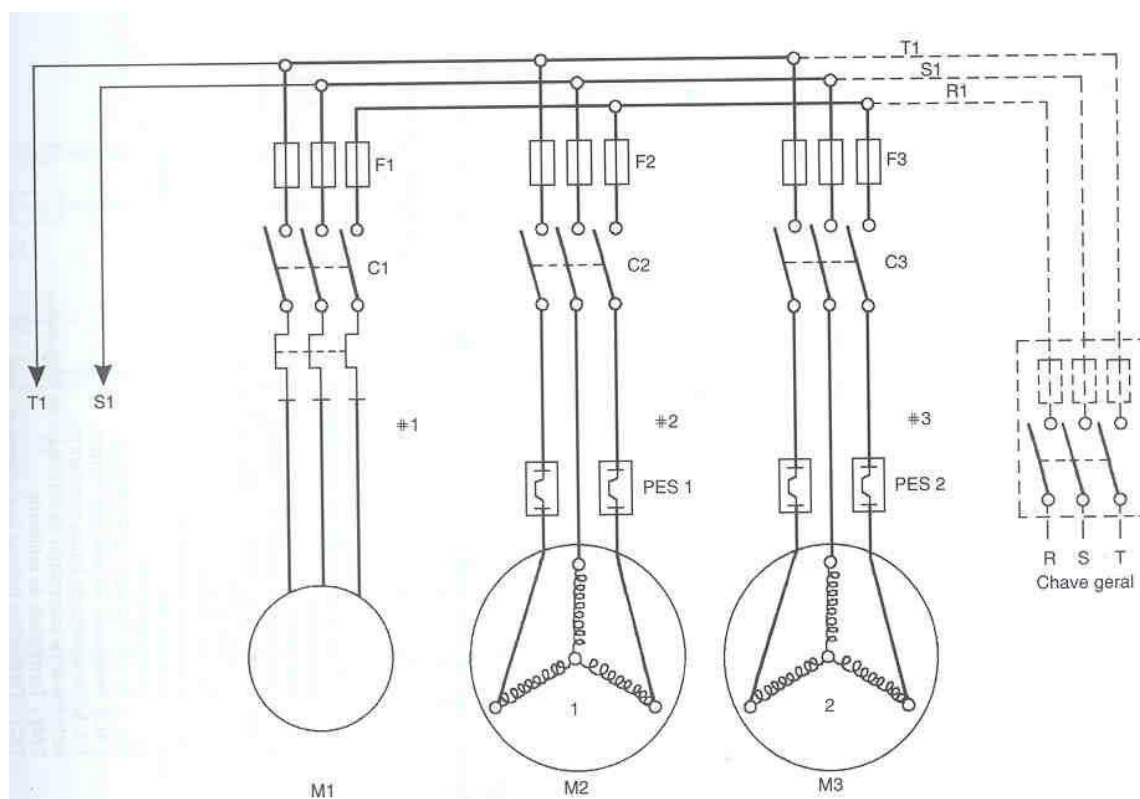
1) base, 2) parafusos de ajuste, 3) fusível, 4) anel de proteção e tampa.

(b)

11.5 FUNCIONAMENTO DO CIRCUITO DE CONTROLE ELÉTRICO DE UM CONDICIONADOR DE AR

No circuito de força (fig. 137), vemos como os diversos motores do condicionador se ligam às fases R, S, T de uma rede elétrica. Uma chave geral liga, protege e secciona o condicionador na rede (poderia ser um disjuntor); cada ramal é protegido por fusíveis (F_1 , F_2 e F_3). Cada motor é ligado e desligado pelos contactores C_1 , C_2 e C_3 que são acionados pelas bobinas a-b, que estão no circuito de controle.

FIGURA 137 - CIRCUITO DE FORÇA DE UM CONDICIONADOR COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA



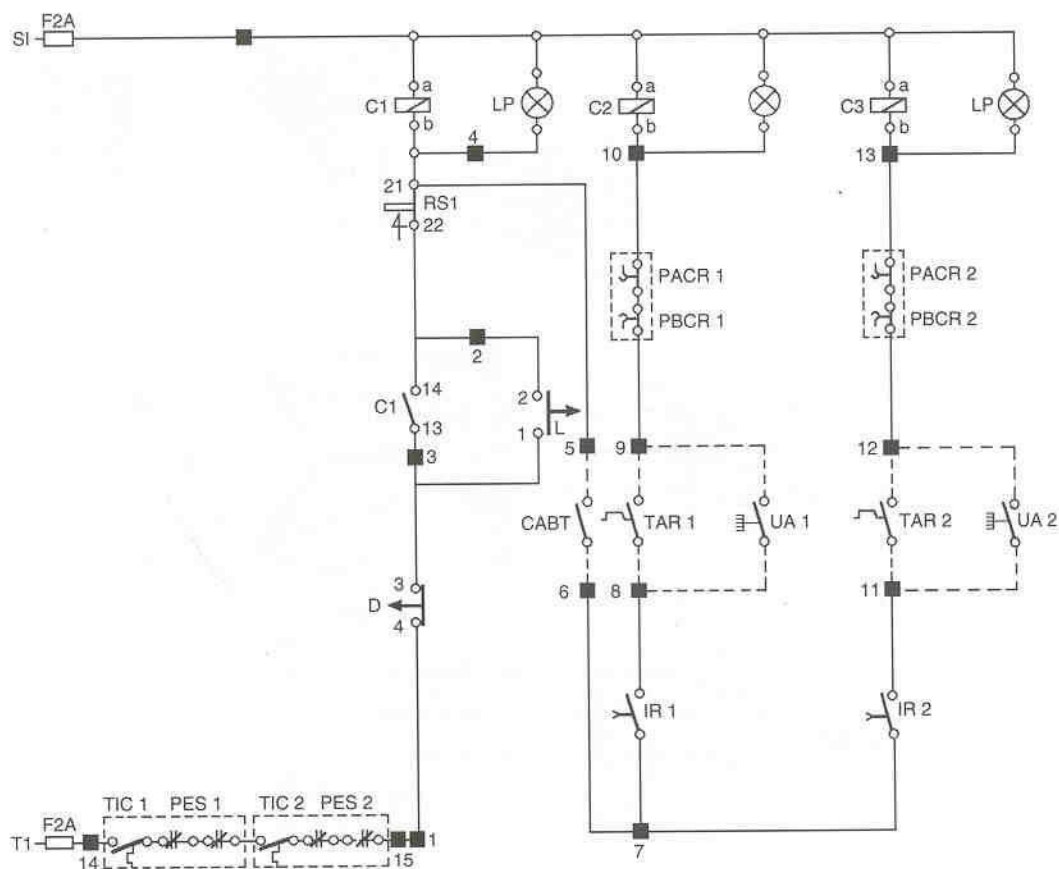
No circuito de controle (fig. 138), vemos os diversos componentes destinados a acionar os equipamentos e a manter as condições necessárias ao conforto no recinto.

A partida do ventilador M1 é feita através da botoeira liga, L o que possibilita completar o circuito elétrico, onde estão as bobinas a-b do contactor C1, o relé RS1 (21-22), o contato auxiliar C1 do contactor (13-14), a bobina desliga, D (3-4), os termostatos internos do compressor T1C1 e T1C2 e os protetores externos de sobrecarga PES1 e PES2. Completar o circuito significa ligar a fase S1 à fase T1 através dos componentes citados.

Para que o circuito a partir da fase S1 fique completado, é necessário que a bomba da torre de arrefecimento esteja em funcionamento, ou seja, o contato auxiliar CABT fechado e também o termostato de ambiente TAR1, e o interruptor refrigerar IR1. Desse modo, teremos o circuito completo até o ponto, 21 do diagrama, e a partir daí, até a fase T1, todos os componentes estarão ligados.

Na (fig. 117), vemos que o contato auxiliar CABT, o termostato TAR1 e o umidostato UA1 estão ligados com linhas interrompidas, o que significa que estão localizados fora da barra de terminais do condicionador. Facilmente se verifica que quaisquer desses ramais que se completarem farão com que a lâmpada-piloto, LP, se acenda, indicando que o circuito está energizado.

FIGURA 138 - CIRCUITO DE CONTROLE DE UM CONDICIONADOR COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA

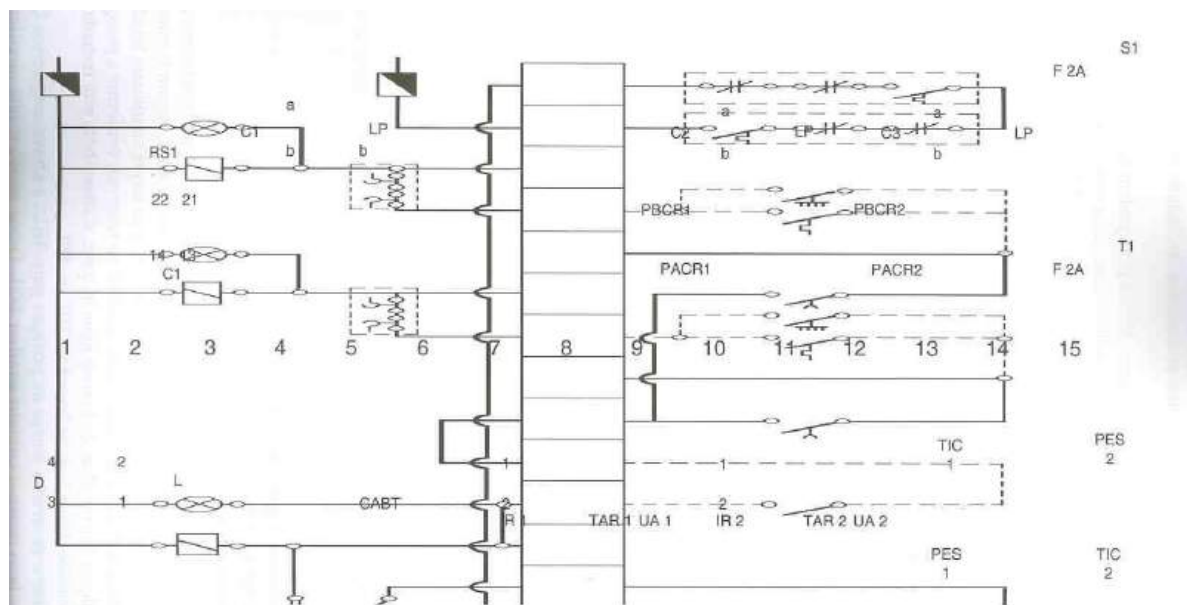


- C1 contactor do motor do ventilador do evaporador
 C2 contactor do motor do compressor 1
 C3 contactor do motor do compressor 2
 CABT contato da bomba de água da torre de resfriamento
 D botoeira desliga
 IR interruptor refrigerar
 L botoeira liga
 LP lâmpada piloto
 PES protetor externo de sobrecarga
 PACR pressostato de alta com rearme
 PBCR pressostato de baixa com rearme
 RS1 relé de sobrecarga do ventilador do evaporador
 TAR termostato de ambiente
 TIC termostato interno do compressor
 UA umidostato de ambiente
 M1 motor do ventilador
 M2 motor do compressor 1
 M3 motor do compressor 2

Pode-se constatar, pela (fig. 138) que os compressores M2 e M3 só podem funcionar se o ventilador M1 estiver ligado; aliás, é recomendado que, na partida do condicionador, ligue-se o ventilador e espere-se cerca de 2 minutos para dar partida nos compressores, que só entrarão em funcionamento se a torre estiver ligada (CABT) e se o termostato de ambiente (TAR) ou o umidostato de ambiente (UA) estiverem fechados.

Para facilitar a ligação dos componentes internos ou externos do circuito, os fabricantes montam uma barra de terminais, conforme ilustra a (fig. 139).

FIGURA 139 - BARRA DE TERMINAIS



12 ISOLAMENTO TÉRMICO

Isolantes são materiais de baixo coeficiente de condutividade, que tem por finalidade, reduzir as trocas térmicas indesejáveis e manter a temperatura da parede externa do recinto isolada (lado quente), próxima à do ambiente, a fim de evitar problemas de condensação.

Os isolantes são normalmente materiais porosos, cuja elevada resistência térmica se deve à baixa condutividade de ar contido em seus vazios. Na parte sólida e vazia a transferência de calor se dá por condução, no entanto, na parte vazia, devido à imobilidade do ar e do princípio das placas intermediárias, tanto a convecção como a irradiação é desprezível. Assim, quanto menor a densidade e maior o número de poros, maior o poder de isolamento.

Um bom isolante deve apresentar as seguintes qualidades:

- ter baixa condutividade térmica;
- ter boa resistência mecânica;
- não sofrer fisicamente influência da temperatura em que é aplicado;
- não ser combustível;
- ser imputrescível;
- ter baixa permeabilidade ao vapor d'água;
- ter baixo custo.

Os materiais usados como isolantes são:

- fibra de madeira aglomerada;
- cortiça;
- lã de vidro;
- lã de rocha;
- concreto celular;
- espuma de borracha;
- poliestireno expandido (Isopor, Styropor);
- espumas de poliuretano;
- espaço livre entre paredes.

12.1 CÁLCULO DA ESPESSURA DO ISOLAMENTO

A espessura do isolamento, a adotar numa instalação frigorífica, é calculada através da expressão a seguir:

$$\dot{Q} = \frac{t_e - t_i + \Delta t_{ins}}{\sum R} \quad (60)$$

onde,

- \dot{Q} taxa de transferência de calor, W
- t_e temperatura externa, °C
- t_i temperatura interna, °C
- Δt_{ins} diferencial de temperatura devido à insolação
- $\sum R$ soma das resistências térmicas

A resistência térmica, R é dada por:

- para o ar:

$$R = \sum \frac{1}{\alpha A} \quad (61)$$

- superfície plana:

$$R = \sum \frac{e}{k A} \quad (62)$$

- superfície cilíndrica:

$$R = \frac{1}{2 \pi k l} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (63)$$

- superfície esférica:

$$R = \frac{1}{4 \pi k} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (64)$$

onde

R	resistência térmica, °C/W
α	coeficiente de filme do ar, W/m ² °C
k	coeficiente de condutividade térmica, W/m°C
e	espessura da parede ou do isolamento, m
A	área de troca térmica, m ²
l	comprimento do cilindro, m
r ₁	raio interno do isolamento, m
r ₂	raio externo do isolamento, m

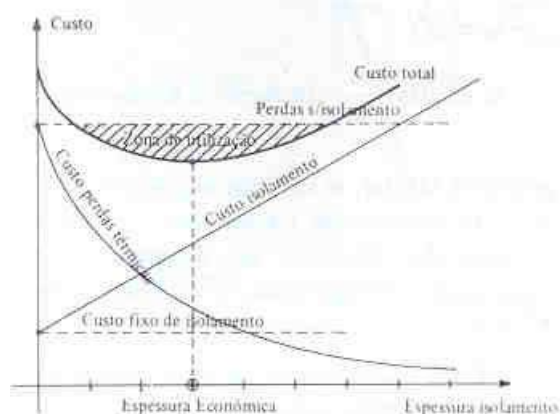
12.2 ESPESSURA ECONÔMICA DE ISOLAMENTO

À medida que aumentamos a espessura do isolamento, as perdas térmicas diminuem, mas o custo do isolamento aumenta.

A espessura econômica do isolamento será aquela para a qual a soma do custo das perdas térmicas e do custo de amortização do material isolante é um mínimo (fig. 140).

A espessura econômica de isolamento corresponde a uma penetração aconselhável da ordem de $\dot{Q}/S = 8,14 \text{ W/m}^2$.

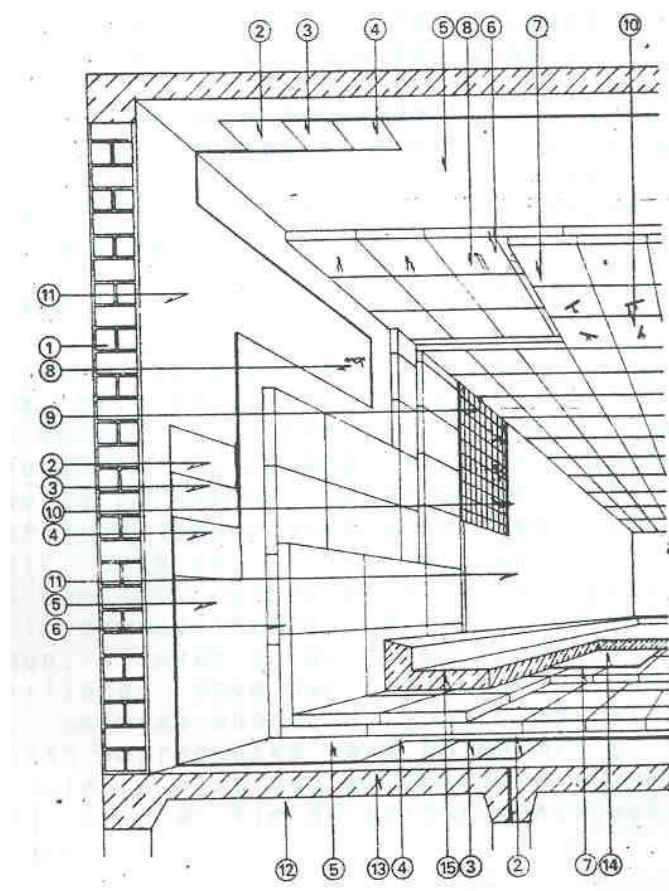
FIGURA 140 - ESPESSURA ECONÔMICA



12.3 ISOLAMENTO DAS CÂMARAS FRIGORÍFICAS

O isolamento de uma câmara frigorífica convencional (fig. 141) tem por objetivo diminuir a penetração de calor pelas paredes, teto e piso e também impedir a condensação da umidade do ar no lado externo da câmara.

FIGURA 141 - ISOLAMENTO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA



onde, na (fig. 141):

- 1 Alvenaria;
- 2 Primer asfáltico;
- 3 Asfalto 0,84;
- 4 Folha de alumínio: 0,1 mm;
- 5 Asfalto 0,84;
- 6 1^a camada de isopor colada com asfalto;
- 7 2^a camada de isopor colada com asfalto com as juntas desencontradas;
- 8 Arame galvanizado n. 14 fixado na parede por parafuso;
- 9 Tela estuque;
- 10 Cavilha para enrolar o arame e fixar tela estuque;
- 11 Argamassa (cimento e areia 1:4) ou revestimento em chapas de alumínio 0,5mm;
- 12 Canal para ventilação do piso;
- 13 Laje do piso;
- 14 Papelão betuminado (impermeabilização);
- 15 Contra piso de C.A. com junta de dilatação 30m².

12.3.1 Isolamento das paredes

Para um bom isolamento de uma superfície plana, no caso parede, procede-se da seguinte maneira:

Inicialmente as paredes devem ser rebocadas e bem desempenadas com argamassa 1:4 de cimento-areia sem cal.

Em cada 0,50x1,00m ou 1,22x0,60m devem ser aplicados nas paredes dispositivos de fixação, para reter arame galvanizado n. 14 para sustentação das placas e fixação da tela de estuque ou outro tipo de acabamento. Os arames devem sobressair 5 cm da espessura do material isolante.

Depois se preparam as paredes com uma demão de tinta primária (Primer) à razão de 0,40 kg/m². Posteriormente cola-se sobre a parede uma folha de alumínio na espessura de 0,1 mm com asfalto oxidado (tipo 0,84), à razão de 1,5 kg/m², tomando-se a precaução para que as juntas de alumínio sejam sobrepostas de 5 cm no mínimo e bem vedadas com o mesmo tipo de asfalto.

Sugere-se a aplicação de uma folha de alumínio sobre a parede, em vista do seguinte:

Quando a temperatura do ar baixa, atingindo o ponto de orvalho, o excesso de umidade do ar se condensa na isolação. Para 1% de volume de umidade o poder da isolação diminui 6%. Em consequência deste processo, a umidade da isolação o pode se congelar.

Com a queda da temperatura há também uma queda da pressão atmosférica, que forma um fluxo e transporta a umidade de ar. Para evitar esta penetração, deve-se aplicar uma barreira de vapor no lado quente da isolação. A melhor barreira de vapor obtém-se com um revestimento de uma folha de alumínio, sendo que as juntas desta folha devem ser bem vedadas com fitas do mesmo alumínio, com uma sobreposição de 5 cm. O material isolante das paredes deve ser do tipo PII (16 a 20 kgf/m²) e deve ser aplicado em duas camadas sobrepostas. Para a colagem da primeira camada de Isopor, usa-se asfalto quente, (tipo 0,84),

aplicando-se sobre a placa, em toda sua área. Após a aplicação calafetam-se as juntas das placas também com o mesmo asfalto, para perfeita vedação. A segunda camada de Isopor deve-se colar na primeira com asfalto, fazendo-se um X na placa, tomando o cuidado para que as juntas fiquem desencontradas. O consumo previsto de asfalto para as duas camadas é de 2,5 a 3 kg/m².

A seguir estende-se uma tela deployée, fixando-a aos arames que sobressaem do material isolante. Usa-se o ferro redondo de ϕ 3/16 nas juntas da tela, a fim de mantê-la esticada. Sobre a tela de estuque pode ser feito o acabamento com argamassa de cimento e areia sem cal, com traço de 1:4.

12.3.2 Isolamento do piso

Para as câmaras de baixa temperatura, deve-se tomar a precaução para que o piso seja ventilado ou aquecido, a fim de evitar o congelamento do mesmo. Para este fim, a laje deve ser levantada do alicerce, ou serem colocados canais de ventilação natural ou forçada ou ainda serem usadas resistências elétricas.

Em cima do lastro bem desempenado a seco aplica-se a barreira de vapor.

A seguir colam-se as placas de material PIII (20 a 25 kgf/m²) em duas camadas. Sobre a segunda camada de Isopor deve ser feita uma impermeabilização, a fim de se evitar a penetração de umidade e a água, através da parte superior do piso.

Esta impermeabilização deve ser efetuada da seguinte forma com asfalto quente, cola-se sobre o Isopor um feltro asfáltico (15 lb), com as juntas sobrepostas de 5 cm no mínimo e bem vedadas.

Deve-se tomar cuidado para que a impermeabilização se eleve nas paredes até 30 cm, a fim de evitar penetração de umidade nas laterais da parede. Sobre o feltro asfáltico, sem perfurá-lo pode-se armar a laje de concreto armado.

12.3.3 Isolamento do teto

Para a isolação do teto devem ser usadas placas de Isopor desencontradas como nas paredes. O sistema de fixação é análogo ao usado nas paredes. Para o teto pode-se dispensar o uso da tela de estuque, deixando o Isopor exposto, pintando-o com tinta antimoho.

A (fig. 142) ilustra uma câmara frigorífica modulada construída com painéis isolantes com núcleo de poliestireno ou poliuretano expandido.

FIGURA 142 - CÂMARA FRIGORÍFICA MODULADA



12.4 ISOLAMENTO DAS TUBULAÇÕES FRIGORÍFICAS

Como as temperaturas nas linhas raramente são iguais à temperatura ambiente, sempre haverá transferência de calor com o meio ambiente. É, portanto, função da isolação térmica, minimizar esta transmissão de calor.

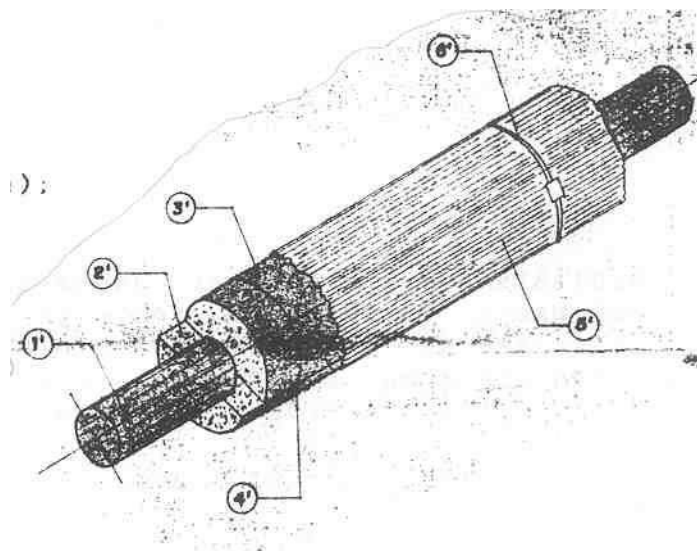
12.4.1 Isolamento da linha de sucção

O isolamento nas linhas de sucção tem por finalidade evitar condensação de água nas paredes do tubo e aumento acima do especificado do superaquecimento do refrigerante que deve estar entre 8 a 11,5°C.

O isolamento térmico deve ser feito com borracha esponjosa, lã de vidro ou isopor em calhas com espessura de 2". Além do isolamento térmico a linha de sucção deve ter isolamento especial com material adequado, formando uma barreira de vapor, impedindo deste modo, a condensação de água na superfície externa da tubulação causada pela migração de vapor de água pela parede do isolante térmico.

Deve-se cobrir todo o conjunto de isolamento com folha de alumínio, prevendo-se uma proteção dinâmica ao isolamento. A (fig. 143) ilustra o isolamento da linha de sucção.

FIGURA 143 - ISOLAMENTO DA LINHA DE SUCÇÃO



onde

1	tubo de cobre	4	arame galvanizado
2	borracha esponjosa (isolante)	5	alumínio corrugado # 0,2 mm
3	revestimento sobre o isolante	6	fita com fecho # 1,5 mm

12.4.2 Isolamento da linha de descarga

O isolamento fica a critério do projetista, porém a temperatura de trabalho é, por volta de 90°C, podendo atingir valores mais altos. Aconselha-se o isolamento térmico quando a linha estiver exposta a temperaturas do ar externo muito baixas ou quando a tubulação passar em locais que possam ser alcançadas por leigos.

12.4.3 Isolamento da linha de líquido

O isolamento da linha, também fica a critério do projetista, porém a temperatura da linha de líquido varia de 35 a 40°C e aconselha-se o isolamento térmico quando a linha atravessar locais em que receba a ação direta do sol.

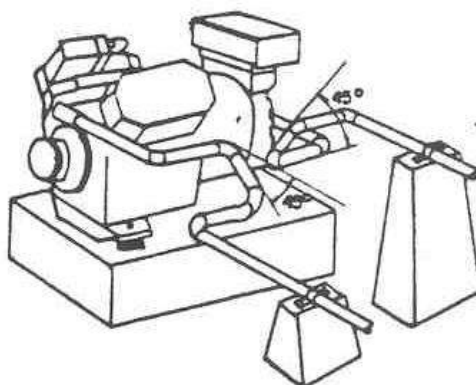
12.5 ISOLAMENTO ACÚSTICO E ANTIVIBRATÓRIO DAS TUBULAÇÕES

Vibração é causada pela pulsação do gás e pelas máquinas que estão conectadas diretamente à tubulação. A importância do controle das vibrações, não pode ser subestimada. Isto não implica que a vibração possa ser eliminada completamente, mas que possa ser colocada em níveis toleráveis. Para controlar essa força flutuante, utilizam-se suportes para as tubulações com amortecedores para absorver as vibrações, prevenindo-as de transmitir a estrutura do prédio.

Estes amortecedores podem ser calços de borracha ou outro material dúctil que amortea as vibrações.

As vibrações vindas do compressor podem ser amortecidas substancialmente, utilizando-se curvas inclinadas a 45° na sucção e descarga (fig. 144) como mostra a figura ao lado e suportes fixos que prendam completamente as tubulações. Deste modo, os suportes prendem os tubos fazendo as curvas trabalharem absorvendo as vibrações.

FIGURA 144 - CURVAS INCLINADAS A 45° NA SUCÇÃO E DESCARGA



12.6 ISOLAMENTO DAS TUBULAÇÕES DE ÁGUA GELADA

As tubulações de água gelada deverão ser isoladas podendo ser utilizado calhas de poliestireno (isopor).

O isolamento térmico deverá ser aplicado em duas camadas, conforme a (tab. 3).

TABELA 3 - ESPESSURA DO ISOLAMENTO EM TUBULAÇÕES DE ÁGUA GELADA

Diâmetro (pol.) (tubo)	Espessura (mm) (isolante)
até 1 1/2	25
de 2 até 6	50
de 8 até 14	60
de 16 até 18	75

O isolamento deverá ser aplicado sobre as superfícies metálicas completamente limpas, livres de ferrugem, óleo, graxa ou quaisquer outras impurezas. As tubulações não galvanizadas deverão ser limpas com escova de aço e pintadas com tinta anticorrosiva antes de receber o isolamento.

Os trechos retos dos tubos deverão ser isolados por meio de calhas pré-moldadas. As curvas deverão ser isoladas com segmentos de calhas. Superfícies irregulares, tais como derivações e acessórios, deverão ser isolados com pedaços de calhas. Válvulas e flanges deverão ser isolados com lã de vidro e partes de calhas.

A primeira camada deverá ser aplicada de modo que as peças isolantes sejam ajustadas e coladas em toda a extensão de sua superfície externa das tubulações com asfalto oxidado a quente e amarradas com arame de aço galvanizado n. 18 com espaçamento de 50 cm. As peças da segunda camada deverão ser coladas as primeiras com asfalto oxidado à quente e amarradas com arame galvanizado n. 18 (duas amarrações a cada 50 cm). Todas as juntas das calhas, segmentos de calhas ou partes deverão ser preenchidas com asfalto oxidado a quente, sendo que cuidados especiais deverão ser tomados para evitar a ocorrência de falhas de vedação por onde possa penetrar a umidade.

Sobre a segunda camada de isolamento deverá ser aplicado véu de fibra de vidro, espessura de 0,8 mm, com asfalto oxidado a quente para garantir perfeita barreira de vapor.

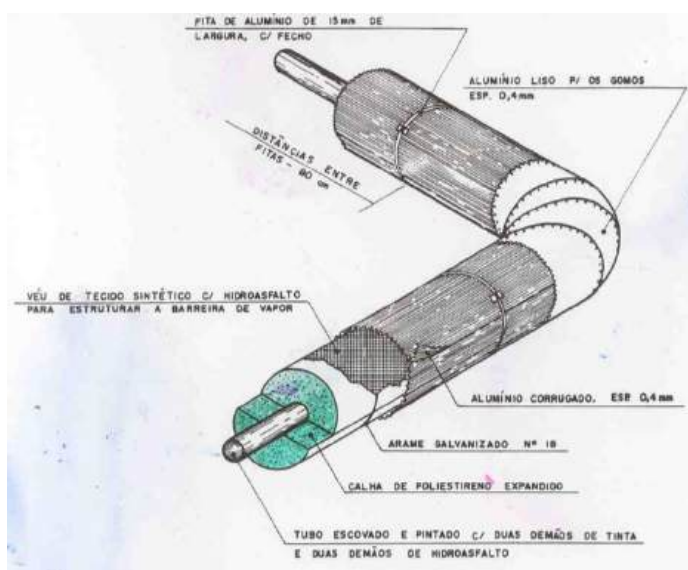
O isolamento deverá ser revestido com folhas de alumínio corrugadas de 0,15 mm de espessura com corrugações de 3/16", coladas ao isolamento com asfalto oxidado. As folhas de alumínio deverão ser sobrepostas de 5 cm em ambos os sentidos. Ambas as sobreposições deverão ser coladas com asfalto.

Cuidados especiais deverão ser tomados durante a amarração para que as pontas dos arames não danifiquem as folhas de alumínio. Caso isto ocorra o local afetado deverá ser imediatamente reparado, colando-se sobre o mesmo um pedaço de folha de alumínio com asfalto oxidado a quente.

O revestimento de alumínio deverá ser fixado com cintas de alumínio de 0,5 mm de espessura e 12,5 mm de largura, dotado de fecho também em alumínio.

A (fig. 145) ilustra o isolamento de uma tubulação de água gelada com calhas de isopor.

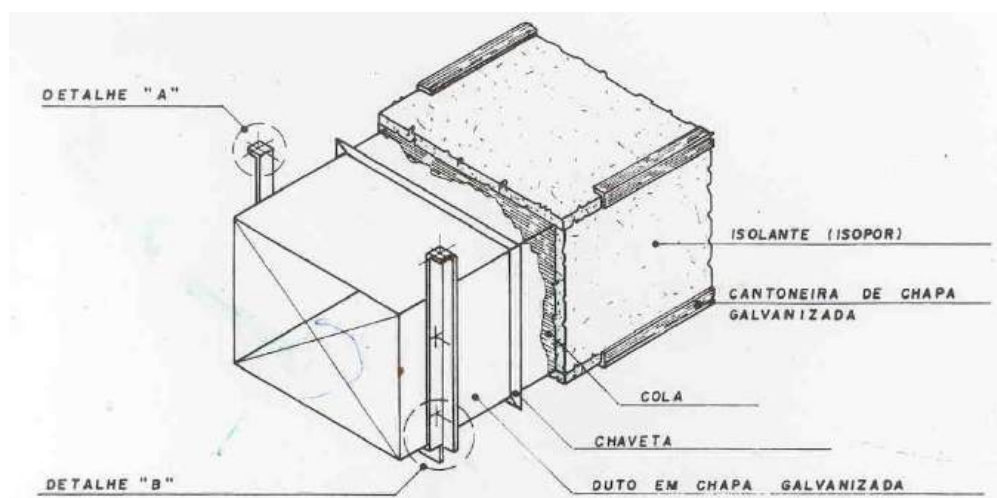
FIGURA 145 - ISOLAMENTO DA TUBULAÇÃO DE ÁGUA GELADA



12.7 ISOLAMENTO DE DUTOS DE AR CONDICIONADO

A necessidade do isolamento térmico dos dutos de ar condicionado decorre do fato deles transportarem ar a temperatura mais baixa que as dos ambientes onde passam. Situação em que pode ocorrer risco de condensação de umidade na superfície dos dutos não isolados e perdas de frio decorrentes do não isolamento dos dutos (fig. 146).

FIGURA 146 - ISOLAMENTO DE DUTOS DE AR CONDICIONADO



12.8 CONDENSAÇÃO SUPERFICIAL

O problema da condensação é um dos obstáculos que um isolamento térmico deve superar. A impregnação de um isolante com água provoca a redução da capacidade de isolamento. Para cada aumento de 1% no teor em peso de umidade de um isolante, aumenta de 1 a 3% a sua condutividade térmica.

A existência de água nas paredes das câmaras que trabalham abaixo de 0°C, possibilita o congelamento da mesma, destruindo o isolante. Em tubulações frigoríficas com isolamento deficiente, formam-se gotas de água sobre a superfície, provenientes da condensação do vapor de água, contido no ar atmosférico, que comprometem sensivelmente o funcionamento do sistema como um todo, causando sérios danos e aumentando as perdas energéticas.

A condensação é um fenômeno físico e ocorre em uma superfície com temperatura abaixo da temperatura de orvalho.

A uma determinada temperatura, o ar pode conter uma determinada quantidade limite de água em forma de vapor, que exerce pressão de vapor chamada de pressão de saturação.

O ar quente contém uma quantidade maior de vapor de água do que o ar frio, e, quando resfriado, produz aumento da pressão de vapor e, conseqüentemente, aumento na umidade relativa, que pode chegar a 100%. Nesta

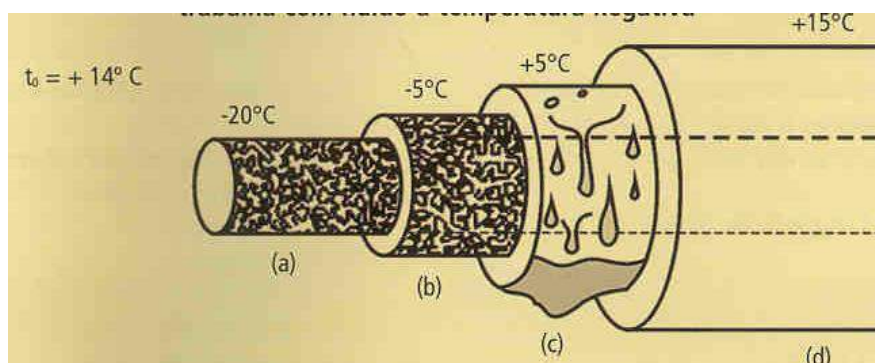
situação atinge-se a pressão de saturação a uma dada temperatura, que nada mais é do que a temperatura de orvalho.

Quando a temperatura desse ar fica abaixo da temperatura de orvalho, ele é incapaz de conter tanta água em forma gasosa, portanto, esse excesso deve, forçosamente, passar do estado gasoso para o estado líquido, fenômeno que é chamado de condensação.

Em temperaturas inferiores à do ponto de orvalho, o vapor de água condensa em forma de gotas ou cristais de gelo.

Se considerarmos, por exemplo, uma tubulação de refrigeração, como é mostrada na (fig. 147), que trabalha com fluido à temperatura negativa, observaremos a formação de gelo em sua superfície, quando esta não está isolada (a). Não obstante, se a espessura do isolamento for insuficiente, continuará ocorrendo a formação de cristais de gelo sobre a superfície do isolamento, no caso de a temperatura superficial ser inferior a 0°C (b), ou gotas de orvalho, se esta temperatura estiver entre 0°C e a temperatura de orvalho (c). Com a espessura correta de isolamento (d), obtém-se temperatura superficial superior à temperatura de orvalho e, com isso, não ocorre condensação.

FIGURA 147 - TUBULAÇÃO DE REFRIGERAÇÃO QUE TRABALHA COM FLUIDO À TEMPERATURA NEGATIVA



Fatores de penetração de umidade nos isolantes:

- permeabilidade do vapor d'água;
- ação higroscópica do material;

Problemas:

- umidade excessiva no ar e paredes;
- umidade dos materiais;
- aumento do (k);
- oxidação;
- variação de dimensões;
- destruição mecânica;
- apodrecimento.

A transferência de vapor é calculada através da expressão análoga transferência de calor, a seguir:

$$\dot{G} = \frac{\Delta p}{\sum R_v} \quad (65)$$

onde

\dot{G} taxa de transferência de vapor, g/h
 Δp diferencial de pressão, kPa
 $\sum R_v$ soma das resistências à condução de vapor

A resistência à transferência de vapor, é dada por:

- superfície plana:

$$R_v = \frac{e}{\mu A} \quad (66)$$

- superfície cilíndrica:

$$R_v = \frac{1}{2 \pi \mu l} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (67)$$

- superfície esférica:

$$R_v = \frac{1}{4 \pi \mu} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (68)$$

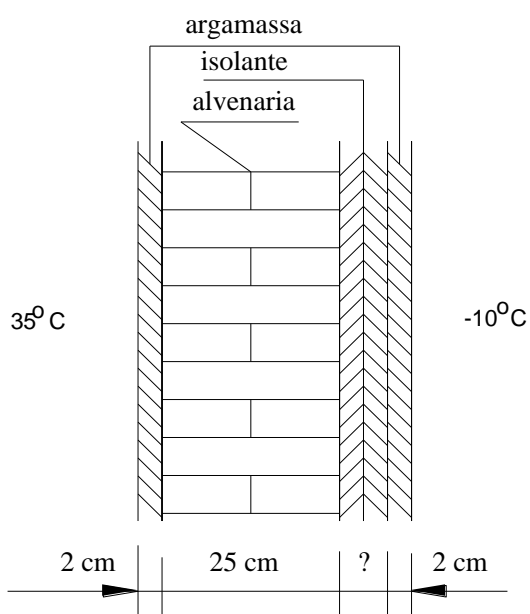
onde

R_v resistência à difusão do vapor de água, kPa h/g
 μ permeabilidade ao vapor de água, g/m h kPa
 l comprimento do cilindro, m
 r_1 raio interno do isolamento, m
 r_2 raio externo do isolamento, m
 A área da seção, m²

12.9 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 12.9.1: Calcule a espessura do isolante (Styropor) de uma parede clara e face oeste (fig. 148), para que o fluxo de calor por unidade de área seja 8,13 W/m² (espessura econômica).

FIGURA 148 - PERFIL DA PAREDE



EXEMPLO 12.9.2: Verificar a possibilidade de condensação no interior de uma parede de um frigorífico (fig. 149), constituída de: 30 cm de tijolos maciços isolada internamente com 15 cm de poliestireno expandido de 20 kgf/m^3 , quando sujeita às condições abaixo:

Externas:

$$t_1 = 30^{\circ}\text{C}$$

$$\phi_1 = 85\%$$

$$\mu_A = 0,165\text{ g/m h kPa}$$

$$k_A = 0,977\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Considerar $S = 1\text{ m}^2$ e $\alpha_1 = \alpha_2 = 8,14\text{ W/m}^2\text{C}$

Internas:

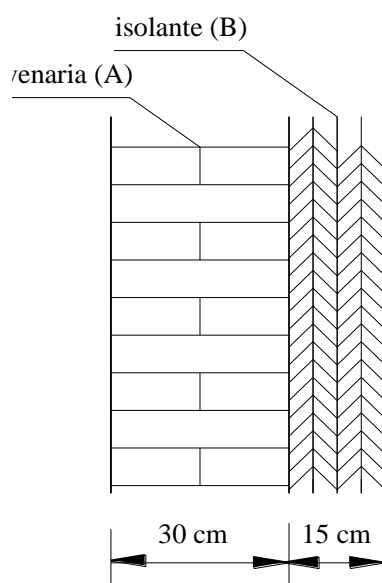
$$t_2 = -30^{\circ}\text{C}$$

$$\phi_2 = 90\%$$

$$\mu_B = 0,0075\text{ g/m h kPa}$$

$$k_B = 0,035\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

FIGURA 149 - PERFIL DA PAREDE



13 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE

As tubulações de refrigerante representam uma parte essencial no sistema de refrigeração, pois requer as mesmas considerações gerais de projeto que qualquer sistema de fluido em movimento, porém há fatores adicionais que tem um efeito significativo no projeto como a perda de carga, o retorno de óleo e a proteção do compressor.

Para se projetar uma boa instalação de tubulação, é desejável ter máxima capacidade, mínimo custo, retorno apropriado de óleo ao compressor, mínimo consumo de energia, carga mínima de gás, baixo nível de ruído, controle apropriado do líquido refrigerante e perfeita flexibilidade de operação do sistema desde 0 a 100% de capacidade sem problemas de lubrificação.

Por não ser possível atender a todos estes requisitos, pois alguns estão em confronto direto, o projetista terá que entender claramente os efeitos na performance do sistema das tubulações em diferentes partes do sistema.

Em geral, a perda de carga nas linhas frigoríficas tende a diminuir a capacidade e aumentar o consumo de energia. Portanto isto deve ser evitado. Esta perda de carga dependerá de cada linha e, portanto cada parte do sistema deve ser visto separadamente.

O óleo precisa passar pelos cilindros do compressor, porém uma pequena quantidade estará sempre circulando com o refrigerante. O óleo é solúvel em refrigerante líquido, porém ele nunca se mistura com o refrigerante no estado gasoso. Logo, o óleo circulará adequadamente no sistema somente se o vapor for veloz o suficiente para arrastar o óleo. Esta consideração deve ser dada não somente às linhas de sucção e descarga, mas também ao evaporador onde as temperaturas extremamente baixas de evaporação fazem o refrigerante se tornar mais denso e dificulta ainda mais o arraste de óleo. Porém, mesmo com todas as precauções durante o projeto, é necessária uma carga adicional de óleo conforme o tamanho da linha a ser utilizada.

Nas instalações de refrigeração, são utilizados tubos de aço preto para a amônia, R-717 e tubo de aço preto, cobre, latão ou alumínio para os halogenados.

Os tubos de cobre mais comumente usado para a refrigeração são do tipo L para uma pressão de trabalho de 1750 kPa.

O tipo M também para uma pressão de trabalho de 1750 kPa, porém não é recomendado para refrigeração por ser facilmente deformado requerendo suportes adicionais para evitar flambagem desnecessária.

O tipo K para uma pressão de trabalho de 2800 kPa e pode ser usado para linhas de gás quente.

As tubulações para serviços de refrigeração devem estar livres de sujeira, corrosões e devem ser tamponadas com tampões plásticos para evitar a contaminação antes do uso.

13.1 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE LÍQUIDO

O dimensionamento da linha de líquido é consideravelmente menos crítico do que o das outras linhas. Esta linha carrega o líquido refrigerante do condensador a VET. Como o refrigerante líquido e o óleo se misturam

completamente não há restrição no projeto em relação à circulação de óleo pela linha. No entanto quanto à perda de carga na linha é necessário manter um valor razoável para preservar o sub-resfriamento e evitar a saturação do líquido sub-resfriado formando vapor.

O vapor saturado na linha de líquido causa muitos prejuízos à performance do sistema. Os efeitos são o aumento da perda de carga devido ao atrito, redução da capacidade da VET, danos às peças internas da válvula, excesso de ruído e a má distribuição e alimentação de líquido refrigerante no evaporador. Esta vaporização de líquido sub-resfriado na linha ocorre pelo excesso de perda de carga causado pelo atrito e/ou por um tubo de subida vertical.

Além da perda de carga, causada pelo atrito de fluxo de líquido, há uma perda de carga equivalente à coluna de líquido dos tubos de subida que o líquido terá que superar, pois uma coluna de 1m de líquido refrigerante R-22 equivale a 11,48 kPa de perda de carga.

A temperatura normal de condensação a cada 1°C, corresponde a uma queda na pressão de saturação de 42 kPa para o R-22.

O sub-resfriamento necessário pode ser conseguido somente pelo condensador, mas para sistemas com elevações em tubulações verticais anormais, é necessário instalar um trocador de calor para conseguir um sub-resfriamento suficiente e não ter vaporização do líquido na linha.

A perda de carga na linha de líquido não causa aumento no consumo de energia e perda de capacidade, devido ao atrito na linha de líquido é desprezível.

Por isso, a única real restrição à perda de pressão é a quantidade de sub-resfriamento na linha de líquido.

Na maioria dos sistemas, um critério razoável de projeto é dimensionar a linha de líquido baseado em uma perda de pressão equivalente a 1°C de variação de temperatura isto corresponde a limitar a perda de pressão por atrito em 42 kPa para o R-22, o atrito total, inclui perda nas linhas através de acessórios como válvula solenoide, filtros secadores e válvulas manuais.

Como a maioria dos modernos condensadores resfriados a ar e a água produzem 6 a 10°C de sub-resfriamento do líquido, o projetista fica com uma amplitude suficiente para vencer as perdas de pressão nas linhas de líquido.

A limitação na velocidade do líquido é dada para um possível dano na tubulação causado por variações de pressões ou golpes de líquido, ao ocorrer um rápido fechamento da válvula solenoide na linha de líquido. As velocidades acima de 1,5 m/s devem ser evitadas quando as válvulas são utilizadas. Quando não são utilizadas, as velocidades podem ser maiores.

O dimensionamento da linha de líquido leva em conta a capacidade e o comprimento equivalente.

13.2 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE SUÇÃO

A linha mais crítica no sistema de tubulação é a linha de sucção, que conduz o refrigerante vapor do evaporador ao compressor. A velocidade do gás nesta linha precisa ser suficientemente alta para arrastar o óleo ao compressor, tanto na parte horizontal quanto nos tubos de subidas onde o gás flui para cima.

A perda de carga na linha de sucção aumenta o volume de gás refrigerante que deve ser utilizado pelo compressor para uma dada capacidade. Desde que o

compressor alternativo é uma máquina de volume constante, a perda de pressão significa redução de capacidade e o aumento da potência consumida por tonelada de refrigeração, TR do compressor.

A uma dada temperatura de condensação a relação de compressão aumenta com a perda de pressão na sucção. Isto acarreta numa perda de eficiência volumétrica e conseqüentemente na perda de capacidade do compressor. O consumo requerido também aumentará com o aumento da relação de compressão.

A perda de pressão, portanto precisa ser mantida no mínimo valor, porém o custo de se aumentar o diâmetro da linha precisa ser considerada também.

Para uma aplicação normal de ar condicionado, em que a temperatura de sucção entre 4°C a 10°C é de boa prática usar uma perda de pressão total de 21 kPa para o R-22. Esse valor corresponde a uma perda na temperatura de 1°C que não deve ser excedida no dimensionamento da linha.

De igual importância no dimensionamento da linha de sucção, é a necessidade de manter uma velocidade adequada para um retorno apropriado de óleo ao compressor. Estudos mostram que o óleo fica mais viscoso no sistema após o vapor ter sido aquecido alguns graus acima da temperatura de evaporação, de modo que o óleo não fique saturado com o refrigerante. Esta condição ocorre na linha de sucção, depois do vapor ter deixado o evaporador. O movimento de óleo através da linha de sucção depende tanto da massa quanto da velocidade de sucção de vapor. Quando a massa ou a densidade decresce, velocidades mais altas são requeridas para forçar o óleo pela linha.

Descobriu-se que a mínima velocidade requerida para mover o óleo em uma linha de sucção horizontal é de 2,6 m/s. Onde a linha de sucção é um tubo de subida, velocidades mais altas são requeridas para carregar o óleo para cima. A velocidade mínima num tubo de subida da linha de sucção é de 5 m/s. Tubulações de subida devem ser checadas para a mínima capacidade reduzida e a velocidade determinada nessa condição. Se a velocidade na mínima capacidade cai abaixo de 5 m/s é necessário utilizar o sistema duplo tubo de subida (fig. 150a).

A consideração final é dada à máxima velocidade do gás.

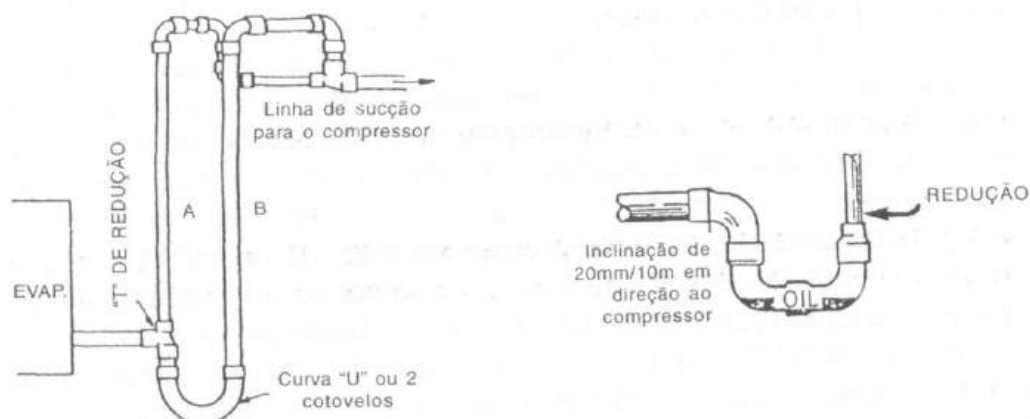
Descobriu-se na prática que se quisermos eliminar ruídos excessivos, será necessário manter velocidades na linha de sucção abaixo de 20 m/s. Isto deverá ser checado toda vez que for necessário dimensionar a linha de sucção.

Se a tubulação de sucção tiver que subir acima da conexão do evaporador, um sifão deverá ser posto na saída do evaporador (fig. 150b), deve-se providenciar sifões também em trechos ascendentes a cada 1,20 m.

Trechos horizontais de linha de sucção deverão ser inclinados a uma razão de 20 mm para cada 10 m em direção ao compressor para um bom retorno do óleo. Quando múltiplos evaporadores são ligados a uma linha comum de sucção, as linhas ramais deverão entrar por cima da linha tronco.

Para sistemas com dois ou mais evaporadores o ramal de cada evaporador deverá ser dimensionado de acordo com a capacidade de cada um dos mesmos. A linha tronco deverá ser dimensionada de acordo com a capacidade total do sistema. Linhas de sucção que estão fora do ambiente frigorificado deverão ser isoladas.

FIGURA 150 - a) DUPLO TUBO DE SUÇÇÃO - b) SIFÃO



13.3 DIMENSIONAMENTO DA LINHA DE DESCARGA

No dimensionamento da linha de descarga que liga a válvula de descarga do compressor ao condensador, as mesmas considerações utilizadas na linha de sucção serão aplicadas.

A perda de carga na linha de descarga é provavelmente a menos crítica em todo o sistema. Frequentemente o efeito da perda de carga sobre a capacidade é superestimado, desde que assumimos que a pressão de descarga do compressor e a pressão de condensação são iguais. De fato, são duas pressões distintas, diferenciando-se pelo valor da perda de carga na linha. Um aumento na perda de carga na linha de descarga pode aumentar a pressão de descarga do compressor, mas tem pouco efeito sobre a pressão de condensação. Embora haja um leve aumento no calor de compressão para um aumento de pressão, o volume de gás bombeado decresce levemente, devido ao decréscimo na eficiência volumétrica do compressor.

Portanto o calor total dissipado através do condensador pode ser relativamente o mesmo e a temperatura de condensação e a pressão podem ficar estáveis, mesmo que a perda de carga na linha de descarga mude e, portanto a pressão de descarga do compressor varie consideravelmente.

Em todos os casos, consideramos aceitável uma perda de carga total de 42 kPa para o R-22 na linha de descarga, o que corresponde a uma perda na temperatura de 1°C. Realmente, uma perda de carga razoável na linha de descarga é frequentemente desejável para amortecer as pulsações do compressor e, por conseguinte redução de ruído e vibrações. Alguns redutores de ruídos devem muito de sua eficiência a perda de carga através do seu corpo.

As linhas de descarga deverão ser checadas também quanto à velocidade.

As mesmas velocidades mínimas para um movimento de óleo apropriado na linha de sucção são aplicadas à linha de descarga. Esses valores são 5 m/s em tubos de subida e 2,5 m/s em linhas horizontais. A velocidade máxima baseada considerando-se o nível de ruído é de 20 m/s.

A circulação do óleo na linha de descarga é normalmente um problema somente em sistemas onde ocorrem grandes variações de capacidade. Por exemplo, um sistema de ar condicionado pode ter estágios de controle de capacidade, permitindo operar em capacidade reduzidas de até 25% e 33% da

capacidade de projeto. Nestes casos, linhas de descarga verticais devem ser dimensionadas para manter velocidades acima da mínima necessária para uma circulação de óleo a mínima condição de carga.

13.4 PROCEDIMENTOS DE CÁLCULO DA TUBULAÇÃO

Os gráficos das (figs. 151 a 153) permitem selecionar adequadamente o diâmetro das tubulações de cobre para o R-22 utilizadas como condução de fluido refrigerante. Os gráficos se baseiam na fórmula de Darcy-Weisbach a seguir:

$$h = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (64)$$

onde

- h perda de carga, mca
- f fator de atrito
- L comprimento do tubo, m
- D diâmetro do tubo, m
- V velocidade do fluido, m/s
- g aceleração da gravidade, 9,81 m/s²

O fator de atrito, que depende da rugosidade interior do tubo e do número de Reynolds, é determinado a partir do gráfico de Moody.

FIGURA 151 - DIÂMETRO DA LINHA DE SUÇÃO (R-22, PERDA DE CARGA DE 1°C, t_e=4,4°C, t_c=40,5°C E TUBO DE COBRE)

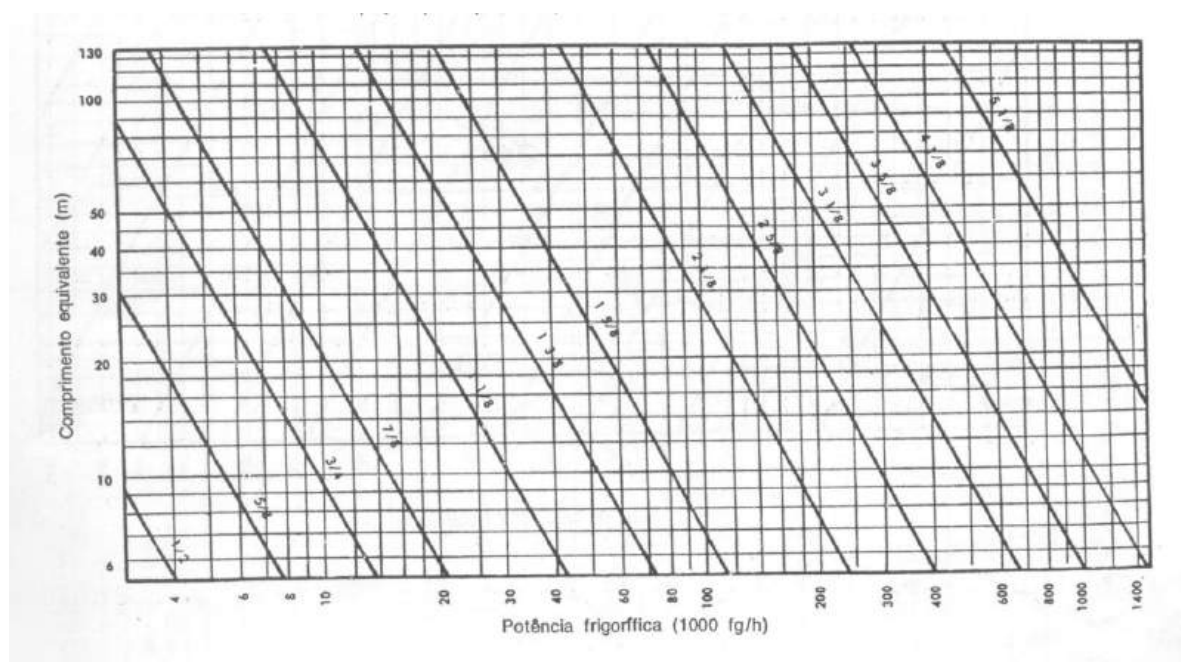


FIGURA 152 - DIÂMETRO DA LINHA DE DESCARGA (R-22, PERDA DE CARGA DE 1°C, $t_e=4,4^\circ\text{C}$, $t_c=40,5^\circ\text{C}$ E TUBO DE COBRE)

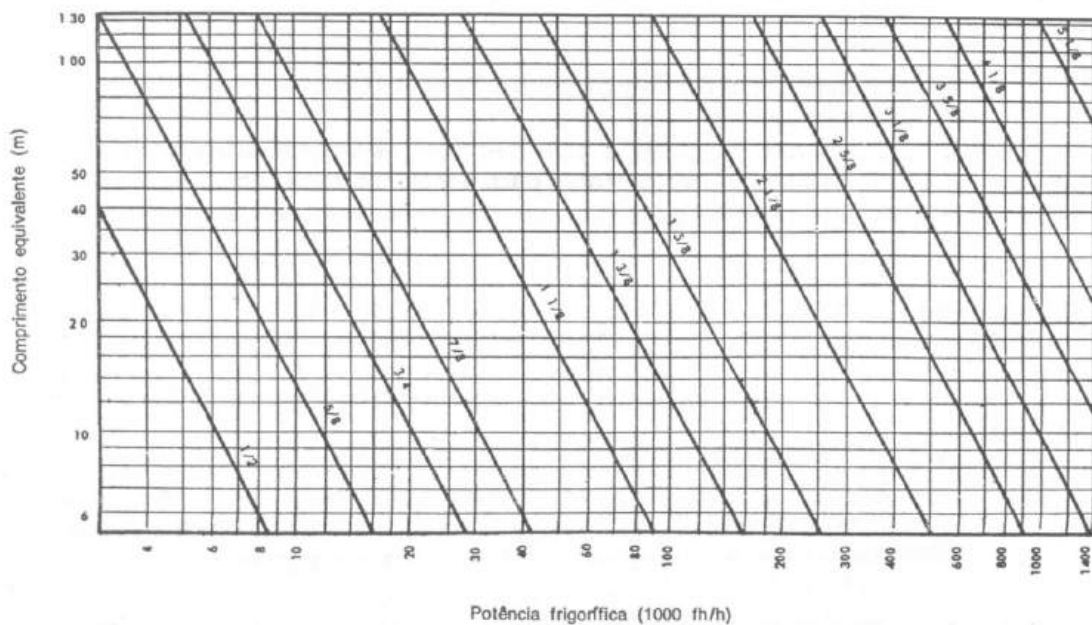
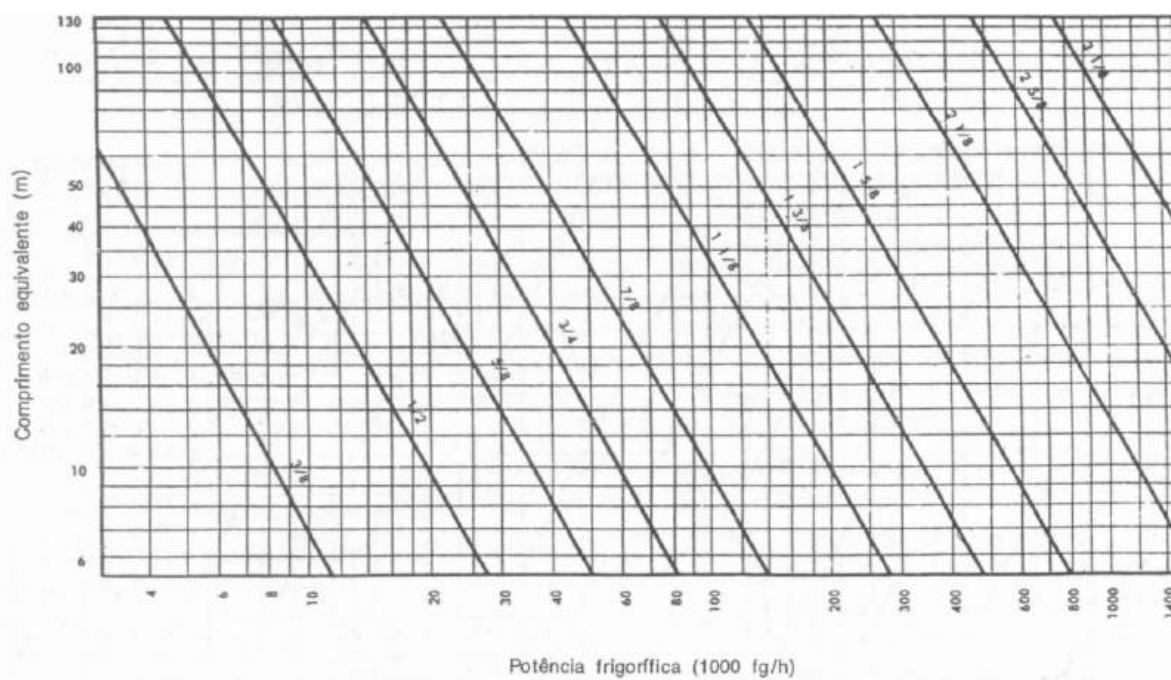


FIGURA 153 - DIÂMETRO DA LINHA DE LÍQUIDO (R-22, PERDA DE CARGA DE 0,5°C, $t_e=4,4^\circ\text{C}$, $t_c=40,5^\circ\text{C}$ E TUBO DE COBRE)



Os gráficos para a determinação do diâmetro das tubulações foram construídos com base nas temperaturas, $t_e=4,4^\circ\text{C}$, $t_c=40,5^\circ\text{C}$, para temperaturas diferentes faz-se necessário corrigir a capacidade frigorífica ou o comprimento equivalente conforme ilustra a (tab. 4 e 5).

TABELA 4 - CORREÇÃO DA CAPACIDADE FRIGORÍFICA DA LINHA DE SUCÇÃO (S) E DESCARGA (D)

Temperatura de condensação °C	Temperatura de saturação na sucção °C																					
	- 40		- 35		- 30		- 25		- 20		- 15		- 10		- 5		0		+ 5		+ 10	
	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D	S	D
25	4,58	1,45	3,71	1,40	3,03	1,38	2,48	1,365	2,04	1,345	1,69	1,335	1,40	1,315	1,19	1,30	1,02	1,28	0,89	1,27	0,81	1,255
30	4,79	1,33	3,88	1,305	3,16	1,28	2,60	1,26	2,15	1,24	1,77	1,225	1,47	1,21	1,24	1,195	1,06	1,18	0,93	1,17	0,84	1,155
35	5,04	1,23	4,06	1,205	3,32	1,185	2,73	1,165	2,25	1,15	1,85	1,130	1,54	1,115	1,29	1,10	1,10	1,09	0,96	1,075	0,87	1,065
40	5,31	1,135	4,23	1,155	3,46	1,095	2,86	1,075	2,35	1,06	1,94	1,045	1,61	1,03	1,35	1,015	1,15	1,0	1,01	0,99	0,91	1,085
45	5,69	1,055	4,45	1,030	3,64	1,015	3,01	0,995	2,46	0,98	2,02	0,965	1,78	0,80	1,41	0,935	1,21	0,92	1,05	0,91	0,94	0,90

TABELA 5 - CORREÇÃO DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

Perda de carga °C	Linha de líquido	0,12	0,25	0,37	0,6	0,63	0,75	1,0	1,25	1,50
		Linha de descarga Linha de sucção	0,25	0,50	0,75	1,0	1,25	1,50	2,0	2,50
Coefficiente		4,0	2,0	1,3	1,0	0,8	0,7	0,5	0,4	0,3

A (tab. 8) representa as perdas de carga de cotovelos e tês expressos em comprimento equivalente de tubo (m), uniões rosçadas, flangeadas ou cônicas.

TABELA 8 - PERDAS DE CARGA NOS ACESSÓRIOS

DIÂMETRO EXTERNO		JOELHOS						Mudança de direção	T		
Aço	Cobre	Raio curto 90° *	Raio longo 90° **	Macho e Fêmea 90° *	Raio curto 45° *	Macho e Fêmea 45° *	Raio curto 180° *		Sem redução	Redução 1/4	Redução 1/2
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6

A (tab. 9) mostra a carga mínima para o arraste de óleo em trechos verticais ascendentes na linha de sucção e a (tab. 10) para a linha de descarga.

TABELA 9 - CAPACIDADE MÍNIMA NECESSÁRIA PARA ARRASTE DE ÓLEO EM LINHAS DE SUCÇÃO ASCENDENTES (TUBO DE COBRE, R-22)

TUBO DE COBRE																								
DIÂM. EXTER.	7/8		1 1/8		1 3/8		1 7/8		2 1/8		2 3/8		3 1/8		3 5/8		4 1/8		5 1/8		6 1/8		8 1/8	
SEÇÃO I (cm ²)	3,11		5,31		8,09		11,5		20,3		30,8		44,0		59,6		77,3		120,6		173,4		302,2	
TEMP. SUCÇÃO °C	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F
-40	1,36	2,9	2,67	2,7	4,54	2,5	6,95	2,4	13,9	2,2	34,2	2,2	37,3	2,0	54,9	2,0	75,6	1,8	132,0	1,6	207,0	1,6	415,0	1,4
-30	1,63	1,9	3,24	1,7	5,45	1,5	8,5	1,5	16,7	1,35	28,8	1,35	44,4	1,2	65,0	1,2	90,7	1,1	157,0	1,1	240,0	1,0	494,0	1,0
-20	1,93	1,22	3,82	1,0	6,35	1,0	9,7	1,0	19,7	0,82	33,3	0,82	52,4	0,73	76,3	0,73	106,5	0,73	185,0	0,65	296,0	0,65	581,0	0,65
-10	2,24	0,82	4,36	0,67	7,56	0,67	10,4	0,67	22,7	0,55	39,0	0,55	60,2	0,42	89,0	0,42	123,0	0,42	214,0	0,42	330,0	0,42	675,0	0,42
0	2,54	0,51	5,06	0,44	8,46	0,44	12,7	0,44	25,7	0,44	45,1	0,44	69,3	0,30	101,8	0,30	141,5	0,30	244,0	0,30	396,0	0,30	775,0	0,30
+5	2,72	0,36	5,50	0,36	9,10	0,36	13,9	0,36	27,5	0,36	48,1	0,36	74,2	0,25	107,5	0,25	150,5	0,25	260,0	0,25	412,0	0,25	826,0	0,25

TABELA 10 - CAPACIDADE MÍNIMA NECESSÁRIA PARA ARRASTE DE ÓLEO EM LINHAS DE DESCARGA ASCENDENTES (TUBO DE COBRE, R-22)

TUBO DE COBRE																								
DIÂM. EXTER.	7/8		1 1/8		1 3/8		1 7/8		2 1/8		2 3/8		3 1/8		3 5/8		4 1/8		5 1/8		6 1/8		8 1/8	
SEÇÃO I (cm ²)	3,11		5,31		8,09		11,5		20,3		30,8		44,0		59,6		77,3		120,6		173,4		302,2	
TEMP. DESCARGA °C	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F	P	F
26	3,20	1,45	6,40	1,82	10,6	1,82	16,3	1,82	31,8	1,64	54,5	1,45	85,3	1,45	126,5	1,45	174,1	1,27	302,0	1,27	426,0	1,00		
32	3,54	1,27	6,94	1,64	11,5	1,64	17,6	1,64	34,8	1,45	59,6	1,27	93,9	1,27	136,0	1,27	189,2	1,09	320,0	1,09	429,0	0,91		
38	3,88	1,09	7,60	1,45	12,4	1,45	19,1	1,45	38,1	1,27	65,4	1,27	104,0	1,09	148,0	1,09	205,0	1,00	357,0	0,91	524,0	0,73		
44	4,24	1,09	8,25	1,27	13,6	1,27	21,2	1,27	41,8	1,09	71,6	1,09	116,0	1,09	162,0	0,91	223,0	0,91	363,0	0,91	571,0	0,73		

P = 1000 kg/h F = Perda de carga em °C por 100 m de comprimento equivalente

$$\text{Perda de carga p/capacidade máxima} = \text{Perda de carga p/capacidade mínima} \times \left(\frac{\text{capacidade máxima}}{\text{capacidade mínima}} \right)^{1,8}$$

13.5 TESTE DE VAZAMENTO

Após a instalação do sistema, e antes da tubulação ser isolada, todo o circuito deve passar por um teste de vazamento, que deve atender os seguintes procedimentos:

1. Abrir todas as válvulas das linhas de refrigeração e ligar a parte elétrica do comando para abrir a válvula solenoide de líquido. Fechar as duas válvulas do compressor e conectar um manômetro em uma das válvulas da conexão das linhas de interligação.
2. Conectar um cilindro de nitrogênio seco na tomada de pressão de descarga do compressor e colocar uma pressão de 2415 kPa (350 psig).
3. Deixar as linhas com pressão no mínimo por 12 horas. Qualquer queda de pressão verificada no manômetro durante o período significará a existência de vazamentos.
4. Verificar vazamentos, aplicando-se uma solução de água com sabão nas conexões. Onde houver vazamento, formar-se-ão bolhas no local. Consertar vazamentos.

5. Após este teste, retirar todo o nitrogênio e fazer uma carga de gás até uma pressão de 70 kPa. Faz-se nova carga de nitrogênio até uma pressão de 1050 kPa.
6. Checar então todo o circuito e todos os equipamentos, com detector eletrônico de vazamentos.
7. Após checar-se toda a linha e consertados todos os vazamentos. Fazer vácuo do sistema.

13.6 VÁCUO NO SISTEMA

A evacuação das linhas é com certeza um dos pontos mais importantes para um perfeito funcionamento do sistema.

Sabe-se que quanto maiores às distâncias entre as unidades evaporadora e condensadora, maior será a dificuldade de se obter um bom vácuo nas linhas.

Conectar as linhas a bomba de vácuo na sucção e descarga do compressor e deixar trabalhar até que o valor lido no vacuômetro eletrônico situe-se em torno de 150 μ Hg.

Caso não seja possível atingir tal valor, preencha as linhas com uma pequena quantidade de R-22 até atingir 700 kPa e tornar a evacuar o sistema até o valor conseguido na primeira tentativa que não deve ser inferior a 500 μ Hg.

Com isto, temos o sistema pronto para a carga de gás.

13.7 CARGA DE ÓLEO

O óleo de lubrificação do compressor é arrastado por todo o sistema e percorre todas as linhas, juntamente com o refrigerante. Com isto, uma pequena parte do óleo ficará a sempre aderida às paredes dos tubos de cobre.

Quanto maior for a distância entre a unidade condensadora e a evaporadora, maiores serão os riscos do compressor sofrer falta de óleo.

Para os sistemas que utilizam compressores semi-herméticos, o problema da falta de óleo é facilmente detectado pela observação do visor de cárter do compressor que deve ter 3/4 do seu mostrador preenchido. Os compressores semi-herméticos de 4 TR em diante, possuem a proteção do pressostato de óleo que atuará quando da falta de óleo.

Já os compressores herméticos não possuem visor e, portanto a verificação do nível de lubrificação é impossível. Além desse inconveniente, os compressores herméticos não possuem nenhuma proteção contra a falta de óleo como há no caso dos semi-herméticos, sendo necessária a prevenção de complementação do nível de óleo.

Nas unidades com compressores semi-herméticos como a visualização do nível de óleo é óbvia através do visor daremos somente alguns dados de previsão de acréscimo de óleo quando ocorrerem linhas muito compridas. Acrescenta-se 1/2 litro de óleo além da carga nominal do compressor para cada 15 metros de comprimento linear entre as unidades evaporadora e condensadora, utilizando compressores de potência até 6,5 kW e 1 litro de óleo para os mesmos 15 metros nas unidades com compressores de potência acima de 6,5 kW.

O procedimento para visualização do nível de óleo é o seguinte.

Permita a unidade trabalhar por 20 minutos. Pare a máquina e verifique o nível de óleo do compressor. Adicione óleo até completar 3/4 do visor. Pare a máquina novamente e deixe funcionar por mais 10 minutos. Pare a máquina e verifique o nível de óleo. Se o nível ainda estiver baixo, adicione óleo somente depois de verificar que a tubulação está à projetada para um retorno de óleo apropriado e que o sistema não tenha vazamento de óleo.

Nas unidades com compressores herméticos, a previsão de carga adicional de óleo é feita da seguinte maneira. Adiciona-se 1% da carga de óleo nominal do compressor para cada 3 metros de comprimento da linha de refrigerante acima de 15 metros. Por exemplo, um sistema que tenha 1,5 l de carga de óleo nominal com 45 metros de tubulação de interligação requererá á 0,15 litros conforme os cálculos abaixo:

- comprimento de linha adicional = $45 - 15 = 30 \text{ m}$
- percentagem de acréscimo de óleo = $30 \text{ m} : 3 \text{ m} = 10 \times 1\% (0,1)$
- quantidade de acréscimo de óleo = $0,1 \times 1,5 \text{ l} = 0,15 \text{ l}$

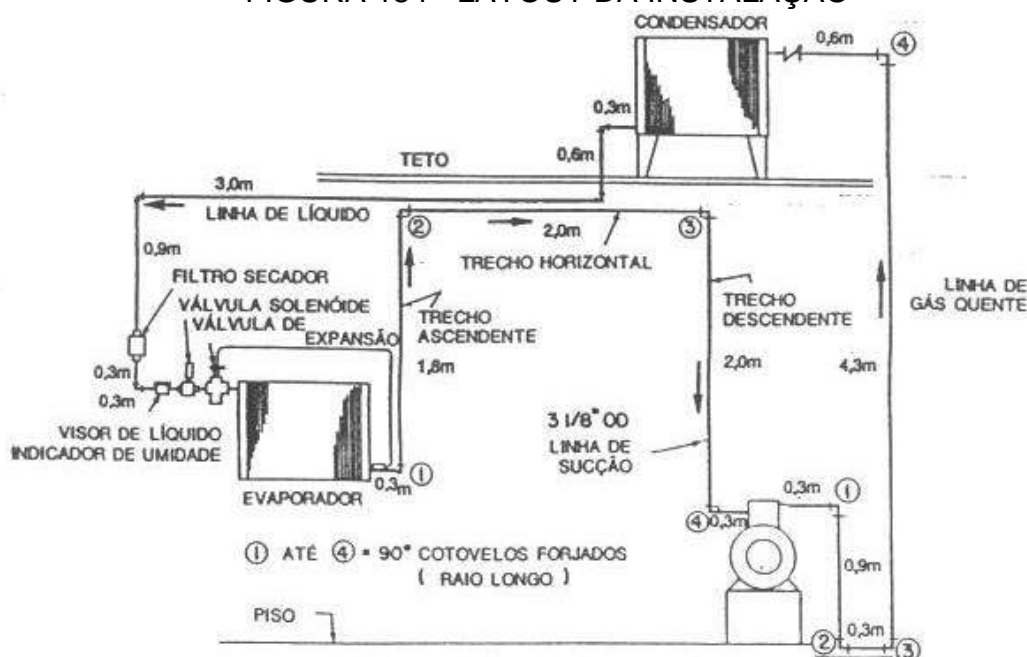
Nunca reutilizar o óleo ou utilizar qualquer óleo que tenha sido exposto à atmosfera.

13.8 EXEMPLO ILUSTRATIVO

EXEMPLO 13.8.1: Dimensionar as tubulações frigoríficas para o layout da tubulação (fig. 154), conhecendo-se:

- carga de projeto = 60 TR (sucção saturada = 5°C , condensação saturada = 45°C);
- carga mínima = 12 TR (sucção saturada = 5°C , condensação saturada = 45°C);
- refrigerante R-22;
- tubo de cobre, tipo L, conexões de cobre forjado de raio longo;
- perda de carga no filtro secador, 14 kPa;
- perda de carga na válvula solenoide, 21 kPa.

FIGURA 154 - LAYOUT DA INSTALAÇÃO



14 CARGA TÉRMICA EM INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS

Instalações frigoríficas são conjuntos de câmaras frias, que permitem refrigerar, congelar e conservar pelo frio, produtos perecíveis, além de toda infraestrutura (casa de máquinas, subestação, serviços de administração, oficinas de manutenção, vestiários, sanitários, etc.) necessária, para seu funcionamento.

Inicialmente é importante o conhecimento das etapas que precedem a estocagem, tais como condições e tratamento da cultura ou processamento. A escolha das condições mais convenientes para um correto balanço de custo versus qualidade está diretamente relacionada com a temperatura de estocagem, movimentação do ar, umidade relativa e certas propriedades do produto. Também o tipo e dimensões da embalagem têm importante papel.

A escolha do local para a construção da câmara necessita de um estudo preliminar, assim como a disponibilidade de energia, água e facilidades de transporte. Para melhor orientação, há uma lista de dados que deverão ser obtidos antes de qualquer cálculo.

14.1 DADOS INICIAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DAS INSTALAÇÕES FRIGORÍFICAS

O primeiro passo para o dimensionamento de uma instalação vem a ser o desenvolvimento do processamento com as respectivas implicações técnicas.

Para a câmara e respectivo equipamento frigorífico são apresentados os itens abaixo, que deverão ser preenchidos da forma mais correta possível.

Clima:

- dado necessário para o cálculo de ganho de calor pelas paredes, piso e teto, seleção do condensador e ventilação. Preferivelmente deverão ser utilizados dados estatísticos ao invés de valores isolados;
- temperatura de bulbo seco média do ar ambiente para o mês mais quente;
- umidade relativa ou temperatura de bulbo úmido do mesmo mês;
- temperatura de bulbo seco máxima que se pode esperar no mesmo mês, mencionar o número de dias aproximados a esta temperatura.

Água:

- origem da água (municipal, riacho, mar, poço, etc.);
- quantidade disponível;
- quantidade máxima e média durante a estação mais quente do ano.

Energia:

- energia elétrica disponível (voltagem, ciclagem);
- quantidade máxima que pode ser fornecida (sem limites ou em kWh).

Produto:

- qual o tipo de produto;
- quantidade de cada produto recebido e a ser resfriado ou congelado por dia ou por hora;
- temperaturas de recebimento ou processamento;
- entrada diária na câmara;
- acondicionamento utilizado (Caixa, tambores, baldes, etc.);
- características físicas do produto;

- finalidades do produto (venda direta, distribuição, matéria prima, etc.);
- tipo de movimentação que recebe.

Descrição da Instalação:

- localização;
- dimensões;
- outras observações, se de produção, trânsito ou consumo.

Condições do local:

- cópia ou esboço do prédio existente ou em estudo;
- área disponível de terreno ou prédio;
- orientação, latitude, altitude;
- se há a liberdade de planejamento.

Informações adicionais.

Tipos de Câmaras:

- câmaras de armazenagem ou estocagem;
- câmaras de resfriamento;
- Câmaras ou túneis de congelamento;
- ante-câmaras;
- câmaras comerciais (balcões frigoríficos, congeladores, etc.);
- câmaras domésticas (geladeiras, congeladores, etc.);
- outros tipos.

Dimensões da Câmara:

A dimensão de uma câmara frigorífica deve levar em conta a quantidade de produto a ser armazenado, espaço para circulação, altura do empilhamento e espaço ocupado pelos evaporadores, prateleiras, ganchos, etc.

Como valores orientativos para se determinar as dimensões da câmara, pode-se utilizar a densidade de armazenagem indicada na (tab. 11).

TABELA 11 - DENSIDADE DE ARMAZENAGEM

PRODUTO	Quantidade kg/m ³
Carne refrigerada pendurada (porco)	80
Carne refrigerada pendurada (peça grande)	100
Carne congelada com osso	250
Carne congelada sem osso	530
Sorvetes	180
Ovas em caixa/prateleira (4340)	260
Verduras	180-380
Doce	330
Frango	380
Ovos resfriados	400
Frutas em caixa	440
Massas	500
Manteiga	500
Congelados	540

Sistemas de congelamento:

Para levar o produto à temperatura desejada são empregados os chamados congeladores, que podem ser tanto com circulação natural como circulação forçada do ar.

As câmaras com circulação natural do ar são adotadas para a conservação de produtos altamente desidratáveis como frutas e verduras.

As câmaras com circulação forçada adotam evaporadores de tubos lisos ou aletados com circulação do ar por meio de ventiladores. Esta solução é adotada normalmente na disposição tendal, para armazenagem em curto prazo de carnes resfriadas, resfriamento rápido de carne fresca (fig. 155), congelamento rápido de carne em túneis com circulação longitudinal (fig. 156a) ou transversal (fig. 156b), na armazenagem em pallets dos frigoríficos polivalentes, etc.

FIGURA 155 - RESFRIAMENTO RÁPIDO DE CARNE FRESCA

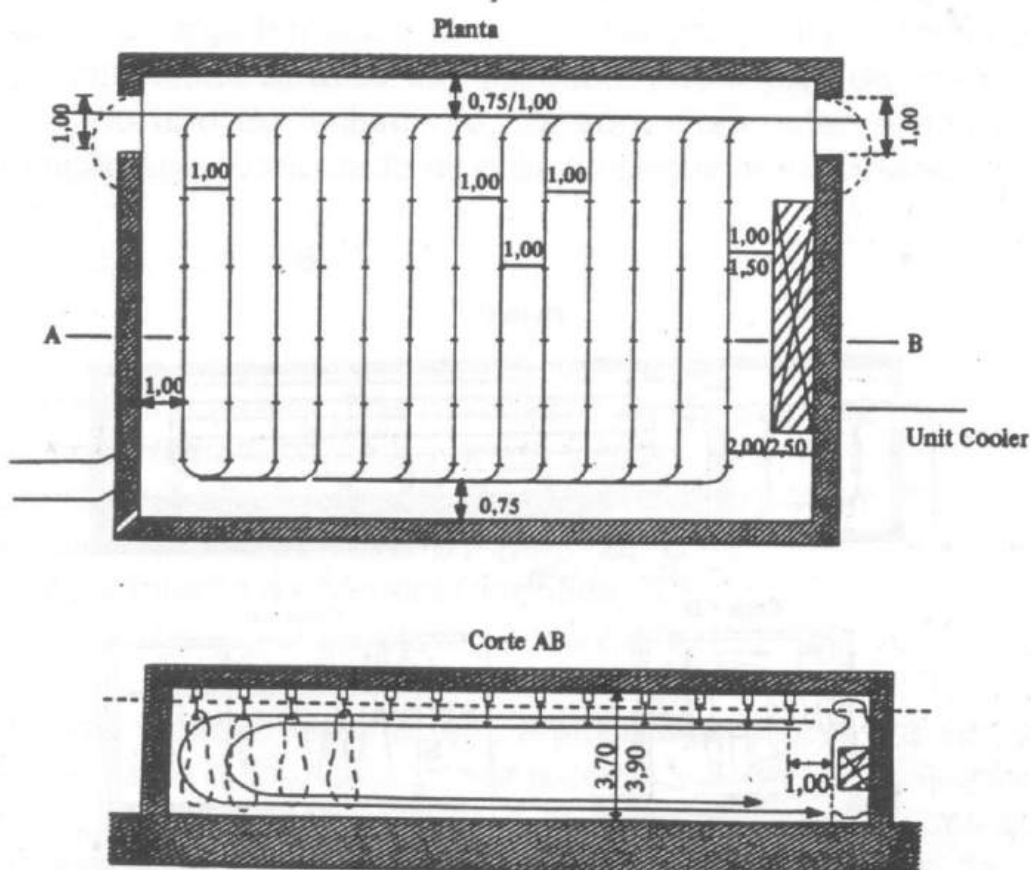
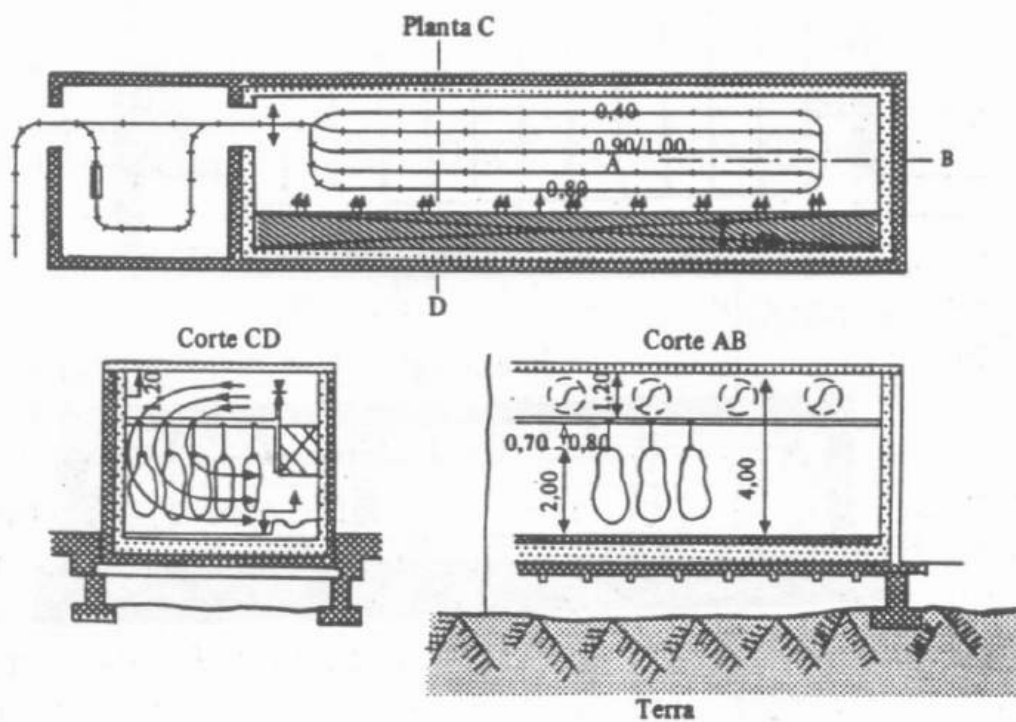
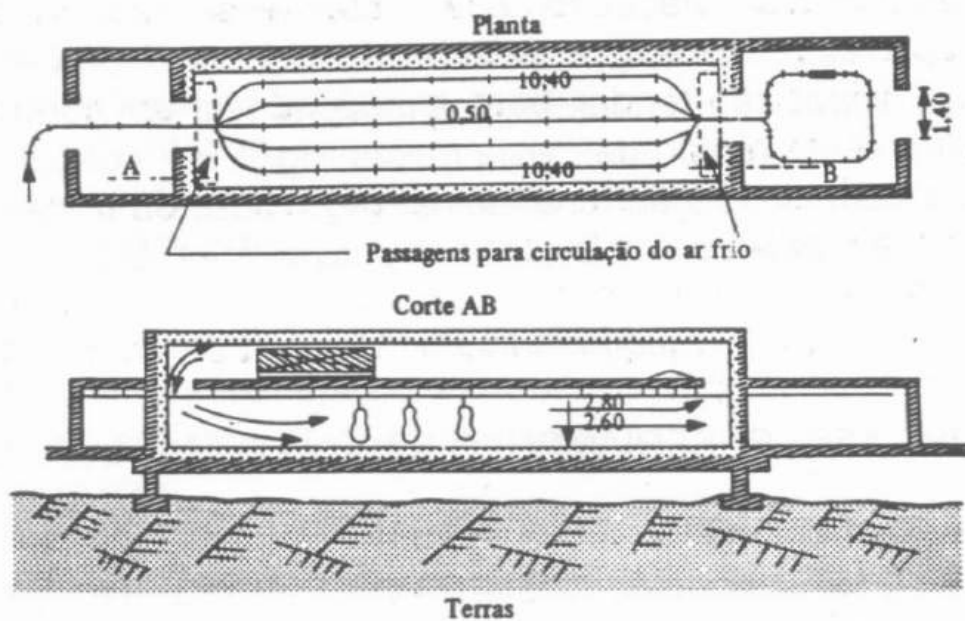


FIGURA 156 - a) TÚNEL DE CONGELAMENTO COM VENTILAÇÃO LONGITUDINAL - b) TÚNEL DE CONGELAMENTO COM VENTILAÇÃO TRANSVERSAL



14.2 CARGA TÉRMICA

A Carga térmica de refrigeração de uma instalação frigorífica é composta dos seguintes itens:

- calor recebido por condução e irradiação através das paredes, teto e piso;
- calor recebido por irradiação decorrente de vidros ou materiais transparentes;
- calor recebido através da circulação de ar através das portas quando abertas ou mesmo frestas;
- calor cedido pelo produto armazenado quando sua temperatura é reduzida ao nível desejado;
- calor cedido pelas pessoas que circulam no espaço refrigerado;
- calor cedido por equipamentos e iluminação que gerem calor dentro do espaço refrigerado.

14.2.1 Calor transmitido através das paredes

Devido à diferença de temperatura entre o interior da câmara frigorífica e o meio externo haverá um fluxo de calor através das paredes, teto e piso, caracterizando uma carga térmica que deverá ser compensada pelo equipamento.

O calor transmitido através das paredes, teto e piso depende da diferença de temperatura, do tipo de isolamento, da superfície externa das paredes e do efeito da irradiação solar, calculado através da seguinte expressão:

$$Q_1 = A U (t_e - t_i + \Delta t_{ins}) \times 24 \times 3,6 \quad (65)$$

onde

Q_1	calor transmitido através das paredes, piso ou teto, kJ/24h
A	área da superfície externa da parede, piso ou teto, m^2
U	coeficiente total de transmissão de calor (tab. 12), $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
t_e	temperatura externa da câmara frigorífica, $^\circ C$
t_i	temperatura interna da câmara frigorífica, $^\circ C$
Δt_{ins}	acréscimo de temperatura devido à insolação (tab. 13), $^\circ C$

Para o piso sobre o chão a temperatura externa deverá ser considerada, como a temperatura de bulbo úmido do ar externo, não havendo insolação.

Quando houver paredes comuns a duas câmaras frigoríficas que possuam diferentes temperaturas, haverá fluxo de calor através da parede da câmara mais quente para a mais fria. Neste caso a temperatura da câmara mais quente deverá ser tomada como a temperatura externa em relação a esta parede somente. As demais, não sendo comuns às duas câmaras, serão calculadas normalmente.

TABELA 12 - COEFICIENTE TOTAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

Parede interna	
. simples (madeira), 1,5cm	3,35
. concreto sem reboco, 5cm	3,61
. concreto sem reboco, 10cm	3,14
. concreto reboco nas duas faces, 5cm	3,14
. concreto reboco nas duas faces, 15cm	2,56
. tijolo cheio, rebocada , 12cm	2,38
. tijolo oco, rebocada , 12cm	2,21
. tijolo oco, rebocada , 25cm	1,55
. tijolo refratário cheio, rebocada , 25cm	1,86
Parede externa	
. simples de chapa ondulada de cimento-amianto, 1 cm	6,58
. simples de chapa lisa de cimento-amianto, 1 cm	6,23
. tijolo comum, cheios sem reboco, 25 cm	2,04
. tijolo comum, cheios com reboco, 25 cm	1,98
. tijolo comum, cheios com reboco, 12 cm	1,56
. tijolo comum oco, rebocado, 25 cm	2,11
. tijolo comum oco, 25 cm, com 1,5 cm de celotex	1,14
. concreto sem reboco, 5cm	4,88
. concreto sem reboco, 10cm	4,19
. concreto sem reboco, 15cm	3,61
. concreto com reboco, 5cm	4,07
. concreto com reboco, 10cm	3,49
. concreto com reboco, 15cm	3,14
. pedra , 20 cm	3,98
. pedra , 40 cm	2,78
Entrepisos	
. madeira sobre barrotes, 2,5cm	1,98
. madeira, 2,5cm e celotex, 1,5cm	1,00
. concreto rebocado, 10cm	2,33
. concreto com piso de taco, 10 cm	1,10
Forros	
. estuque	3,92
. celotex, 1,5cm	2,11
. celotex e estuque, 2,5cm	1,30
Coberturas	
. telha de barro	11,63
. madeira, 2,5cm e telha de barro	3,02
Aberturas	
. porta simples de ferro com vidros	7,56
. porta simples de madeira com 85% de vidros	6,40
. porta dupla de madeira com vidros (espaço > 2cm)	2,56
. porta de madeira maciças, 2cm	3,92
. porta de madeira maciças, 4cm	2,62
. clarabóia simples	7,56
. clarabóia dupla	3,49

TABELA 13 - INSOLAÇÃO PARA CÂMARAS FRIGORÍFICAS

TIPO DE SUPERFÍCIE	ORIENTAÇÃO			
	LESTE	NORTE	OESTE	TELHADO
cor escura (ardósia, asfalto, tinta preta)	5	3	5	11
cor média (madeira, tijolos, cimento, pintura vermelha, cinza ou verde)	4	3	4	8
cor clara (pedras brancas, cimento claro, pintura branca)	2	1	2	5

14.2.2 Calor devido à infiltração

A cada vez que a porta é aberta o ar externo penetra no interior da câmara, representando uma carga térmica adicional, porém a determinação exata deste volume é muito difícil, sendo adotados valores aproximados para o número de trocas por dia. O calor devido à infiltração pode ser calculado através da seguinte equação:

$$Q_2 = V_i n (h_e - h_i) \quad (66)$$

onde

Q_2 calor devido à infiltração, kJ/24h

V_i volume interno da câmara frigorífica, m³

n número de trocas de ar por 24 horas (tab. 14)

h_e entalpia do ar externo (tab. 15), kJ/m³

h_i entalpia do ar interno da câmara frigorífica (tab 15), kJ/m³.

TABELA 14 - NÚMERO DE TROCAS DE AR

VOLUME V_i (m ³)	TEMP. CÂMARA		VOLUME V_i (m ³)	TEMP. CÂMARA	
	$t_i < 0^\circ\text{C}$	$t_i \geq 0^\circ\text{C}$		$t_i < 0^\circ\text{C}$	$t_i \geq 0^\circ\text{C}$
5	36	47	200	4,5	6
7	30	39	300	3,7	5
10	24	32	400	3,2	4,1
15	20	26	500	2,8	3,6
20	17	22	700	2,3	3
25	15	19	1000	1,9	2,5
30	13	17	1200	1,7	2,2
40	11	15	1500	1,5	2
50	10	13	2000	1,3	1,7
60	9	12	3000	1,1	1,4
80	8	10	4000	1,1	1,2
100	7	9	5000	1	1,1
125	6	8	10000	0,8	0,95
150	5,5	7	15000	0,8	0,9

TABELA 15 - ENTALPIA DO AR ÚMIDO (kJ/m³)

TEMPERATURA (°C)	UMIDADE RELATIVA					
	90%	80%	70%	60%	50%	40%
-45	-69,92	-69,92	-69,92	-69,92	-69,92	-69,92
-47,5	-65,31	-65,31	-65,31	-65,31	-65,31	-65,31
-40	-60,71	-60,71	-60,71	-60,71	-60,71	-60,71
-37,5	-56,10	-56,10	-56,10	-56,10	-56,10	-56,10
-35	-51,50	-51,50	-51,50	-51,50	-51,50	-51,50
-32,5	-46,89	-46,89	-47,31	-47,31	-47,73	-47,73
-30	-42,71	-42,71	-43,12	-43,12	-43,54	-43,54
-27,5	-38,52	-38,52	-38,94	-38,94	-39,36	-39,36
-25	-34,33	-34,33	-34,75	-34,75	-35,17	-35,17
-22,5	-30,14	-30,14	-30,56	-30,56	-30,98	-30,98
-20	-25,96	-25,96	-26,38	-26,38	-26,80	-26,80
-17,5	-21,77	-21,77	-22,19	-22,61	-23,03	-23,03
-15	-17,58	-17,58	-18,00	-18,42	-18,84	-19,26
-12,5	-12,98	-13,40	-13,82	-14,24	-14,65	-15,07
-10	-8,79	-9,21	-9,63	-10,05	-10,47	-10,89
-7,5	-4,19	-4,61	-5,04	-5,46	-5,88	-6,30
-5	-0,84	-0,00	-0,84	-1,67	-2,51	-3,35
-2,5	5,86	5,02	3,77	2,93	1,67	0,84
0	11,30	10,05	8,79	7,54	6,28	5,02
2,5	16,75	15,07	13,82	12,14	10,89	9,21
5	22,19	20,52	18,84	17,17	15,07	13,40
7,5	28,05	26,38	24,28	22,19	19,68	17,58
10	34,33	32,24	29,73	27,21	24,70	22,19
12,5	41,45	38,52	35,59	32,66	29,73	26,80
15	48,99	45,22	41,87	38,52	35,17	31,82
17,5	56,52	52,34	48,57	44,80	41,03	36,84
20	64,90	60,29	56,10	51,50	46,89	42,29
22,5	74,11	69,08	64,06	58,62	53,17	48,15
25	84,57	78,71	72,43	66,15	59,87	54,01
27,5	95,88	88,76	81,64	74,53	67,41	61,66
30	108,44	100,06	91,69	83,32	75,36	66,99
32,5	121,84	112,21	102,58	92,95	83,74	74,11
35	136,91	125,60	115,14	103,83	92,95	82,06
37,5	153,24	140,26	128,12	115,56	102,58	90,43
40	171,24	156,17	141,93	127,70	113,04	99,23
42,5	191,34	173,75	157,42	141,10	124,77	108,44
45	212,69	192,59	174,17	156,17	137,75	118,91

14.2.3 Calor devido ao produto e embalagem

A carga térmica do produto a ser conduzido e conservado para o interior da câmara é composto da retirada de calor para reduzir sua temperatura até o nível desejado e da geração de calor durante a estocagem, como no caso de frutas e verduras. A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se o produto, seu estado inicial, massa, calor específico acima e abaixo do congelamento e calor latente.

Para o caso do congelamento do produto na própria câmara, o cálculo da quantidade de calor a ser removida envolve as seguintes etapas:

a) Calor removido antes do congelamento

$$Q_{3a} = m_p c_1 (t_p - t_c) \quad (67)$$

b) Calor latente de congelamento

$$Q_{3b} = m_p L \quad (68)$$

c) Calor removido após o congelamento

$$Q_{3c} = m_p c_2 (t_c - t_i) \quad (69)$$

onde

Q_{3a} calor devido ao produto antes do congelamento, kJ/24h

Q_{3b} calor devido ao produto durante o congelamento, kJ/24h

Q_{3c} calor devido ao produto após o congelamento, kJ/24h

m_p massa diária de produto, kg/24h

c_1 calor específico do produto antes do congelamento (tab. 16), kJ/kg°C

c_2 calor específico do produto depois do congelamento (tab. 16), kJ/kg°C

t_p temperatura inicial do produto, °C

t_c temperatura de congelamento, °C

L calor latente de congelamento do produto (tab. 16), kJ/kg

t_i temperatura interna da câmara frigorífica, °C

Quando se deseja somente resfriar o produto sem congelá-lo, será calculado somente o calor removido antes do congelamento ou quando o produto já entra congelado dentro da câmara será calculado somente o calor após o congelamento.

Ainda no caso de frutas e verduras frescas há que se considerar o calor produzido pelo metabolismo, pois continuam vivos. Há o chamado calor de respiração, que depende do produto e da temperatura. Quanto mais baixa a temperatura do produto, menor será esta carga térmica, Seu valor é calculado pela fórmula a seguir:

$$Q_{3r} = m_a R \quad (70)$$

onde

- Q_{3r} calor devido à respiração do produto, kJ/24h
 m_a massa de produto armazenado, kg
 R calor de respiração do produto (tab. 16), kJ/kg 24h

Não se deve esquecer também do calor representado pela embalagem, calculado pela fórmula a seguir:

$$Q_{3e} = m_e c_e (t_p - t_i) \quad (71)$$

onde

- Q_{3e} calor devido à embalagem, kJ/24h
 m_e massa diária de embalagem, kg/24h
 c_e calor específico da embalagem (2,8 p/ madeira e 1,88 p/ papelão), kJ/kg°C
 t_p temperatura inicial da embalagem, °C
 t_i temperatura interna da câmara frigorífica, °C

TABELA 16 - DADOS DE ALGUNS PRODUTOS

PRODUTO	t_i	ϕ	t_c	c_1	c_2	L	R	T
Abacate	7...13	85...90	-2,7	3,81	2,05	318,20	-	120
Alface	0	90...95	-0,4	4,02	2,01	318,20	2,721	90/120
Aves frescas	0	85...90	-	3,31	-	-	-	7
Aves congeladas	-29	90...95	-2,8	-	1,55	247,02	-	270/300
Carne de vaca fresca	-1...1	88...92	-	3,22	-	-	-	7...42
Carne de vaca cong.	-15	90...95	-1,7	-	1,67	234,46	-	180/270
Cebola	0	70...75	-1,0	3,77	1,93	288,89	1,256	180/240
Laranjas	0...1	85...90	-2,2	3,77	1,93	288,89	0,921	56/84
Maçãs	-1...0	85...90	-2,0	3,60	1,88	280,52	1,047	60/180
Morango fresco	-0,5...0	85...90	-	3,85	-	-	3,391	7...10
Peixe congelado	-18	85...90	-1,7	-	1,88	284,70	-	90/120
Pêssegos	-0,5...0	85...90	-	3,77	-	-	1,298	14/28

onde na (tab. 16):

- t_i temperatura de conservação, °C
 ϕ umidade relativa, %
 t_c ponto de congelamento, °C
 c_1 calor específico antes do congelamento, kJ/kg°C
 c_2 calor específico depois do congelamento, kJ/kg°C
L calor latente de congelamento, kJ/kg
T tempo aproximado de conservação, dias
R calor de respiração a 0°C, kJ/kg 24h

Cada sistema deve ser projetado para um determinado fim onde a carga térmica a ser retirada pelo equipamento em um certo período de tempo deve ser calculada criteriosamente. Quando o produto é resfriado ou congelado ter-se-á

uma carga térmica formada basicamente pela retirada de calor de forma a reduzir sua temperatura até o nível desejado. Já a estocagem é função do isolamento térmico, abertura de porta, iluminação, pessoas e motores. No caso de frutas e hortaliças frescas deve-se também levar em consideração o calor de respiração.

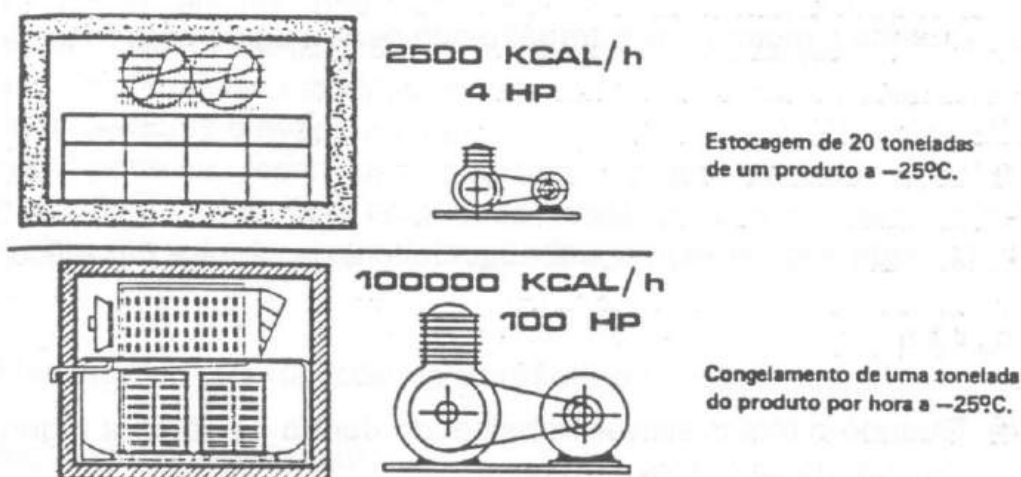
No entanto a parcela de calor retirada durante o resfriamento ou congelamento é bem maior quando comparada com a estocagem, exigindo um estudo mais cuidadoso da solução a adotar. A (fig. 157) mostra a diferença entre congelar e estocar a -25°C .

Note-se que a carga térmica do resfriamento ou congelamento é grande. Para que possa ser feito realmente na própria câmara de estocagem, a mesma deverá ser projetada com a capacidade frigorífica adequada.

Caso isto não ocorra, o produto quente ao ser colocado na câmara aumentará a temperatura da câmara, resultando em dois efeitos desfavoráveis: o produto já estocado é afetado pela maior temperatura e o resfriamento ou congelamento do produto que entra será muito lento.

Muitas vezes é mais interessante resfriar ou congelar o produto em um sistema separado. Evidentemente é preciso uma análise antes da seleção.

FIGURA 157 - DIFERENÇA ENTRE CONGELAMENTO E ESTOCAGEM DE UM PRODUTO



14.2.4 Calor cedido por pessoas

$$Q_4 = n q n_p \quad (72)$$

onde

Q_4 calor emitido pelas pessoas, kJ/24h

n número de pessoas que circulam na câmara frigorífica

q calor gerado por pessoa (tab. 17), kJ/h

n_p número de horas que cada pessoa permanece na câmara, h/24h

TABELA 17 - CALOR GERADO POR PESSOAS

TEMP. DA CÂMARA (°C)	calor equivalente/pessoa (kJ/h)
10	758,86
5	872,25
0	976,92
-5	1081,59
-10	1168,82
-15	1308,38
-20	1413,05

14.2.5 Calor cedido pela iluminação

$$Q_5 = P n_i \times 3,6 \quad (73)$$

onde

Q_5 calor emitido pela iluminação, kJ/24h

P potência das lâmpadas, W

n_i número de horas de funcionamento da iluminação, h/24h

14.2.6 Calor cedido pelos motores

a) Quando o motor estiver trabalhando dentro da câmara frigorífica:

$$Q_6 = \frac{P n_m}{\eta} \times 3,6 \quad (74)$$

b) Quando o motor estiver trabalhando fora da câmara frigorífica:

$$Q_6 = P n_m \times 3,6 \quad (75)$$

d) Quando o motor estiver trabalhando dentro da câmara frigorífica, porém dissipando calor fora da mesma:

$$Q_6 = \frac{P n_m (1 - \eta)}{\eta} \times 3,6 \quad (76)$$

onde

Q_6 calor emitido pelos motores, kJ/24h

P potência dos motores, W

n_m número de horas de funcionamento do motor, h/24h

η rendimento aproximado do motor (tab. 18)

TABELA 18 – RENDIMENTO DOS MOTORES

Potência do motor (W)	η
< 368	0,60
368 a 2208	0,68
2209 a 14720	0,85

14.2.7 Carga térmica total

O Cálculo da carga térmica é feito normalmente para 24 horas, no entanto, o equipamento de refrigeração não deve funcionar 24 horas por dia a fim de permitir a manutenção e o descongelamento diário do evaporador. O gelo formado tende a isolar a serpentina evaporadora reduzindo sua capacidade de refrigeração. Assim sendo, a carga térmica deve ser distribuída ao longo de um número de horas menor, representando o tempo de funcionamento diário do equipamento que varia de 16 a 20h/dia.

Nestas condições podemos calcular a carga térmica total da instalação frigorífica somando-se Q_1 a Q_6 obtendo-se a carga térmica diária em kJ/ 24horas, que dividida pelo tempo de funcionamento diário do equipamento fornece a carga térmica em kW. Este resultado permitirá a escolha adequada dos equipamentos para a referida instalação frigorífica.

Após calcular as potências frigoríficas, em jogo e fixar as temperaturas de funcionamento da instalação, pode-se escolher o ciclo de refrigeração mais conveniente o qual poderá ser traçado em um diagrama T-S ou p-h.

A fixação das temperaturas de funcionamento, normalmente exige o cálculo prévio dos condensadores e evaporadores.

A seguir podem-se local os equipamentos em plantas e traçar as canalizações do fluido frigorífico com seus respectivos acessórios, a fim de possibilitar os cálculos subsequentes de especificação dos equipamentos.

14.2.8 Carga térmica em refrigeradores domésticos e comerciais

Em refrigeradores domésticos:

A capacidade varia de: 60 a 600 l

A potência frigorífica usual: 0,2 TR/m³

Consumo de potência: 0,5 CV/m³

Em refrigeradores comerciais a carga térmica pode ser calculada pela (tab.

19).

TABELA 19 - REFRIGERADORES COMERCIAIS

TIPO	Finalidade	Temp. câmara	Pf (W/m)	Pm (CV/m)
Horizontal fechado	Carnes não empacotadas	-2 a 3°C	319,8	0,2
	Bebidas	10 a 15°C	465,2	0,2
Horizontal aberto	Congelados	-15 a -20°C	732,7	0,8
	Carnes empacotadas	-2 a 3°C	523,4	0,3
Vertical aberto	Lacticínios	0 a 4°C	1511,9	0,87
	Verduras	0 a 6°C	1511,9	0,87

14.3 EXEMPLO ILUSTRATIVO

EXEMPLO 14.3.1: Calcular a carga térmica de uma câmara de frutas para maçãs (fig. 158) com seguintes dados iniciais:

Situação: SANTOS.

Vias de acesso: Ferroviária, rodoviária e marítima.

Condições externas: $t_s = 33^\circ\text{C}$, $t_u = 27^\circ\text{C}$, $\phi = 65\%$

Condições internas: $t_i = 0^\circ\text{C}$, $\phi = 85\%$

Finalidade:

- Resfriamento de 60 toneladas/24h, de maçãs em caixas de madeira de 3 kg de $55 \times 33 \times 33$ cm, contendo 21 kg de maçãs dentro.
- Armazenagem de 390 toneladas de maçãs em caixas.

Altura máxima de empilhamento: 4m

Construção (fig. 158):

- Piso: sobre terra.
- Teto: sob telhado.
- Face Leste: Há uma câmara de peixes congelados a -20°C .
- Paredes de cor média.

Coefficientes totais de transmissão de calor:

- $U_{\text{parede interna}} = 0,428 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $U_{\text{parede externa}} = 0,341 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $U_{\text{teto}} = 0,244 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $U_{\text{piso}} = (\text{calcular})$

Casa de máquinas: $2 \text{ m}^2/\text{TR}$

Iluminação:

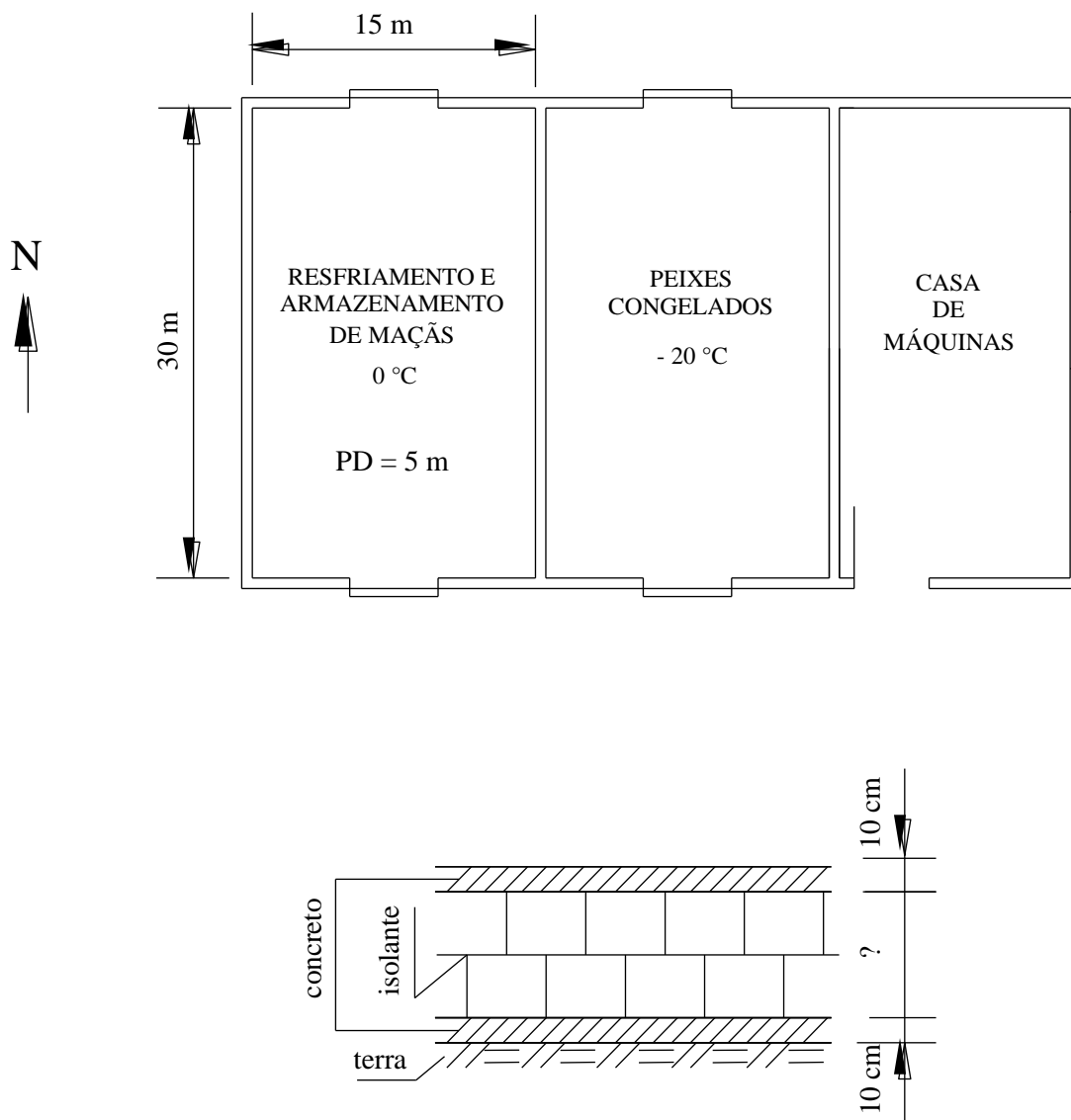
- Fluorescente especial para baixas temperaturas 5 W/m^2 (acendimento 8h/24h)

Tempo de funcionamento diário dos equipamentos: 20h/24h

Pessoas: 2 pessoas trabalhando 8h/dia.

Motor da empilhadeira: 10 CV (7360 W), funcionamento de 2h/24h.

FIGURA 158 - PLANTA BAIXA DA INSTALAÇÃO E PERFIL DO PISO



EXEMPLO 14.3.2: Pede-se para a câmara de maçãs do exemplo 14.3.1:

- montar um sistema de refrigeração com expansão direta e condensação a ar;
- seleccionar no mercado os equipamentos e acessórios para montagem do referido sistema (unidade evaporadora, unidade condensadora ou condensador remoto mais compressores, válvula de expansão, válvula solenoide, pressostatos, visor de líquido, filtro secador e as portas frigoríficas);
- Com base na seleção das unidades evaporadoras recalculer a carga térmica relativa aos motores destas unidades que foi estimada no exemplo 14.3.1;
- calcular o ponto de força para alimentação elétrica da referida câmara em kW;
- calcular o diâmetro das linhas frigoríficas.

15 FLUIDOS REFRIGERANTES

São substâncias empregadas como veículos térmicos na realização dos ciclos de refrigeração. Em ciclos de compressão a vapor, o refrigerante é o fluido de trabalho que alternadamente vaporiza e condensa quando absorve e libera energia térmica. Um refrigerante satisfatório deveria possuir certas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que faz o seu uso seguro e econômico, no entanto, não existe um refrigerante ideal. As largas diferenças entre as condições operacionais e as exigências das várias aplicações fazem com que o refrigerante ideal seja uma meta impossível de se alcançar. Então, um refrigerante só se aproxima das condições ideais somente quando suas propriedades satisfazem as condições e exigências de uma determinada aplicação.

São características desejáveis dos refrigerantes:

O refrigerante deve ser não inflamável, não explosivo, não tóxico em seu estado puro ou quando misturado com o ar e também, não deve contaminar alimentos ou outros produtos armazenados no espaço refrigerado se ocorrer um vazamento no sistema.

As pressões correspondentes às temperaturas disponíveis com os meios de condensação normais não devem ser excessivas, para assim eliminar a necessidade de construção extremamente pesada.

As pressões correspondentes às temperaturas necessárias para maior parte dos processos de condicionamento de ar e refrigeração devem ser acima da pressão atmosférica para assim evitar penetração de ar e vapor d' água.

Um calor de vaporização relativamente grande é desejável para que as capacidades necessárias possam ser obtidas com o menor peso do fluxo de refrigerante.

O vapor deve ter um volume específico relativamente baixo, porque é este volume que estabelece a dimensão necessária ou deslocamento do compressor. Esta propriedade é mais importante para o compressor alternativo do que para a máquina centrífuga a qual é uma bomba de baixa pressão e grande volume.

É desejável que o refrigerante tenha um baixo calor específico no estado líquido para que menos calor seja necessário para esfriar o líquido partindo da temperatura de condensação até a temperatura a qual o resfriamento deve ser realizado. O calor necessário para este resfriamento resulta em "Flash Gás", e diminui o efeito de refrigeração ou capacidade de resfriamento do refrigerante circulado.

Os coeficientes de transferência de calor e a viscosidade devem contribuir para boas proporções de transferência de calor.

O refrigerante deve ser facilmente detectado por indicadores adequados para localizar vazamentos no sistema.

O refrigerante deve ser compatível com os óleos lubrificantes usuais, e não devem alterar sua efetividade com lubrificantes.

O refrigerante não deve ser corrosivo para os metais usualmente empregados em um sistema de refrigeração e devem ser quimicamente estáveis.

O refrigerante deve ser facilmente disponível, de custo baixo, ambientalmente seguro, não contribuir para a destruição da camada de ozônio ou para aumentar o efeito estufa e ser de fácil manuseio.

A *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*, (ASHRAE) lista mais de 100 refrigerantes, com as designações numéricas deles, fórmulas químicas, diagramas ph, propriedades termodinâmicas e outras características nos livros *Fundamentals* e *Refrigeration* (ASHRAE). Os técnicos, engenheiros e outros profissionais da área de refrigeração devem se manter sempre atualizados com as pesquisas que estão sendo desenvolvidas na indústria de refrigerante, em virtude de projetos de pesquisa serem continuamente patrocinados pelas organizações da indústria de refrigeração para melhorar os refrigerantes, equipamentos e técnicas de projeto disponíveis para refrigeração, ar condicionado e aplicações em bomba de calor.

Os refrigerantes mais utilizados na indústria podem ser classificados nos seguintes grupos:

- Hidrocarbonetos halogenados
- Hidrocarbonetos puros
- Compostos inorgânicos
- Misturas azeotrópicas
- Misturas não azeotrópicas

HIDROCARBONETOS HALOGENADOS: São hidrocarbonetos que contêm, na sua composição, um ou mais dos seguintes halogênios: Cl, F, Br. O hidrogênio pode ou não aparecer.

As designações numéricas destes hidrocarbonetos são:

1º. algarismo, nº. de átomos de C-1 (se for nulo, omite-se)

2º. algarismo, nº. de átomos de H+1

3º. algarismo, nº. de átomos de F

Como por exemplo:

CCl_3F - Tricloromonofluormetano, R-11 (CFC-11)

CHClF_2 - Monoclorodifluormetano, R-22 (HCFC-22)

CHF_2CHF_2 - Tetrafluoretano, R-134 (HFC-134)

$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ - Tetrafluoretano, R-134a (HFC-134a)

CBrF_3 - Bromotrifluormetano, R-13B1 (B1 indica o nº. de átomos de Br)

Os isômeros são distinguidos por um critério de simetria, baseado nas massas atômicas dos átomos ligados a cada átomo de carbono.

HIDROCARBONETOS PUROS: Seguem a mesma regra de designação dos hidrocarbonetos halogenados (até o número 300), são adequados especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímica, como por exemplo:

CH_4 - Metano, R-50 (HC-50).

CH_3CH_3 - Etano, R-170 (HC-170).

$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ - Propano, R-290 (HC-290).

$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$ - Isobutano, R-600a (HC-600a).

COMPOSTOS INORGÂNICOS: Estes compostos são designados com, 700 + peso molecular, como por exemplo:

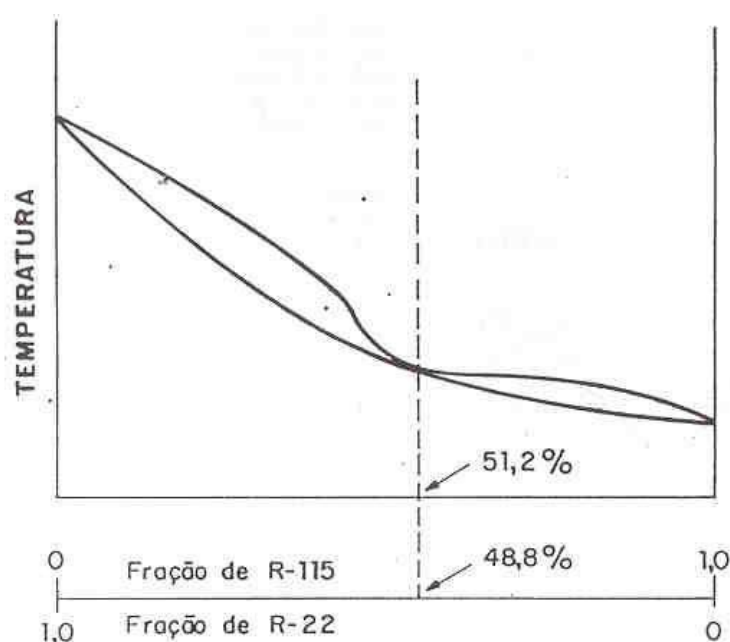
NH_3 - Amônia, R-717.

CO_2 - Dióxido de carbono, R-744.

SO_2 - Dióxido de enxofre, R-764.

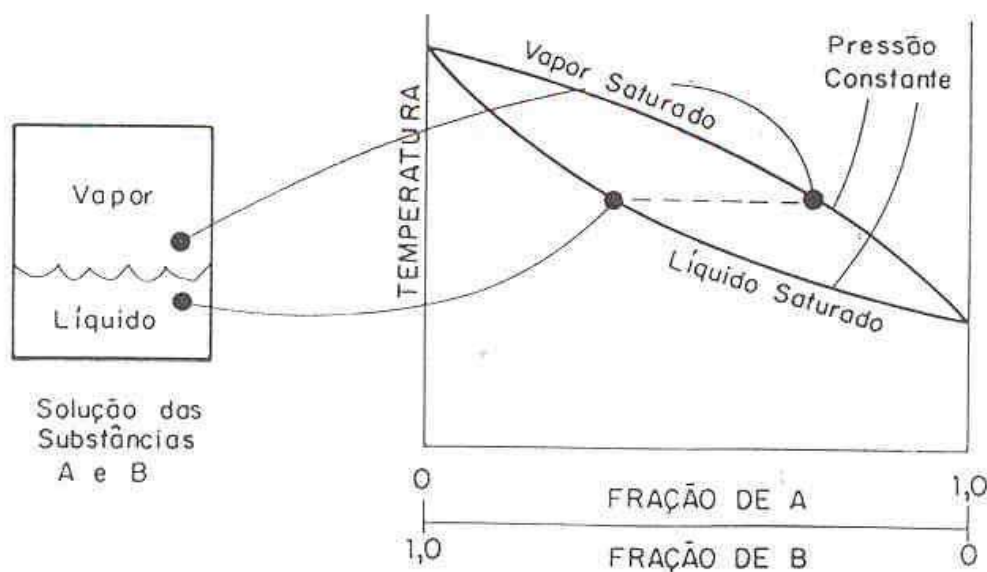
MISTURAS AZEOTRÓPICAS: Uma mistura azeotrópica de duas substâncias é aquela que não pode ser separada em seus componentes por destilação. Um azeotrope evapora e condensa como uma substância simples com propriedades diferentes das de cada um de seus constituintes. Uma mistura azeotrópica apresenta um diagrama de equilíbrio em que as linhas de líquido e vapor saturado se tangenciam em um ponto, condição para qual a mistura se comporta como se fosse uma substância pura de propriedades distintas daquelas dos constituintes, como pode ser observado na (fig. 159) para o R-502 (48,8%, R-22 + 51,2%, R-115).

FIGURA 159 - DIAGRAMA DE EQUILÍBRIO DO REFRIGERANTE, R-502



MISTURAS NÃO AZEOTRÓPICAS: São misturas de refrigerantes que se comportam como uma mistura binária, a concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio, a uma dada pressão e temperatura, como indicado no diagrama de equilíbrio (pressão, temperatura, concentração) da (fig. 140).

FIGURA 140 - DIAGRAMA DE EQUILÍBRIO DE UMA MISTURA NÃO AZEOTRÓPICA DE DOIS COMPONENTES A E B



15.1 ASPECTOS CARACTERÍSTICOS DOS REFRIGERANTES

TOXICIDADE: Excluindo o ar, todos os refrigerantes podem causar sufocações se eles estiverem presentes em quantidade suficiente para criar deficiência de oxigenação, porém alguns são realmente prejudiciais mesmo quando estão presentes em pequenas percentagens.

TOXIDADE:

R-11, R-12, R-22, R-170, R-718, Não.

R-30, R-40, R-717, R-764, Sim.

MISCIBILIDADE: A habilidade do refrigerante se misturar com o óleo tem vantagens como fácil lubrificação das partes dos sistemas e relativa facilidade do óleo voltar ao compressor e desvantagens como diluição do óleo no compressor, pobre transferência de calor e problemas de controle.

MISCIBILIDADE DO ÓLEO:

- R-11, R-12, R-22, R-30, R-40, R-170, Sim;

- R-717, R-718, R-764, Não.

TENDÊNCIA A FUGAS: Aumenta de modo diretamente proporcional à pressão e inversamente proporcional ao peso molecular. O peso molecular está relacionado diretamente com o volume específico do vapor, quanto maior é o peso molecular maior é o volume específico. Ex: R-717, peso mol. 17,0; R-22, peso mol. 86,5 (menor tendência a fugas).

ODOR: Sob o ponto de vista de constatação de vazamento, um leve odor pode ser vantajoso, uma vez que uma pequena fuga de refrigerante pode ser detectada e corrigida imediatamente antes que todo o refrigerante se perca ou que haja qualquer dano físico. Os freons são praticamente inodoros, O R-717 e o R-764A tem cheiro forte.

UMIDADE: Embora todos os refrigerantes absorvam umidade em quantidades variáveis, esta deve ser retirada do sistema de refrigeração. A água, quando existente, tem dois efeitos perniciosos: Um é a água não absorvida pelo refrigerante (água livre) que congela nos pontos onde $t < 0^{\circ}\text{C}$, isto obstruirá os dispositivos medidores, resultando um bloqueamento do sistema. O segundo é a formação de ácidos corrosivos motivados por reações químicas. Estes ácidos causarão lama, cobreamento e deterioração, dentro do sistema de refrigeração. Os motores dos compressores herméticos podem ser curto-circuitados como resultados de formações ácidas.

DETECÇÃO DE VAZAMENTOS: Há muitos métodos de detecção de fugas, ou vazamentos, porém os mais comuns são:

- teste por imersão;
- teste por bolhas de sabão;
- teste de fugas hálide (Para hidrocarbonetos halogenados);
- teste com detector eletrônico (Para hidrocarbonetos halogenados).

INFLAMABILIDADE: Os refrigerantes variam extremamente nas suas possibilidades de queimar ou favorecer a combustão:

FLAMABILIDADE OU EXPLOSIVIDADE:

R-11, R-12, R-22, R-30, R-718, R-764, Não Inflamáveis.

R-40 8,1 - 17,2

R-170 3,3 - 10,6

R-717 16,0 - 25,0

15.2 DESENVOLVIMENTO E CARACTERÍSTICAS DOS REFRIGERANTES

Saúde, segurança, meio ambiente e preocupações com a conservação de energia continuam motivando a indústria da refrigeração para melhorar e desenvolver refrigerantes novos.

Inicialmente, a refrigeração mecânica era limitada a algumas aplicações com amônia, dióxido de enxofre e cloreto de metila que eram os únicos refrigerantes disponíveis, todos altamente tóxicos. Com o desenvolvimento de pequenas unidades domésticas e comerciais, automáticas, os refrigerantes dióxido de enxofre e cloreto de metila entraram em uso. O cloreto de metila foi desenvolvido para uso em compressores centrífugos. Com exceção da amônia, todos estes refrigerantes foram substituídos pelos HIDROCARBONETOS HALOGENADOS, sintetizados a partir dos hidrocarbonetos da série metano e etano que, devido às suas excepcionais qualidades, constituem modernamente os refrigerantes para a maior parte das instalações de refrigeração.

Os refrigerantes halogênicos são os mais largamente usados. São inodoros em concentrações até 20% por volume no ar. Em concentrações acima desta, resulta um odor suave como éter. Vapores destes refrigerantes são substancialmente inodoros e não irritantes.

Os refrigerantes halogêneos desta série são essencialmente não tóxicos. Seus vapores e líquidos são ininflamáveis e não combustíveis porque eles não contêm elementos que alimentam a combustão. Eles não corroem os metais comumente usados em equipamentos de refrigeração desde que os refrigerantes sejam secos ou livres de vapor d'água. Na presença de vapor d'água estes refrigerantes podem ser totalmente corrosivos.

Eles têm uma alta ação solvente sobre a borracha natural, mas materiais de borracha sintética podem ser usados satisfatoriamente.

Tanto na forma líquida como na de vapor, eles não têm efeito no odor, gosto, cor ou estrutura de materiais refrigerados tais como laticínios, carnes, vegetais, vida de plantas ou peles e tecidos.

Os hidrocarbonetos permanecem como os únicos refrigerantes na atualidade em extenso uso. A amônia ainda é usada amplamente em plantas de gelo, pistas de patinação e aplicações de armazenamento de frio, devido suas excelentes propriedades térmicas. Alguns outros refrigerantes também encontram uso limitado em aplicações especiais.

Em 1974, Molina e Rowland, pesquisadores do Departamento de Química da Universidade da Califórnia, apresentaram uma teoria de que os CFC's estariam destruindo a camada de ozônio.

Por sua grande estabilidade química, os CFC's conseguem chegar na estratosfera intactos, sem modificar a sua molécula. Nessa altura, a forte radiação solar existente quebra a molécula de CFC, e o átomo de cloro se desprende o que permite que ele reaja com o ozônio. Cada átomo de cloro poderia destruir cerca de 100.000 moléculas de ozônio antes de ficar inativo, retornando eventualmente à troposfera, onde as chuvas e outros processos o removeriam da atmosfera.

Segundo essa teoria, os CFC's permanecem na atmosfera por longo período, de 40 a 150 anos.

Após vários anos de negociação, paralelamente a um intenso debate científico, foi possível firmar, em setembro de 1987, em Montreal (Canadá), um acordo entre vários países, com o objetivo de proteger a camada de ozônio. Inicialmente com 24 países participantes, o acordo chamado PROTOCOLO DE MONTREAL, definiu prazos para a redução da produção e consumo de substâncias prejudiciais à camada de ozônio.

Atualmente constam do Protocolo todas as substâncias com reconhecido Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (cujá sigla em inglês é ODP). O ODP não é o mesmo para todas as substâncias, pois algumas são mais agressivas e outras menos. Por esse motivo, os prazos para redução de produção e consumo destas substâncias são diferentes.

Com o Protocolo de Montreal, as restrições ao uso dos CFC's serão cada vez maiores. Os preços destes produtos, à medida que a produção for diminuindo, serão cada vez maiores. Mesmo a importação não será mais viável.

Tendo o Brasil assinado o Protocolo de Montreal, comprometendo-se, portanto a cumprir com os prazos de redução estabelecidos, fica obrigado a buscar alternativas ao uso do CFC, bem como controlar a sua emissão.

Um alternativo aos CFC's deve ser isento de cloro, conseqüentemente seu ODP seria igual a zero. Parcialmente halogenado (contendo hidrogênio) para diminuir o tempo de permanência do gás na atmosfera. Mínimo potencial de efeito estufa (GWP), (tab. 20).

TABELA 20 - TEMPO DE RESIDÊNCIA NA ATMOSFERA PARA ALGUNS REFRIGERANTES, ODP (OZONE DEPLETING POTENTIAL) E GWP (GLOBAL WARMING POTENTIAL)

Refrigerante	Tempo de vida (anos)	ODP	GWP
CFC-11	60	1,00	1,00
CFC-12	120	1,00	3,00
CFC-113	90	0,80	1,40
CFC-114	200	0,70	3,90
CFC-115	400	0,40	7,50
HCFC-22	15	0,05	0,34
HCFC-123	2	0,02	0,02
HCFC-124	7	0,02	0,10
HCFC-141b	8	0,10	0,09
HCFC-142b	19	0,06	0,36
HFC-125	28	0,00	0,58
HFC-134a	16	0,00	0,26
HFC-143a	41	0,00	0,74
HFC-152a	2	0,00	0,03

Em geral, os fluidos refrigerantes alternativos não podem simplesmente ser carregados em um sistema destinado ao uso de CFC's. Dependendo das características específicas da máquina, é possível que os materiais precisem ser substituídos e que o compressor, em muitos casos, precise ser modificado. Quando se converte, por exemplo, um chiller de CFC para HFC-134a, é necessário substituir o lubrificante. Os registros de manutenção devem conter quaisquer modificações que tenham sido feitas nos componentes originais do sistema. Além disso, o fabricante do equipamento deve ser consultado sobre a compatibilidade das peças do sistema com o novo fluido refrigerante.

Há mais de 100 compostos que têm propriedades refrigerantes que os fazem candidatos para uso em sistemas de refrigeração. Destes, menos de uma dúzia são frequentemente usados na maioria das aplicações. A seguir descrevem-se as propriedades e características de alguns refrigerantes usados em sistemas de refrigeração.

R-11 (TRICLOROMONOFUORMETANO): É um CFC da série do metano. As baixas pressões operacionais do R-11 e seu significativo volume específico requerem um deslocamento do compressor maior por tonelada de efeito de refrigeração (1,0 m³/min). O R-11 é principalmente usado em sistemas de ar condicionado grandes, na gama de 150 a 2000 TR (527 a 7034 kW) de capacidade e em resfriamento de água e salmoura de processamento industrial. Também como refrigerante secundário ou fluido transferidor de calor, quando são importantes o baixo ponto de congelamento e propriedades não corrosivas. O R-11 tem um dos mais altos potenciais de destruição da camada dos CFC's. Está sendo substituído pelo R-123 que é um refrigerante melhor para o meio ambiente.

R-123 (2,2-DICLORO-1,1,1-TRIFLUORMETANO): É um HCFC da série do metano usado como um substituto do R-11. Para o retrofit de equipamentos que operam com R-11 para uso com R-123 podem envolver a substituição de alguns componentes do sistema.

R-12 (DICLORODIFLUORMETANO): Foi um dos refrigerantes mais amplamente utilizados no ciclo de compressão a vapor. Amplo campo de aplicação, desde grandes sistemas de refrigeração e ar condicionado até refrigeradores caseiros, inclusive gabinetes para alimentos congelados e sorvetes; estabelecimentos de depósito de gêneros alimentícios; refrigeradores de água; condicionadores de ar de ambientes ou de janelas e outros. Infelizmente, como o R-11, o R-12 têm um alto potencial de destruição da camada de ozônio. Por conseguinte, deve ser substituído por outros refrigerantes como determinou o Protocolo de Montreal.

R-134 (1,1,1,2-DICLORODIFLUORMETANO): O R-134a é um dos principais candidatos para substituir o refrigerante R-12 em muitas de suas aplicações. O R-134a é não inflamável e não explosivo, HFC que tem potencial zero de destruição da camada de ozônio e um baixo efeito estufa. Quanto à toxicidade e aspectos ambientais nos testes realizados, não foram perceptíveis indicações sobre teratogenicidade, mutagenidade e cancerogenicidade.

Devido à ausência de átomos de cloro na molécula do R-134a, este alternativo oferece excelente estabilidade química e térmica, sendo até melhor que o R-12. Isto foi comprovado em diversos testes.

O R-134a é compatível com todos os metais e ligas normalmente usados anteriormente com os CFC's devendo-se evitar o uso de Zinco, Magnésio, Chumbo e Alumínio com mais de 2 % de Magnésio, o que já era válido para os CFC's.

O R-134a apresenta boa compatibilidade com os elastômeros. Contudo as borrachas fluoradas dos tipos FKM ou FPM (Viton) não são recomendadas. Devido à existência de diversos tipos de borracha deve ser analisado caso por caso. Também neste caso deve ser avaliada a compatibilidade do óleo lubrificante com os materiais utilizados.

O R 134a e os óleos minerais ou alquilbenzenos utilizados com os atuais refrigerantes R-12 e R-22 não são miscíveis.

Os lubrificantes que apresentaram melhor miscibilidade foram compostos sintéticos com maior polaridade. Inicialmente os Poli Alquileno Glicóis (PAG's), que

com viscosidades menores que 30 cSt à 40°C, são quase totalmente miscíveis entre - 40 a 80°C.

Porém o uso acabou sendo limitado devido ser altamente higroscópico e apresentar alguns problemas de compatibilidade, por exemplo, com resíduos de cloro. Não são adequados para utilização em compressores herméticos.

Os óleos lubrificantes a base de Poliol Éster (POE's) apresentaram melhores resultados em compressores herméticos e são menos higroscópicos que os PAG's.

Na conversão de equipamentos com CFC's, a umidade deve ser cuidadosamente limpa para minimizar resíduos de refrigerante clorado (CFC), e óleo mineral que sempre contem uma parcela do refrigerante clorado dissolvido, também não devem ser utilizados solventes clorados utilizados para limpeza.

Apesar das excelentes propriedades ecológicas dos refrigerantes isentos de cloro e contendo hidrogênio, estes não podem ser considerados totalmente inofensivos, por apresentarem um potencial de efeito estufa, mesmo que muito baixo, portanto não deve ser liberado para a atmosfera, levando-se em consideração que também existe uma grande quantidade de refrigerante totalmente halogenado, nos equipamentos de refrigeração, a reciclagem é o melhor caminho para se minimizar o efeito estufa.

R-13 (CLOROTRIFLUORMETANO): Foi desenvolvido para aplicações em baixas temperaturas, cerca de - 90°C é usualmente encontrado no estágio de baixa temperatura de um sistema em cascata de dois e três estágios. O refrigerante, R-13 é outro CFC que está sujeito à substituição.

R-22 (MONOCLORODIFLUORMETANO): Foi desenvolvido inicialmente para aplicações em compressores alternativos de simples estágio abaixo de -30°C.

Empregado principalmente em condicionamento de ar residencial e comercial, mas é também amplamente usado em fábricas de produtos alimentícios congelados, armazenagem de gêneros alimentícios congelados, balcões frigoríficos com vitrinas e em outras aplicações de médias e baixas temperaturas.

A principal vantagem do R-22 sobre o R-12 é o deslocamento menor requerido pelo compressor, sendo aproximadamente 60% daquele requerido pelo R-12. Por isso, para um deslocamento de compressor dado, a capacidade de refrigeração é aproximadamente 60% superior à do refrigerante R-22 em relação o refrigerante R-12. Também as dimensões da tubulação de refrigerante geralmente são menores para o R-22 do que para o R-12.

O refrigerante R-22 é um HCFC que também deve ser substituído. Alguns dos refrigerantes que são usados como substituto para R-22 são o R-502, R-134a e R-507a. O R-507a é uma mistura azeotrópica que consiste de R-125 (50%) e R-134a (50% por massa).

R-113 (1,1,2-TRICLORO-1,2,2-TRIFLUORETANO): É usado principalmente em aplicações de sistemas de ar condicionado de tamanhos pequeno a médio e resfriamento industrial. O R-113 é um CFC e está prevista a sua substituição.

R-114 (1,2-DICLORO-1,1,2,2-TETRAFLUORETANO): Seu principal uso, é em grandes sistemas de resfriamento e refrigeração, para processamento industrial. Também é usado em refrigeradores domésticos com compressores rotativos. O refrigerante R-114 é um CFC e deve ser substituído por um novo refrigerante.

R-500 (R-12/R-152A): É uma mistura azeotrópica de R-12 (73,8% por massa) e R-152a (25,2%). A principal vantagem do refrigerante R-500 reside no fato de que sua substituição pelo R-12 resulta em uma elevação da capacidade do compressor de aproximadamente 18%. Usado, até certo ponto, em pequenos equipamentos de ar condicionado comercial e residencial e em refrigeração doméstica; especialmente em áreas onde é comum haver corrente de 50 ciclos.

Considerando que o refrigerante R-500 é uma mistura de um refrigerante CFC e de um refrigerante HCFC, o R-500 também deverá estar fora de uso dentro da primeira metade deste século.

R-502 (R-22/R-115): É uma mistura azeotrópica de R-22 (48,8% por massa) e R-115 (51,2%). Ele foi desenvolvido inicialmente para uso em aplicações de refrigerantes em estágio único e baixas temperaturas no processo de congelamento e armazenagem de alimentos congelados. Ele tem a vantagem de maiores capacidades do que o R-22, enquanto que as temperaturas de descarga do compressor são consideravelmente mais baixas do que aquelas do R-22. Em compressores herméticos refrigerados pelo refrigerante, o resfriamento do motor é melhor do que o obtido com R-22. O R-502 é usado em balcões frigoríficos e depósitos de alimentos congelados e sorvetes, fábricas de produtos alimentícios congelados e como excelente refrigerante não-específico. Também usado em balcões frigoríficos de temperatura média, caminhões frigoríficos e bombas térmicas.

Em equipamentos novos os prováveis substitutos para o R-502 são o R-22 e R-125 e para equipamentos existentes, frequentemente são usados os refrigerantes R402-a e R402-b como substitutos.

R-503 (R-23/R-13): É uma mistura azeotrópica de R-23 (40,1% por massa) e R-13 (59,9%). O R-503 é usado em compressores alternados no estágio de baixa em sistemas em cascata, com R-12, R-22 ou R-502 sendo empregados no estágio de alta. O R-503 tem um ponto de ebulição mais baixo e capacidade maior que o R-13, é comparável ao etileno, com a vantagem de não ser inflamável. Como o R-503 é composto por um CFC e um HCFC, deve também ser substituído por outro refrigerante.

R-717 (AMÔNIA): É um dos primeiros refrigerantes. É usado no campo industrial, em cervejarias, plantas de empacotamento e aplicações similares por causa da alta eficiência do ciclo. Ele tem um baixo volume específico, um calor latente de vaporização relativamente alto e baixo custo, apesar destas propriedades desejáveis é limitada a aplicações industriais e excluída do condicionamento de ar para conforto por ser altamente tóxica e inflamável, necessitando manejo especial e possui um odor forte e penetrante, porém cabe ressaltarmos que com o questionamento dos CFC's decorrentes do efeito sobre a camada de ozônio, reacende a polêmica sobre a viabilidade de utilização da amônia em aplicações

frigoríficas e o potencial da amônia reside em aplicações de refrigeração indireta, onde o circuito frigorífico fica confinado em casa de máquinas, cuja ventilação deve ser cuidadosamente planejada. A utilização de trocadores de calor compactos pode reduzir significativamente o inventário de refrigerante no circuito frigorífico, favorecendo também a aplicação da amônia como refrigerante.

R-718 (ÁGUA): A água tem diversas propriedades desejáveis de um refrigerante. Tem baixo custo e está prontamente disponível, é totalmente segura, sendo não tóxica e não inflamável e tem também um grande calor latente de vaporização.

Embora a água seja usada como refrigerante em “jato de vapor” e em máquinas de refrigeração por absorção, ela não é um refrigerante prático para um ciclo de refrigeração mecânico.

Ela é limitada pela temperatura a um mínimo de 0°C, pois abaixo disto ela congela. Para obter água suficientemente fria, como por exemplo, para a maioria das aplicações de condicionamento do ar iria requerer operação a pressões extremamente baixas ou alto vácuo, que são difíceis de se obterem com equipamento alternativo. Além disso, o volume específico do vapor é grande para as baixas pressões requeridas, e estes volumes são impraticáveis com equipamentos alternativos e bombas centrífugas, que são incapazes de manter o vácuo necessário.

Portanto, é desejável utilizar outros fluidos cujas características e propriedades gerais os fazem mais práticos para este propósito particular.

R-744 (DIÓXIDO CARBÔNICO): É um gás inerte, incolor e inodoro. Não é tóxico nem inflamável, mas a principal objeção para seu uso é o pesado equipamento requerido por suas altas pressões de operação e sua necessidade de potências relativamente altas. Estes fatores limitam seu uso como refrigerante.

R-40 (CLORETO DE METILO): É um refrigerante incolor, com odor não irritante e levemente doce. Foi usado nos modelos de refrigeradores domésticos mais antigos e substitui Amônia e o Anidrido Carbônico em muitas novas instalações.

Foi usado largamente durante a Segunda Guerra Mundial como um substituto do Freon, o qual era então disponível somente através de prioridades governamentais, mas no presente, é raramente usado.

COMPOSTOS HIDROCARBONADOS: São um grupo de fluidos compostos em várias proporções dos dois elementos hidrogênio e carbono: R-50 (metano), R-170 (etano), R-600 (butano), R-600a (isobutano), R-1270 (propano). Todos são extremamente combustíveis e explosivos.

Embora alguns compostos de hidrocarbonados (butano, propano e isobutano) tenham sido usados em pequenas quantidades para refrigeração doméstica, seu uso geralmente é limitado a aplicações especiais onde um operador experiente está em serviço. O etano, metano e etileno são empregados em alguma extensão para aplicações de baixa temperatura, geralmente no estágio mais baixo de sistemas em cascata de dois ou três estágios.

REFRIGERANTES SECUNDÁRIOS: São fluidos que transferem energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de um sistema de

refrigeração. O refrigerante secundário sofre uma variação na temperatura quando absorve calor e o libera no evaporador, não apresentando nenhuma mudança de fase neste processo. Em termos técnicos, a água poderia ser um refrigerante secundário, mas as substâncias a serem aqui exploradas são as salmouras e anticongelantes mais largamente usados são soluções de água e etileno glicol, propileno glicol, ou cloreto de cálcio. O propileno glicol tem a característica singular de ser inócuo em contato com alimentos.

Uma das propriedades mais importantes de soluções anticongelantes é o ponto de solidificação, mostrado na (fig. 141). Os pontos de solidificação formam o diagrama de fase clássico mostrado de forma esquemática na (fig. 142).

FIGURA 141 - PONTO DE SOLIDIFICAÇÃO DE SOLUÇÕES DE ETILENO GLICOL

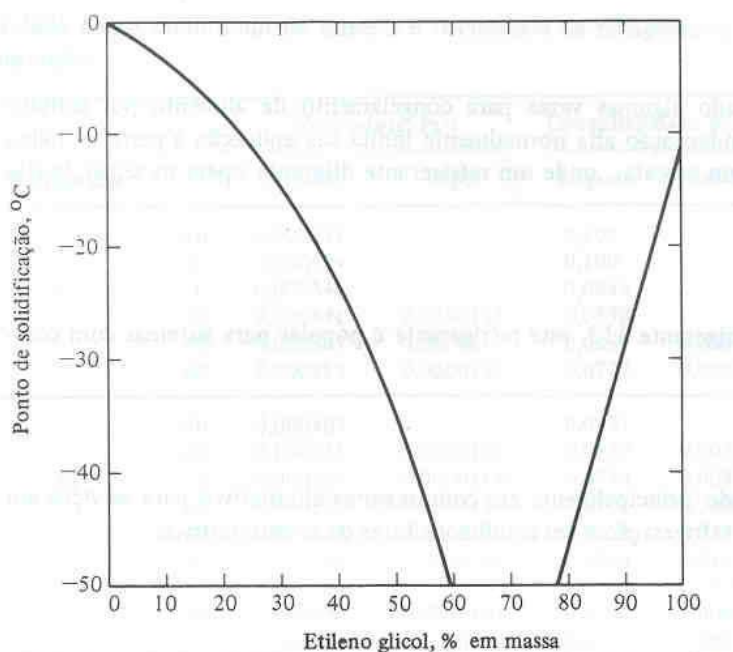
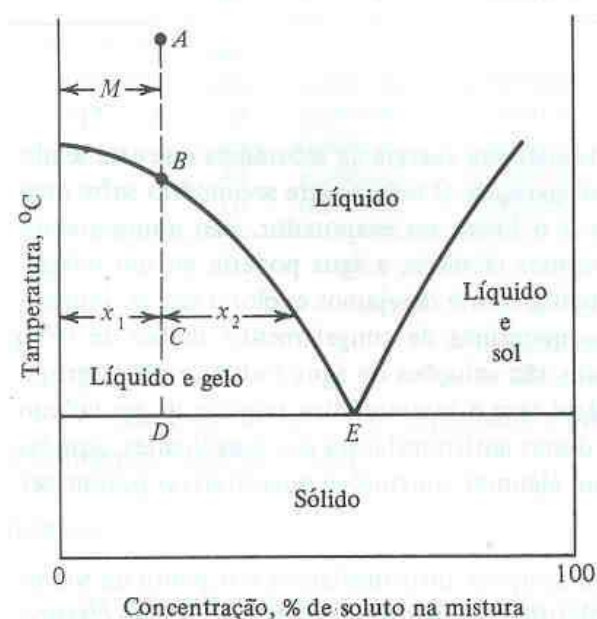


FIGURA 142 - DIAGRAMA DE FASE DE UM ANTICONGELANTE



Para todos os anticongelantes a adição do anticongelante na água tem um efeito adverso sobre a perda de carga e a transferência de calor. Os anticongelantes de alta concentração têm alta viscosidade, baixa condutibilidade térmica, baixo calor específico, todos os fatores prejudiciais. Uma boa regra de operação, portanto, é a de concentrar o anticongelante não mais do que o necessário para evitar o seu congelamento.

15.3 DESEMPENHO DOS REFRIGERANTES NO CICLO

O desempenho de um ciclo real depende de diversas propriedades características do refrigerante. A (tab. 21) apresentam alguns parâmetros de desempenho do ciclo frigorífico que evidenciam o efeito do refrigerante e podem servir como balizamento na sua seleção.

TABELA 21 - DESEMPENHO DE ALGUNS REFRIGERANTES INDUSTRIAIS

Refrig.	t_v	p_e	p_c	v	ER	m	R	t_d	W_{cp}	COP
R-11	23,8	20,2	126,0	0,760	156,3	1,400	6,24	43,3	700,5	5,02
R-123	27,8	15,8	109,6	0,880	142,4	1,500	6,94	34,4	726,6	4,84
R-12	-29,8	182,7	744,6	0,094	117,0	1,800	4,07	37,8	740,0	4,75
R-134a	-26,1	164,1	769,5	0,195	150,7	1,400	4,69	42,2	798,2	4,41
R-13	-81,4	153,7	732,7	0,100	107,4	2,000	4,77	40,6	900,0	4,10
R-22	-40,8	296,2	1192,1	0,077	162,6	1,300	4,02	53,3	753,5	4,67
R-113	47,6	6,9	54,4	1,640	121,8	1,700	7,83	30,0	828,1	4,27
R-114	3,8	46,9	251,7	0,270	100,0	2,100	5,41	30,0	760,9	4,65
R-500	-33,5	214,4	879,1		141,4	1,500	4,10	43,3	752,2	4,67
R-502	-45,4	348,9	1319,0	0,050	104,4	2,000	3,78	36,7	798,2	4,40
R-503	-45,4	1829	1319,0	0,010	53,4	3,900	2,38	36,7	1360,0	2,60
R-717	-33,28	237,0	1167,0	0,510	1102	0,191	4,94	98,9	737,8	4,77
R-718	-20,8	0,165	4,2462	720,6	2347	0,191	25,73			

onde, na (tab. 21)

- t_v temperatura de vaporização ao nível do mar, °C
 p_e pressão saturada de evaporação para -15°C, kPa
 p_c pressão saturada de condensação para 30°C, kPa
 v volume específico do vapor na sucção, m³/kg
ER efeito de refrigeração, kJ/kg
m vazão mássica de refrigerante, kg/min
R taxa de compressão, p_c/p_e
 t_d temperatura na descarga do compressor, °C
 W_{cp} potência consumida, kW
COP coeficiente de performance

16 ÓLEOS DE REFRIGERAÇÃO

O fato de que o óleo de lubrificação do compressor geralmente entra em contato e muitas vezes mistura-se com o refrigerante do sistema torna necessário que o óleo usado para lubrificar os compressores de refrigeração seja preparado especialmente para este fim.

O óleo deve proporcionar lubrificação adequada, sendo o fabricante do equipamento que recomenda o melhor óleo para cada tipo de compressor, e essa recomendação deve ser sempre seguida.

Mesmo que, às vezes, possam surgir alguns problemas, o tipo de óleo não deve ser trocado sem consulta e consentimento do fabricante do compressor, porém é importante para o engenheiro de manutenção entender a base de seleção de um óleo refrigerante de modo que possa diagnosticar e corrigir problemas gerados pelo uso de um óleo impróprio.

16.1 CLASSIFICAÇÃO GERAL DOS ÓLEOS

Os óleos são classificados em três grupos segundo sua origem: animal; vegetal e mineral.

Os óleos animais e vegetais são chamados óleos fixos porque não podem ser refinados sem decomposição. São instáveis e tendem a formar ácidos e gomas que os fazem inadequados para fins de refrigeração.

Os óleos minerais segundo a sua base são classificados em:

- base parafínica;
- base naftênica;
- base mista.

Quando destilado o óleo de base naftênica, produz um resíduo breu pesado ou asfalto.

Os óleos de base parafínica produzirão uma cera parafínica quando destilados.

Os óleos mistos contêm base de parafínica e naftênica.

Quando obtidos a partir de óleos brutos selecionados e propriamente refinados e tratados as três classes dos óleos minerais podem ser considerados satisfatórios para uso em refrigeração, porém as experiências têm demonstrado que os óleos com base naftênica são mais adequados para os serviços de refrigeração por três razões principais:

- flui melhor a baixas temperaturas;
- os depósitos de carbonos destes óleos são de natureza branda e podem ser facilmente removidos;
- depositam menos cera a baixas temperaturas.

Para satisfazer os requisitos de um sistema de refrigeração, dentro dos limites normais de projeto, um óleo de refrigeração deve apresentar as seguintes características:

- manter consistência a altas temperaturas;
- manter fluidez a baixas temperaturas;
- não carbonizar;
- não depositar ceras;
- não reagir quimicamente;

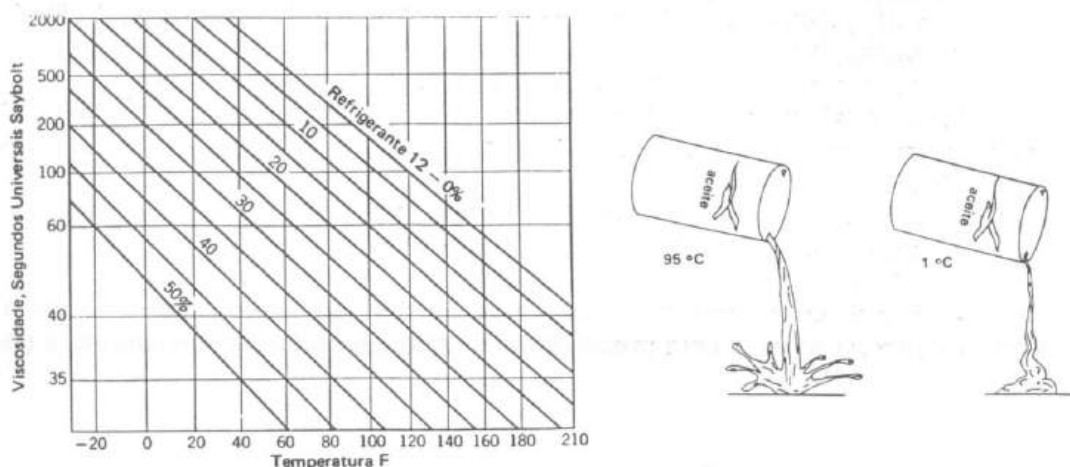
- separar-se rapidamente do refrigerante;
- ser seco;
- ser estável.

16.2 PROPRIEDADES DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES

VISCOSIDADE: A viscosidade ou coeficiente de atrito interno é a propriedade de um líquido responsável pela resistência de seu fluxo. A finalidade do óleo é lubrificar os mancais, ou superfícies de atrito. Se o óleo é demasiado fino ele não permanecerá entre as superfícies em atrito sendo forçado para fora não deixando uma película protetora. Se o óleo é demasiado grosso ele causará resistência, perda de potência e não será capaz de fluir entre os mancais ou superfície de atrito. A viscosidade é medida normalmente em termos de Segundos Universais Saybolt (SSU). O óleo sob condições normais de temperatura é deixado fluir através de um orifício cuidadosamente calibrado, até que uma quantidade determinada tenha passado através dele. O número de segundos levados para conseguir-se a quantidade de fluxo de óleo através do orifício é a viscosidade do óleo em Segundos Universais Saybolt. Quanto mais alta é a viscosidade, mais segundos leva para passar através do orifício, significando que quanto mais alta é a viscosidade mais grosso é o óleo.

A viscosidade do óleo de lubrificação muda consideravelmente com a temperatura, aumentando quando a temperatura diminui. Na (fig. 143) é mostrado graficamente o efeito da temperatura sobre a viscosidade de um óleo típico de refrigeração. Observe-se que o óleo a 100°F tem uma viscosidade de aproximadamente 175 SSU, mas aumenta para aproximadamente 1700 SSU quando sua temperatura é reduzida para 40 F. Na mesma figura é mostrado também o efeito da miscibilidade do óleo e refrigerante. Observe-se, por exemplo, que o óleo puro tendo uma viscosidade de 175 SSU a 100°F tem uma viscosidade de cerca de 60 SSU nesta mesma temperatura quando diluído em 15% de R-12 é evidente, que tanto a faixa da temperatura de operação como o efeito de diluição do refrigerante devem ser tomados em consideração na seleção do óleo de viscosidade apropriada.

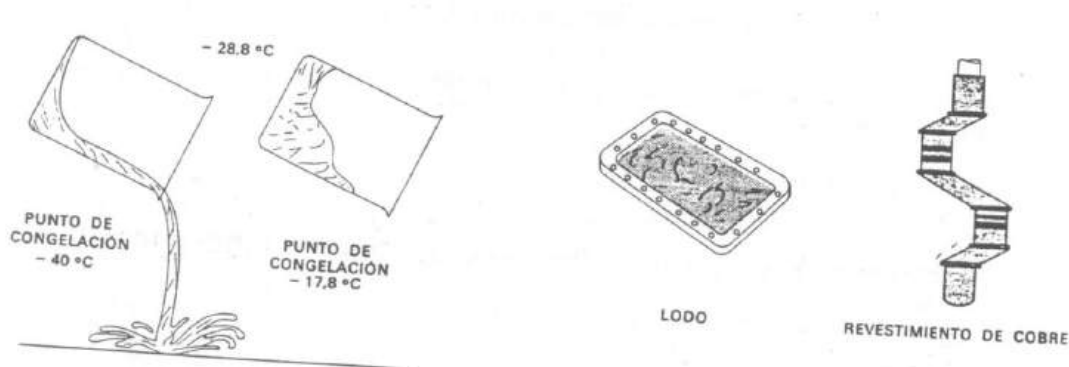
FIGURA 143 - EFEITO DA TEMPERATURA SOBRE A VISCOSIDADE



PUNTO DE FLUIDEZ (fig. 144a): É a temperatura mais baixa à qual ele deixa de fluir. Entre dois óleos tendo a mesma viscosidade, um pode ter um ponto mais elevado de fluidez que o outro por causa de um maior conteúdo de cera. O ponto de fluidez é uma consideração importante na seleção de um óleo para sistemas de baixa temperatura. Naturalmente, para ser obtido no evaporador, o ponto de fluidez do óleo deve ser bem abaixo da temperatura menor. Se o ponto de fluidez do óleo é muito elevado, este tende a congelar sobre a superfície dos tubos do evaporador, causando uma perda na eficiência do evaporador. Uma vez que este óleo não retorna ao compressor, pode resultar também a lubrificação inadequada do compressor.

RESÍDUO DE CARBONO (fig. 144b): Todos os óleos refrigerantes podem ser decompostos pelo calor. Quando isto acontece, sobra um resíduo de carbono. Algumas vezes, o óleo é decomposto nas superfícies quentes existentes dentro de um sistema de refrigeração. Os resíduos carbonosos tornam-se rijos e adesivos para óleos de base parafínica e formarão lamas com todos os problemas daí decorrentes. Os óleos de base naftênica formam uma ligeira e macia camada de carbono, a qual embora sendo contaminante não é tão danosa como o carvão rijo. Deste modo, nenhum dos tipos de resíduos de carvão é desejável uma vez que há indícios da relação entre a decomposição do óleo, carbonização e deposição do cobre.

FIGURA 144 - a) PONTO DE CONGELAMENTO - b) DEPÓSITO DE CARBONO

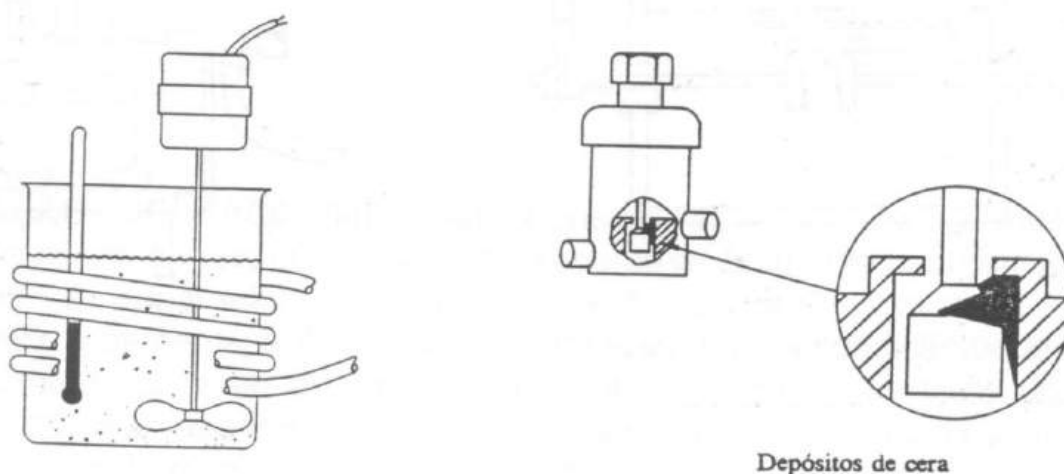


PUNTO DE NÉVOA: Como todos os óleos de refrigeração contem uma certa quantidade de parafina, a cera precipitará á de qualquer óleo se a temperatura do

óleo for reduzida a um nível suficientemente baixo. Como o óleo se torna floculado neste ponto, a temperatura à qual a cera começa a se precipitar do óleo é chamada o ponto de névoa do óleo. Se o ponto de névoa do óleo for muito alto, a cera se precipitará do óleo no evaporador e no controle do refrigerante. Embora uma pequena quantidade de cera no evaporador produza pequeno dano, uma pequena quantidade de cera no controle do refrigerante, causará entupimento da peça, resultando na paralisação do sistema.

PONTO DE FLOCULAÇÃO (fig. 145): É a temperatura a qual a cera começará a se precipitar de uma mistura de 90% de R-12 e 10% de óleo por volume. Uma vez que o uso de um refrigerante solúvel ao óleo diminui a viscosidade do óleo e afeta tanto o ponto de fluidez quanto o de floco, onde são empregados refrigerantes miscíveis ao óleo, o ponto de floco do óleo é uma característica mais importante do que o ponto de fluidez e de névoa. O uso de 10% de óleo numa mistura refrigerante-óleo para determinar o ponto de floco parece completamente real, dado que a mistura refrigerante-óleo para separar a cera aumenta quando a quantidade de óleo circulando com o refrigerante raras vezes excede 10 % e é geralmente muito menor. Como o ponto de floco do óleo é uma medida da tendência relativa do óleo para separar a cera quando misturada com um refrigerante solúvel ao óleo, ele é uma consideração importante quando da seleção de um óleo para o uso com um refrigerante miscível ao óleo em temperaturas de evaporação abaixo de -20°C . Porém, o ponto de floco não significa nada quando é usado um refrigerante não miscível.

FIGURA 145 - ENSAIO DE FLOCULAÇÃO

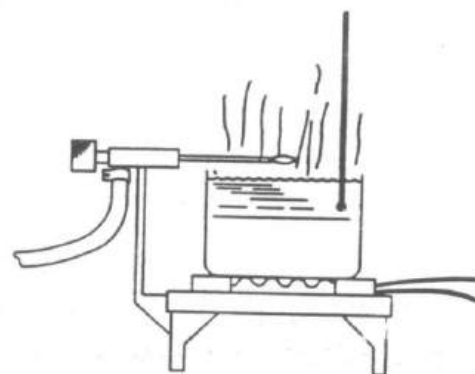
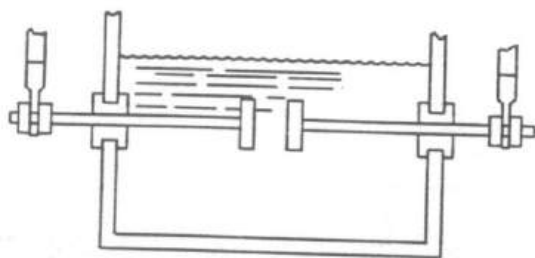


NÚMERO DE NEUTRALIZAÇÃO: É uma medida de quantidade de ácidos minerais.

RESISTÊNCIA DIELÉTRICA (fig. 146a): É uma medida da resistência que o óleo oferece ao fluxo de corrente elétrica. Ela é expressa em termos da voltagem requerida para provocar uma corrente elétrica para um arco através de um décimo de espaço com a largura de uma polegada entre dois polos imersos no óleo. Uma vez que qualquer umidade, metais diluídos, ou outras impurezas contidas no óleo diminuirão sua resistência dielétrica, uma alta resistência dielétrica é uma indicação de que o óleo está relativamente livre de contaminantes. Isto é especialmente importante em óleos usados com unidades de compressor hermético, dado que um óleo com baixa resistência dielétrica pode contribuir para ligação a terra ou formação de curtos nos enrolamentos do motor.

PONTO DE FULGOR (fig. 146b): É a menor temperatura na qual o vapor do óleo se inflama quando exposto a uma chama. O ponto de combustão é a temperatura qual eles continuam a arder.

FIGURA 146 - a) ENSAIO DIELÉTRICO - b) ENSAIOS DOS PONTOS DE INFLAMAÇÃO E COMBUSTÃO

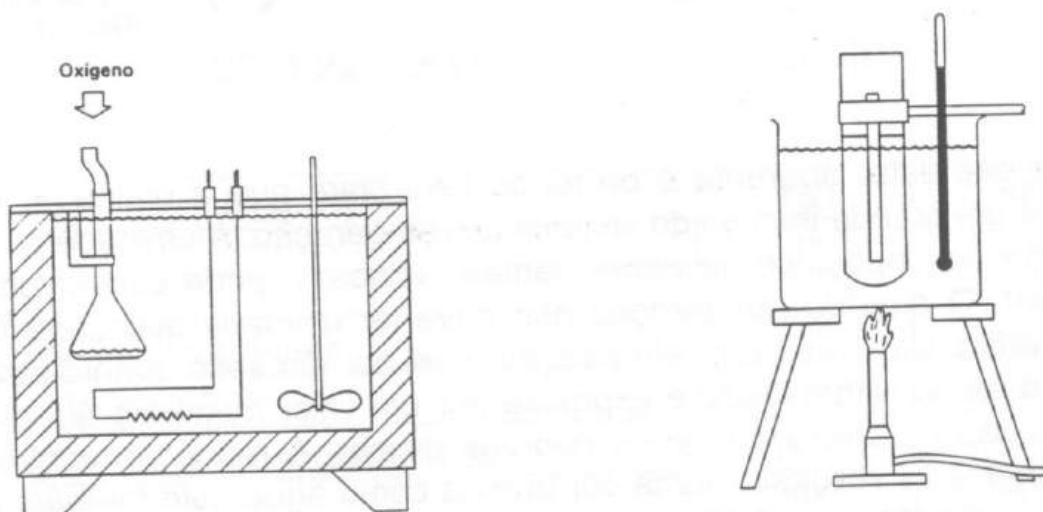


RESISTÊNCIA A OXIDAÇÃO (fig. 147a): É a propriedade do óleo de refrigeração de se manter estável na presença do oxigênio. Quando o ar entra no sistema, geralmente é acompanhado por alguma umidade. A combinação de umidade, ar,

óleo de refrigeração e temperaturas de descarga, certamente produzem ácidos, os quais criam lamas.

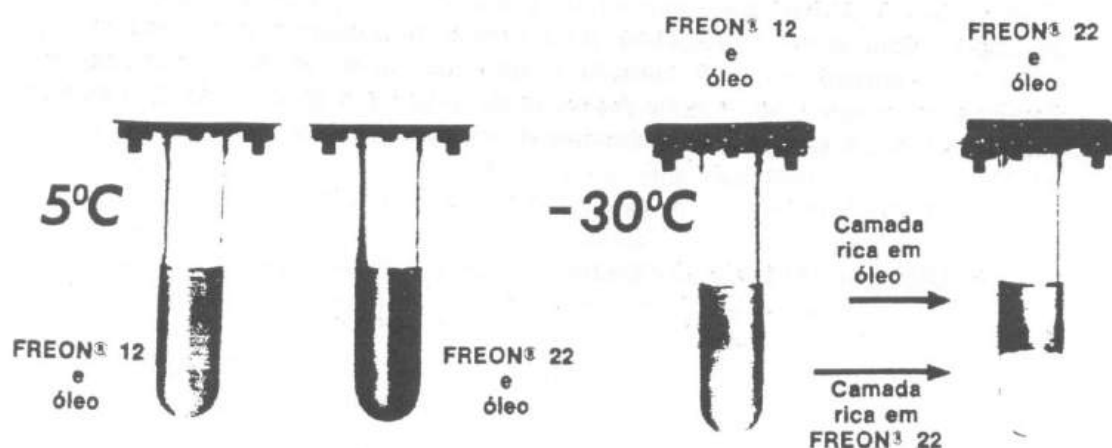
TENDÊNCIA A CORROSÃO (fig. 147b): É medida pelo teste de corrosão da tira de cobre. Este teste é realizado para indicar a presença dos componentes sulfurosos indesejáveis num óleo. O enxofre por si é, um inimigo mortal dos sistemas de refrigeração, mas na presença da umidade é formado ácido sulfuroso o qual é um dos mais corrosivos compostos existentes.

FIGURA 147 - a) ENSAIO DE OXIDAÇÃO - b) ENSAIO DE CORROSÃO



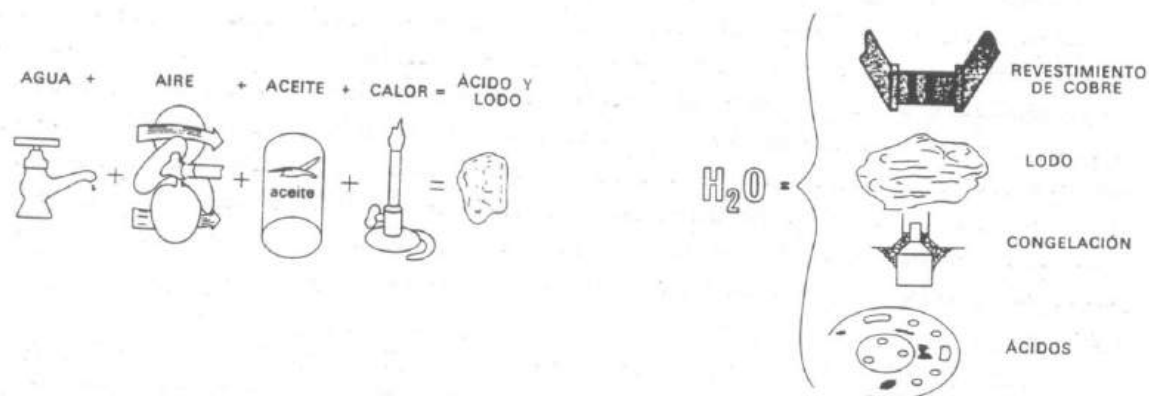
SEPARAÇÃO DE FASE (fig. 148): Consiste em que alguns refrigerantes miscíveis, sendo o mais comum o R-22, separar-se-ão do óleo sob determinadas condições. A separação de fase é uma função da viscosidade do óleo, temperatura e percentagens de óleo no refrigerante. Esta condição pode ter lugar no evaporador, no cárter do compressor ou em qualquer outra parte do sistema onde encontrem baixas temperaturas que podem causar problemas na lubrificação do compressor. O óleo deve resistir à separação de fase e separar a mais baixa temperatura possível. Deve ser notado que a seleção de um óleo não pode eliminar este problema, mas pode auxiliar no seu controle.

FIGURA 148 - SEPARAÇÃO DE FASE, R-12 E R-22



Deve estar aparente e de forma bem clara que a umidade, sob qualquer forma, é um grande inimigo do sistema de refrigeração. A umidade contribui para a formação da deposição de cobre, lamas, ácidos, e pode causar congelamentos (fig. 149). O óleo de refrigeração não deve ter umidade que afete o sistema de refrigeração. Um óleo para refrigeração deve ser tão seco quanto possível. A cor de um óleo de refrigeração é expressa por um valor numérico que é baseado na comparação do óleo com certos padrões de cor. A refinação continuada de um óleo lubrificante resultará numa cor branca como água. Isto também resultará em pobres qualidades de lubrificação.

FIGURA 149 - DECOMPOSIÇÃO DO ÓLEO PELA PRESENÇA DA UMIDADE E AR NO SISTEMA



Os fatores que influem na seleção do óleo são:

- projeto do compressor;
- tipo de refrigerante;
- tipo de serviço.

As características importantes do óleo são a conservação da viscosidade com o aumento da temperatura, o ponto de coagulação e o ponto de inflamabilidade. Após a aquisição, o óleo deve ser guardado com máximo cuidado para evitar sua contaminação por impurezas como água ou pó. Isto causaria o desgaste anormal ou a corrosão do compressor.

Normalmente usam-se óleos da classe nº 300 (tab. 22).

- TEXACO (CAPELLA-C).
- SHELL (CLAVUS-33).
- MOBIL OIL (GARGOYLE ARTIC HEAVY).
- PETROBRÁS (LUBRAX INDUSTRIAL CP -46 RF).

TABELA 22 - ÓLEOS DE REFRIGERAÇÃO

CLASSE nº	150	300
cor	máx 3	máx 4
reação	neutra	neutra
ponto de inflamabilidade	> 155°C	> 165°C
viscosidade a 30°C	152+-20	301+-20
graus Redwood por segundo a 50°C	min 60	máx 90
corrosão	máx 1	máx 1
ponto de coagulação	< 27,5°C	< 22,5°C
razão de emulsificação por evap por seg	máx 200	máx 200

16.3 LUBRIFICANTES SINTÉTICOS

Os lubrificantes sintéticos foram desenvolvidos originalmente para superar os problemas de miscibilidade parciais de óleos minerais usadas em sistemas de R-22 e R-502. Com o desenvolvimento dos refrigerantes não clorados, foi intensificada a procura por óleos sintéticos novos porque estes refrigerantes têm características de miscibilidade, muito baixas, com óleos minerais. Óleos sintéticos são fabricados combinando os átomos e moléculas dos componentes constituintes deles na presença de um catalisador em lugar do fracionamento e destilação do óleo cru. Estes óleos superam alguns dos problemas associados com óleos minerais, incluindo a precipitação de cera, a limitada miscibilidade com alguns refrigerantes, carbonização e degradação dos elastômeros, gaxetas e selos.

Os lubrificantes sintéticos também melhoraram a estabilidade a temperatura alta, a lubrificação e apresentam melhores atributos viscosidade-temperatura quando eles são diluídos através dos refrigerantes. Estas características reduzem as exigências de potência dos compressores frios quando eles partem porque os

óleos têm viscosidades menores a temperaturas mais baixas. Embora eles tenham viscosidades menores quando frios, os óleos sintéticos também mantêm o nível de viscosidade alta para compressores operando a temperaturas normais e provê um melhor selo hidrodinâmico. Eles também têm melhores características selantes e melhoram a eficiência volumétrica dos compressores.

Alguns dos lubrificantes sintéticos mais populares, selecionados para refrigeração são:

POLIALFAOLEOFINAS (PAOs): foram os lubrificantes escolhidos para uso em compressores rotativos de parafuso com R-12 e R-114 e aplicações de bomba de calor. Eles melhoram a eficiência mecânica e de compressão destes sistemas porque eles mantêm uma viscosidade alta com estes refrigerantes miscíveis abaixo de condições diluídas. A fluidez a baixa temperatura dos PAOs faz estes óleos sintéticos desejáveis para uso com R-13 e R-503 operando em sistemas de expansão direta e evaporador seco a temperaturas abaixo de $-73,3^{\circ}\text{C}$. Eles também são usados como óleos imiscíveis em sistemas de amônia, é a fluência deles a baixa temperatura e índice de viscosidade alto que permite temperaturas do evaporador abaixo de $-45,6^{\circ}\text{C}$ enquanto retêm viscosidade suficiente para boa lubrificação às temperaturas mais altas do compressor associadas com estes sistemas.

POLIALQUILENO GLICÓIS (PAGs): São comumente usados em sistemas de refrigeração automotivos que usam R-134a. Eles têm maiores características lubrificantes e mais baixos pontos de névoa que os óleos minerais, tornando-os boas alternativas para estas aplicações. Outra característica importante dos PAGs é que eles não reagem adversamente com os selos de elastômeros usados nestes sistemas. Óleos minerais têm a tendência de causar o aumento ou a decomposição dos elastômeros, conduzindo a vazamentos no sistema hermético.

POLIOL ÉSTER: São lubrificantes primários empregados com os refrigerantes emergentes de HFC, notavelmente o R-134a e as misturas de R-32 (R-507 e R-407c).

ALQUILBENZENOS: São sintetizados em reta ou cadeias ramificadas semelhantes estes aos óleos minerais parafínicos. Eles tendem a apresentar um menor custo do que outros lubrificantes sintéticos e é empregado principalmente com R-22 e R-502. Os óleos alquilbenzenos têm solubilidade melhor, a alta temperatura e melhor estabilidade química que os óleos minerais que eles substituem.

17 ÁGUA DE RESFRIAMENTO

A remoção de calor indesejável na operação de um processo industrial algumas vezes é necessária. Entre os meios utilizados a água é tida como eficaz na absorção e no afastamento desse tipo de calor. A água trata-se de uma substância química, composta de H e O encontrada em abundância na terra, sob forma líquida, gasosa ou sólida.

A água para reposição em sistemas de refrigeração e ar condicionado pode provir de diversas fontes: rede pública, poços artesianos, e, menos frequentemente, de cursos d'água, como rios e lagoas. É a matéria prima mais empregada no mundo servindo para uso humano, processos de limpeza, produção de vapor e energia, aquecimento, resfriamento, reações químicas, etc., porém os contaminantes e não a água são causadores de problemas e cada um deve ser tratado de modo específico.

Os três grupos principais de contaminantes são:

- sólidos em suspensão: areia, argila, microrganismos, vegetais em decomposição, sílicas coloidais e óleo;
- sólidos dissolvidos: Ca, Mg, Na, Fe, Al, Mn, -Cátions; HCO_3 , CO_3 , SiO_3 , Cl e SO_4 , NO_3 , F -Ânions;
- gases dissolvidos: O_2 , N_2 , CO_2 , SO_2 , SO_3 e H_2S , NH_3 .

17.1 PROBLEMAS NA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

CORROSÃO (fig. 150a): Existem três tipos de corrosão, porém qualquer uma pode causar danos irreparáveis ao equipamento.

Corrosão ácida ou pH baixo: Ocasiona o desgaste do material (afinam-se as paredes da tubulação até ocorrer vazamento).

Corrosão localizada (pitting): Ocasionada por oxigênio contido na água, faz com que a tubulação seja perfurada em pontos localizados.

Corrosão galvânica: Ocorrem quando existem dois materiais diferentes na tubulação, por exemplo, Fe + Cu, Cu + Aço, etc.

INCRUSTAÇÕES (fig. 150b): São sólidos da água que se agregam às paredes da tubulação, aumentando sua espessura, ocasionando além de um menor fluxo de água, uma camada térmica a qual diminui o resfriamento.

ALGAS (fig. 150c): Em locais onde haja dois elementos: oxigênio + luz, ocorre o desenvolvimento de algas, que dentro de um sistema de água ocasionarão dois problemas específicos:

- ocorre desprendimento, entram na tubulação causando entupimento;
- deterioração da espécie, gera material que polui a água ocasionando odores desagradáveis e ação corrosiva.

Outros problemas causados pela corrosão, incrustação e slime são:

- queda na eficiência dos trocadores de calor
- vazamento, após perfuração, nos trocadores de calor;
- redução da resistência mecânica dos materiais;
- entupimento das tubulações dos trocadores de calor;

- aumento da perda de carga e da redução da vazão;
- aceleração da corrosão;
- adsorção e consumo de produtos químicos usados no tratamento;
- queda na eficiência da torre de resfriamento;
- deformação ou desprendimento do enchimento da torre de resfriamento.

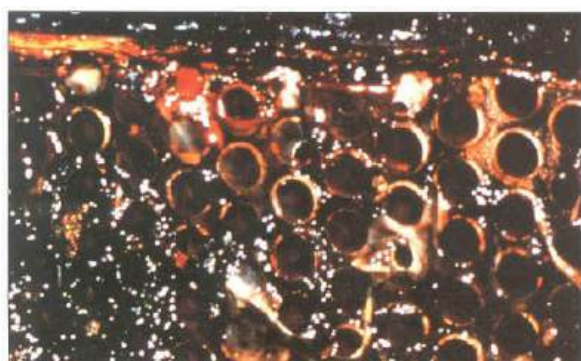
FIGURA 150 - a) CORROSÃO - b) INCRUSTAÇÕES - c) LAMA



(a)



(b)



(c)

Os feixes tubulares dos trocadores de calor e as demais tubulações do sistema são confeccionados em materiais metálicos, que possuem a tendência natural de retornarem ao seu estado mais estável, ou seja, a forma de óxidos, sais,

etc. A água de resfriamento reúne uma série de variáveis que favorecem a oxidação dos metais, ocasionando, dessa forma, a corrosão dos equipamentos.

Os sais dissolvidos e os sólidos em suspensão na água de resfriamento e algumas características físico-químicas e operacionais inerentes ao próprio sistema acarretam o aparecimento de depósitos e incrustações, principalmente sobre a superfície de troca térmica das tubulações dos trocadores de calor.

A qualidade físico-química da água de resfriamento; a possibilidade da mesma ser contaminada por substâncias nutrientes de microrganismos oriundos do processo produtivo e o fato da torre de resfriamento promover a oxigenação e insolação da água, originam conjuntamente um meio ideal para a proliferação de toda a sorte de microrganismos, notadamente algas, bactérias e fungos. Esses microrganismos dão origem aos bioflocos, que se depositam ou aderem em toda superfície em contato com a água, principalmente as tubulações dos trocadores de calor, originando um depósito não endurecido que denominamos "slime". Dessa forma, corrosão, incrustação e slime são os três principais problemas que ocorrem em um sistema de água de resfriamento.

Todos esses problemas causados pela corrosão, incrustação e slime, podem na prática ocasionar:

- parada do processo produtivo para a realização de manutenção nos trocadores de calor, com a conseqüente perda em termos de lucros cessantes;
- redução da vida útil dos equipamentos;
- aumento do consumo de energia nos motores das bombas de recirculação e ventiladores.

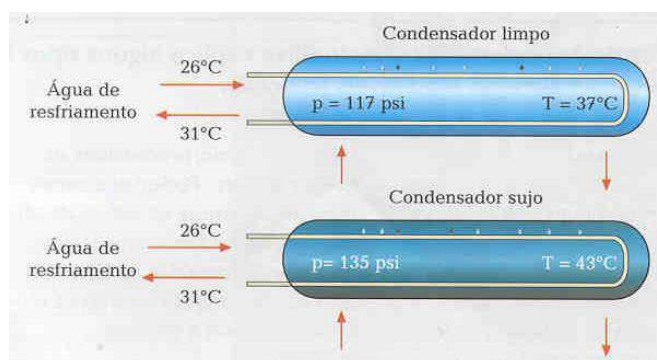
Para prevenir esta concentração de impurezas, é recomendado purgar continuamente, uma quantidade de água igual aquela evaporada.

Sob condições extremas mesmo esta purga pode ser insuficiente, devendo um tratamento de água ser efetuado nestes casos. O tratamento deve ser compatível com o material do sistema devendo o pH da água ser mantido entre 6,5 a 8,5.

O asseguramento da devida proteção a um sistema de água de resfriamento dos problemas causados por corrosão, incrustação e por desenvolvimento microbiológico, exige a aplicação de um programa de tratamento que melhor atenda às características particulares de cada circuito.

A (fig. 151) ilustra o efeito de um condensador sujo sobre a pressão.

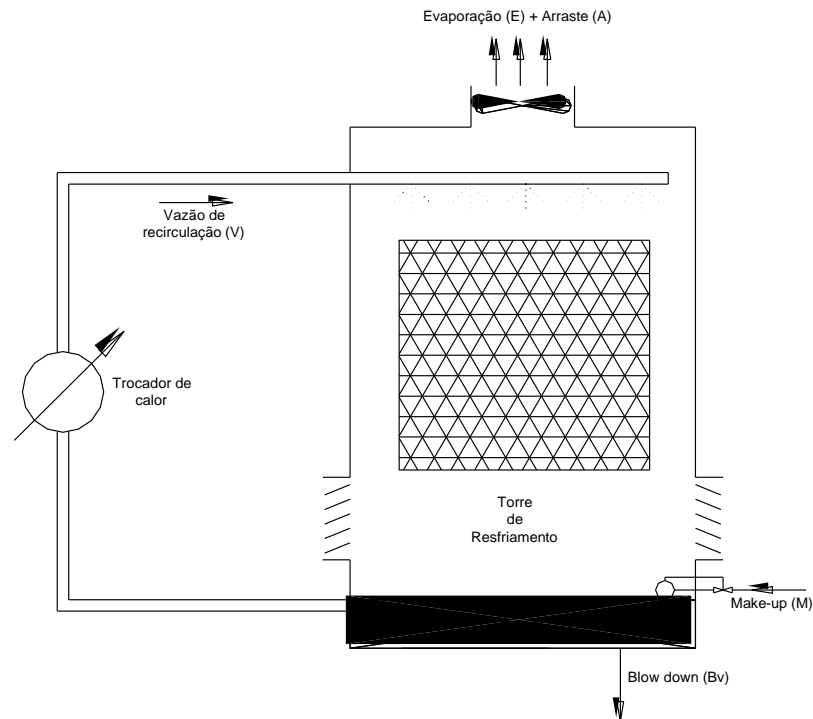
FIGURA 151 - EFEITO DE UM CONDENSADOR SUJO



17.2 BALANÇO DE ÁGUAS EM UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO

Para a elaboração de um programa de tratamento da água é necessário calcular as perdas que existem no sistema mostradas na (fig. 152).

FIGURA 152 - BALANÇO DE ÁGUAS



$$M = E + A + B_v \quad (77)$$

$$E = \frac{V \Delta T}{L} \quad (78)$$

$$B_v = \frac{E}{(N - 1)} \quad (79)$$

$$N = \frac{\text{Dureza - cálcica na água da torre em ppm}}{\text{Dureza - cálcica na água de make-up em ppm}} \quad (80)$$

Onde

- M vazão da água de make-up, m³/h
- E vazão de evaporação, m³/h
- A arraste de água (0,1 a 0,2% de V), m³/h
- B_v blow down, m³/h
- V vazão de recirculação, m³/h
- ΔT diferença de temperatura entre a água quente e fria, °C

L calor latente de vaporização da água, 580
N ciclo de concentração.

17.3 MÉTODOS PREVENTIVOS

Corrosão:

Causas:

- concentração de oxigênio dissolvido, temperatura, conteúdo de dióxido de carbono, pH, sólidos dissolvidos, sólidos em suspensão, velocidade da água;

Controle:

- inibidores químicos: cromatos, nitritos, molibdatos, polifosfatos, ortofosfatos, fosfonatos, sais de zinco, benzotriazol, mercaptobenzotriazol, toliltriazol, aminas;
- formação de um filme de carbonato de cálcio na superfície dos metais;
- controle do pH;
- desaeração mecânica da água.

Incrustação:

Causas:

- carbonato de cálcio;
- fosfato de cálcio e zinco;
- sulfato de cálcio;
- sílica e silicato de magnésio;
- óxidos de ferro;
- compostos de alumínio.

Controle:

- fosfonatos, homopolímero de ácido maleico, homopolímeros de ácido acrílico;
- terpolímero a base de ácido acrílico, copolímero a base de ácido maleico;
- dosagem de ácidos (HCl e H₂SO₄);
- abrandamento ou desmineralização da água de make-up.

Slime:

Causas:

- nutrientes de microrganismos;
- temperatura;
- pH;
- oxigênio dissolvido;
- luz solar;
- concentração de bactérias;
- turbidez;
- velocidade da água.

Controle:

- prevenção da contaminação por sólidos em suspensão e nutrientes;
- aplicação de produtos químicos, biocidas (clorados, sais de amônia quaternária, compostos de bromo, compostos orgânicos nitrogenados-sulfurados, dispersantes);
- filtração lateral;
- velocidade da água > 0,5 m/s.

17.4 PROGRAMA DE TRATAMENTO DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

A elaboração de um programa de tratamento de água de resfriamento é baseada em dados teóricos, dados extraídos de testes de bancada, dados obtidos através de plantas piloto e da experiência acumulada na área. Seu princípio básico é considerar que os problemas conhecidos como corrosão, incrustação e desenvolvimento microbiológico, apesar de se manifestarem universalmente da mesma maneira, para serem corrigidos devem ser individualizados a partir de estudos no local de origem do problema, considerando a qualidade das águas, a situação dos equipamentos, as condições climáticas, as contaminações e assim por diante.

O desenvolvimento dessa tecnologia possibilita soluções a um nível de compostos químicos, que formam os programas cada vez mais sofisticados e desenvolvidos a partir da necessidade real gerando dessa forma soluções corretas.

Portanto, os programas de tratamento são elaborados após se estudar cada caso, não admitindo soluções padronizadas.

Dados necessários a elaboração de um programa de tratamento:

- análise da água de recirculação;
- qualidade da água de make-up;
- dados sobre os trocadores de calor (tipo de material, velocidade e local de passagem da água (casco ou tubos), fouling factor, temperatura de película, etc.);
- dados sobre a torre (diferença de temperatura, vazão de recirculação, volume total de água do sistema e da bacia de água, etc.);
- sistema de dosagem de produtos químicos (quantidade de linhas de dosagem, material dos tanques e bombas);
- processo produtivo (natureza dos fluídos de processo e tempo de campanha da planta);
- histórico do sistema (para o caso de plantas já em operação), (qualidade da água de resfriamento, tratamento químico aplicado, ciclo de concentração e blow-down total, resultados obtidos (inspeção dos trocadores), taxa de corrosão, etc.).

Dosagem de Produtos Químicos:

Dosagem de inibidores de corrosão:

- no tratamento com polifosfato e zinco, a concentração mínima de fosfato a ser mantida na água de resfriamento pode ser estimada, em função da dureza de cálcio.

Dosagem de dispersantes:

- a dosagem desses produtos é função da concentração de fosfato, zinco, dureza de cálcio, do pH e da temperatura de película, outros fatores como a concentração de ferro, sílica, sólidos em suspensão, alumínio, etc., também influem.

Dosagem de biocidas:

- normalmente, o cloro gasoso ou o hipoclorito de sódio são utilizados isoladamente, de modo a manter a concentração de cloro residual total de 0,5 a 1,0 ppm na água de retorno a torre, durante 3 a 4 horas por dia.

Entretanto, quando apenas a cloração não se mostrar suficiente, outros tipos de biocidas devem ser adicionados em conjunto com a cloração. O tipo de biocida e a dosagem do mesmo dependem do tipo de microrganismo presente, do tipo de contaminante existente e do tipo de slime formado.

17.5 FAIXA DE CONTROLE DA QUALIDADE DA ÁGUA DE RESFRIAMENTO

Essas faixas de controle devem ser estipuladas para cada sistema em particular, entretanto, as mesmas de um modo geral seguem os valores da (tab. 23) para, 25°C.

TABELA 23 - FAIXAS DE CONTROLE

PARÂMETROS	SISTEMA ABERTO (1)	SISTEMA FECHADO (2)
pH (25°C)	7,0 - 8,5	7,0 - 8,5
turbidez (graus)	< 20	-
condutividade ($\mu\text{s}/\text{cm}$)	< 3000	< 2500
alcalinidade - T (ppm CaCO_3)	30 - 100	-
dureza-cálcio (ppm CaCO_3)	< 250	-
cloreto (ppm Cl^-)	< 500	< 100
Sulfato (ppm SO_{4-2})	< 300	< 50
Sílica (ppm SiO_2)	< 150	-
ferro (ppm Fe)	< 3	-
DQO Mn (ppm O)	< 10	-
SS (ppm)	< 15	-

onde

- (1) considerando tratamento com polifosfato - zinco;
- (2) considerando tratamento com nitrito.

17.6 TRATAMENTOS INICIAIS PARA SISTEMAS ABERTOS

WATER FLUSHING: Esse procedimento objetiva remover sólidos grosseiros (plásticos, lama, etc.) das tubulações do sistema, os quais podem obstruir as tubulações de troca térmica dos trocadores de calor. Normalmente, deve ser empregado em plantas novas ou em plantas que reiniciam a operar após parada geral para manutenção. Durante esse procedimento é aconselhável que os trocadores de calor sejam "by passados".

LAVAGEM QUÍMICA: Esse procedimento é usado em plantas novas (antes da partida), e visa remover óleos, graxas e uma fina camada não endurecida de óxido de ferro, normalmente encontrados em sistemas novos.

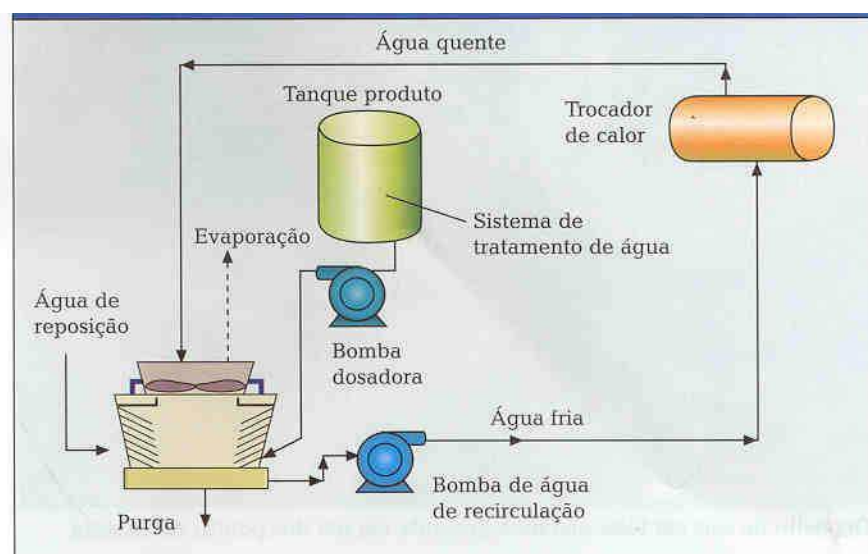
PASSIVAÇÃO: Esse procedimento visa à formação do filme protetor. É uma das fases mais importantes do tratamento.

Testes de Monitoramento:

- análise da água e sua frequência;
- teste de corrosão;
- contagem de bactérias;
- teste de aderência de slime;
- medida do volume de slime;
- instalação de trocador de calor piloto (para acompanhar a taxa de incrustação).

A (fig. 153) ilustra o processo de tratamento da água de resfriamento.

FIGURA 153 - TRATAMENTO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, *Equipment Volume*, 1988.

ASHRAE, *Fundamentals Volume*, 1985.

ASHRAE, *HVAC Systems and Applications*, 1986.

ASHRAE, *Refrigeration Systems and Applications*, 1986.

ASHRAE, *Thermodynamic Properties of Refrigerants*, 1986.

CARRIER, *Manual de Ar Condicionado*, 1980.

Dossat, R. J. & Horan, T. J. *Principles of Refrigeration*, 2001.

Jabardo, J. M. S. *Refrigeração Industrial*, 1994.

NBR-6401, *Parâmetros básicos de projeto*, 1980.

Stoecker, F. W. *Refrigeração e Ar condicionado*, 1985.

TRANE, *Manual de Ar Condicionado*, 1980.

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF SATURATED CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Pressure MPa	Volume		Density		Enthalpy			Entropy	
		Liquid m ³ /kg	Vapor m ³ /kg	Liquid kg/m ³	Vapor kg/m ³	Liquid kJ/kg	Latent kJ/kg	Vapor kJ/kg	Liquid kJ/kg K	Vapor kJ/kg K
-25	0.20145	0.00073433	0.11140	1361.8	8.9770	171.78	222.90	394.68	0.89254	1.7908
-24	0.20969	0.00073598	0.10726	1358.7	9.3231	172.89	222.22	395.10	0.89697	1.7889
-23	0.21819	0.00073765	0.10331	1355.7	9.6794	173.99	221.53	395.53	0.90139	1.7870
-22	0.22696	0.00073933	0.099540	1352.6	10.046	175.10	220.85	395.95	0.90579	1.7851
-21	0.23600	0.00074103	0.095935	1349.5	10.424	176.22	220.15	396.37	0.91018	1.7833
-20	0.24531	0.00074274	0.092487	1346.4	10.812	177.33	219.46	396.79	0.91455	1.7815
-19	0.25490	0.00074447	0.089190	1343.2	11.212	178.44	218.76	397.20	0.91892	1.7797
-18	0.26477	0.00074621	0.086034	1340.1	11.623	179.56	218.06	397.62	0.92327	1.7779
-17	0.27494	0.00074796	0.083014	1337.0	12.046	180.68	217.35	398.03	0.92761	1.7761
-16	0.28540	0.00074973	0.080122	1333.8	12.481	181.79	216.64	398.43	0.93194	1.7744
-15	0.29617	0.00075152	0.077352	1330.6	12.928	182.92	215.92	398.84	0.93626	1.7727
-14	0.30724	0.00075332	0.074698	1327.5	13.387	184.04	215.20	399.24	0.94057	1.7710
-13	0.31863	0.00075514	0.072153	1324.3	13.859	185.16	214.48	399.64	0.94487	1.7693
-12	0.33034	0.00075697	0.069714	1321.1	14.344	186.29	213.75	400.04	0.94916	1.7677
-11	0.34237	0.00075882	0.067374	1317.8	14.843	187.42	213.02	400.44	0.95344	1.7660
-10	0.35474	0.00076069	0.065128	1314.6	15.354	188.55	212.28	400.83	0.95771	1.7644
-9	0.36744	0.00076257	0.062973	1311.4	15.880	189.68	211.53	401.22	0.96198	1.7628
-8	0.38049	0.00076447	0.060904	1308.1	16.419	190.82	210.79	401.61	0.96623	1.7612
-7	0.39388	0.00076639	0.058917	1304.8	16.973	191.96	210.03	401.99	0.97048	1.7596
-6	0.40763	0.00076833	0.057008	1301.5	17.541	193.10	209.27	402.37	0.97471	1.7581
-5	0.42174	0.00077028	0.055173	1298.2	18.125	194.24	208.51	402.75	0.97895	1.7565
-4	0.43622	0.00077224	0.053409	1294.9	18.723	195.39	207.74	403.12	0.98317	1.7550
-3	0.45107	0.00077425	0.051713	1291.6	19.337	196.54	206.96	403.50	0.98739	1.7535
-2	0.46630	0.00077627	0.050082	1288.2	19.967	197.69	206.18	403.87	0.99160	1.7520
-1	0.48191	0.00077830	0.048512	1284.9	20.613	198.84	205.39	404.23	0.99580	1.7505
0	0.49792	0.00078035	0.047001	1281.5	21.276	200.00	204.59	404.59	1.0000	1.7490
1	0.51433	0.00078243	0.045547	1278.1	21.955	201.16	203.79	404.95	1.0042	1.7476
2	0.53113	0.00078452	0.044146	1274.7	22.652	202.32	202.99	405.31	1.0084	1.7461
3	0.54835	0.00078664	0.042797	1271.2	23.366	203.49	202.17	405.66	1.0126	1.7447
4	0.56599	0.00078878	0.041497	1267.8	24.098	204.66	201.35	406.01	1.0167	1.7432
5	0.58405	0.00079094	0.040244	1264.3	24.848	205.83	200.52	406.35	1.0209	1.7418
6	0.60254	0.00079313	0.039036	1260.8	25.617	207.01	199.68	406.70	1.0251	1.7404
7	0.62146	0.00079534	0.037871	1257.3	26.405	208.19	198.85	407.03	1.0293	1.7390
8	0.64083	0.00079757	0.036747	1253.8	27.213	209.37	198.00	407.37	1.0334	1.7376
9	0.66064	0.00079983	0.035663	1250.3	28.040	210.55	197.14	407.70	1.0376	1.7363
10	0.68091	0.00080211	0.034617	1246.7	28.888	211.74	196.28	408.03	1.0417	1.7349
11	0.70165	0.00080442	0.033607	1243.1	29.756	212.94	195.41	408.35	1.0459	1.7336
12	0.72285	0.00080676	0.032632	1239.5	30.645	214.13	194.53	408.67	1.0500	1.7322
13	0.74452	0.00080912	0.031690	1235.9	31.556	215.33	193.65	408.98	1.0541	1.7309
14	0.76668	0.00081151	0.030780	1232.3	32.489	216.54	192.75	409.29	1.0583	1.7295
15	0.78932	0.00081393	0.029900	1228.6	33.444	217.75	191.85	409.60	1.0624	1.7282
16	0.81246	0.00081637	0.029051	1224.9	34.423	218.96	190.94	409.90	1.0665	1.7269
17	0.83610	0.00081885	0.028229	1221.2	35.425	220.18	190.02	410.19	1.0707	1.7256
18	0.86025	0.00082135	0.027434	1217.5	36.451	221.40	189.09	410.49	1.0748	1.7243
19	0.88491	0.00082389	0.026666	1213.8	37.501	222.62	188.15	410.77	1.0789	1.7230
20	0.91009	0.00082646	0.025922	1210.0	38.577	223.85	187.21	411.06	1.0831	1.7217
21	0.93581	0.00082906	0.025203	1206.2	39.678	225.08	186.25	411.33	1.0872	1.7204
22	0.96205	0.00083170	0.024506	1202.4	40.806	226.32	185.29	411.61	1.0913	1.7191
23	0.98884	0.00083437	0.023832	1198.5	41.961	227.56	184.32	411.87	1.0954	1.7178
24	1.0162	0.00083707	0.023179	1194.6	43.143	228.80	183.33	412.14	1.0996	1.7165
25	1.0441	0.00083981	0.022547	1190.7	44.353	230.05	182.34	412.39	1.1037	1.7152
26	1.0725	0.00084259	0.021934	1186.8	45.592	231.31	181.34	412.65	1.1078	1.7140
27	1.1016	0.00084541	0.021340	1182.9	46.860	232.57	180.32	412.89	1.1119	1.7127
28	1.1312	0.00084826	0.020765	1178.9	48.159	233.83	179.30	413.13	1.1160	1.7114
29	1.1613	0.00085116	0.020207	1174.9	49.489	235.10	178.26	413.37	1.1202	1.7102
30	1.1921	0.00085410	0.019666	1170.8	50.850	236.38	177.22	413.60	1.1243	1.7089
31	1.2235	0.00085708	0.019141	1166.8	52.244	237.66	176.16	413.82	1.1284	1.7076
32	1.2555	0.00086010	0.018632	1162.6	53.671	238.94	175.10	414.03	1.1325	1.7063
33	1.2881	0.00086317	0.018138	1158.5	55.133	240.23	174.02	414.24	1.1367	1.7051
34	1.3213	0.00086629	0.017659	1154.3	56.630	241.52	172.93	414.45	1.1408	1.7038
35	1.3551	0.00086946	0.017193	1150.1	58.162	242.82	171.82	414.64	1.1449	1.7025
36	1.3896	0.00087267	0.016741	1145.9	59.732	244.13	170.71	414.83	1.1490	1.7012
37	1.4247	0.00087594	0.016303	1141.6	61.340	245.44	169.58	415.02	1.1532	1.6999
38	1.4605	0.00087926	0.015876	1137.3	62.986	246.75	168.44	415.19	1.1573	1.6987
39	1.4969	0.00088263	0.015462	1133.0	64.673	248.07	167.29	415.36	1.1614	1.6974

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF SATURATED CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Pressure MPa	Volume		Density		Enthalpy			Entropy	
		Liquid m ³ /kg	Vapor m ³ /kg	Liquid kg/m ³	Vapor kg/m ³	Liquid kJ/kg	Latent kJ/kg	Vapor kJ/kg	Liquid kJ/kg K	Vapor kJ/kg K
40	1.5340	0.00088606	0.015060	1128.6	66.401	249.40	166.12	415.52	1.1656	1.6961
41	1.5718	0.00088955	0.014669	1124.2	68.172	250.73	164.94	415.67	1.1697	1.6948
42	1.6102	0.00089310	0.014288	1119.7	69.987	252.07	163.74	415.82	1.1739	1.6934
43	1.6494	0.00089672	0.013919	1115.2	71.846	253.42	162.53	415.95	1.1780	1.6921
44	1.6892	0.00090039	0.013559	1110.6	73.752	254.77	161.31	416.08	1.1822	1.6908
45	1.7297	0.00090414	0.013209	1106.0	75.706	256.13	160.07	416.20	1.1863	1.6895
46	1.7710	0.00090795	0.012869	1101.4	77.709	257.49	158.81	416.31	1.1905	1.6881
47	1.8129	0.00091184	0.012537	1096.7	79.763	258.87	157.54	416.41	1.1947	1.6868
48	1.8556	0.00091581	0.012214	1091.9	81.870	260.24	156.25	416.50	1.1989	1.6854
49	1.8991	0.00091985	0.011900	1087.1	84.031	261.63	154.95	416.58	1.2030	1.6840
50	1.9432	0.00092397	0.011594	1082.3	86.249	263.02	153.62	416.65	1.2072	1.6826
51	1.9882	0.00092818	0.011296	1077.4	88.524	264.42	152.28	416.70	1.2114	1.6812
52	2.0339	0.00093248	0.011006	1072.4	90.861	265.83	150.92	416.75	1.2156	1.6798
53	2.0803	0.00093687	0.010723	1067.4	93.259	267.25	149.54	416.79	1.2199	1.6784
54	2.1276	0.00094136	0.010447	1062.3	95.723	268.67	148.14	416.81	1.2241	1.6769
55	2.1756	0.00094595	0.010178	1057.1	98.254	270.11	146.72	416.83	1.2283	1.6754
56	2.2244	0.00095065	0.0099153	1051.9	100.85	271.55	145.28	416.83	1.2326	1.6739
57	2.2741	0.00095545	0.0096592	1046.6	103.53	273.00	143.82	416.81	1.2368	1.6724
58	2.3245	0.00096038	0.0094093	1041.3	106.28	274.46	142.33	416.79	1.2411	1.6709
59	2.3758	0.00096542	0.0091654	1035.8	109.11	275.93	140.82	416.74	1.2454	1.6693
60	2.4279	0.00097060	0.0089272	1030.3	112.02	277.41	139.28	416.69	1.2497	1.6677
61	2.4809	0.00097591	0.0086946	1024.7	115.01	278.90	137.72	416.62	1.2540	1.6661
62	2.5347	0.00098136	0.0084673	1019.0	118.10	280.40	136.13	416.53	1.2583	1.6645
63	2.5894	0.00098697	0.0082451	1013.2	121.28	281.91	134.51	416.42	1.2627	1.6628
64	2.6450	0.00099273	0.0080280	1007.3	124.56	283.44	132.86	416.30	1.2670	1.6611
65	2.7015	0.00099866	0.0078156	1001.3	127.95	284.98	131.18	416.16	1.2714	1.6594
66	2.7588	0.0010048	0.0076078	995.25	131.44	286.53	129.47	416.00	1.2758	1.6576
67	2.8171	0.0010111	0.0074045	989.04	135.05	288.09	127.72	415.82	1.2803	1.6558
68	2.8763	0.0010176	0.0072054	982.72	138.79	289.67	125.94	415.61	1.2847	1.6539
69	2.9364	0.0010243	0.0070103	976.26	142.65	291.26	124.12	415.39	1.2892	1.6520
70	2.9975	0.0010313	0.0068192	969.68	146.64	292.88	122.26	415.14	1.2937	1.6500
71	3.0595	0.0010385	0.0066319	962.95	150.79	294.50	120.35	414.86	1.2983	1.6480
72	3.1225	0.0010460	0.0064481	956.06	155.08	296.15	118.40	414.56	1.3029	1.6459
73	3.1865	0.0010537	0.0062677	949.02	159.55	297.82	116.41	414.22	1.3075	1.6438
74	3.2515	0.0010618	0.0060906	941.79	164.19	299.51	114.35	413.86	1.3122	1.6416
75	3.3175	0.0010702	0.0059165	934.38	169.02	301.22	112.25	413.46	1.3169	1.6393
76	3.3846	0.0010790	0.0057454	926.77	174.05	302.95	110.08	413.03	1.3217	1.6369
77	3.4527	0.0010882	0.0055769	918.93	179.31	304.71	107.85	412.56	1.3265	1.6345
78	3.5218	0.0010979	0.0054109	910.84	184.81	306.50	105.55	412.05	1.3314	1.6319
79	3.5920	0.0011080	0.0052473	902.52	190.57	308.33	103.17	411.49	1.3363	1.6293
80	3.6633	0.0011187	0.0050858	893.89	196.63	310.18	100.70	410.88	1.3414	1.6265
81	3.7358	0.0011300	0.0049261	884.95	203.00	312.08	98.14	410.22	1.3465	1.6236
82	3.8093	0.0011420	0.0047681	875.65	209.73	314.01	95.489	409.50	1.3517	1.6206
83	3.8840	0.0011548	0.0046115	865.96	216.85	315.99	92.717	408.71	1.3571	1.6174
84	3.9599	0.0011685	0.0044558	855.82	224.42	318.03	89.817	407.85	1.3625	1.6140
85	4.0370	0.0011832	0.0043009	845.17	232.51	320.13	86.770	406.90	1.3681	1.6104
86	4.1153	0.0011991	0.0041462	833.93	241.19	322.29	83.556	405.85	1.3739	1.6066
87	4.1949	0.0012165	0.0039911	822.01	250.56	324.54	80.146	404.69	1.3799	1.6024
88	4.2757	0.0012357	0.0038352	809.27	260.75	326.89	76.505	403.39	1.3861	1.5980
89	4.3578	0.0012570	0.0036774	795.55	271.93	329.35	72.585	401.94	1.3926	1.5931
90	4.4413	0.0012811	0.0035166	780.60	284.37	331.96	68.318	400.28	1.3996	1.5877
91	4.5262	0.0013088	0.0033512	764.07	298.40	334.76	63.607	398.37	1.4070	1.5816
92	4.6125	0.0013415	0.0031786	745.43	314.61	337.82	58.298	396.12	1.4150	1.5747
93	4.7003	0.0013817	0.0029945	723.73	333.94	341.26	52.129	393.39	1.4241	1.5665
94	4.7897	0.0014344	0.0027906	697.15	358.34	345.33	44.570	389.90	1.4348	1.5562
95	4.8808	0.0015130	0.0025467	660.94	392.66	350.67	34.275	384.95	1.4490	1.5421
**96.15	4.9738	0.00195	0.00195	512.	512.	361.5	0.0	361.5	1.478	1.478

**Critical Point

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Pressure = 0.01 MPa (Sat'n Temp = -80.42°C)			Pressure = 0.02 MPa (Sat'n Temp = -70.33°C)			Pressure = 0.03 MPa (Sat'n Temp = -63.80°C)			Pressure = 0.04 MPa (Sat'n Temp = -58.86°C)		
	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	(1517.9)	(109.93)	(0.6107)	(1491.1)	(121.55)	(0.6695)	(1473.5)	(128.92)	(0.7052)	(1459.9)	(134.45)	(0.7313)
Sat'n (Vapor)	(0.54355)	(368.86)	(1.9542)	(1.0380)	(373.76)	(1.9129)	(1.5146)	(376.90)	(1.8898)	(1.9802)	(379.26)	(1.8737)
-70	0.51499	374.38	1.9821	1.0362	373.93	1.9138						
-65	0.50235	377.07	1.9952	1.0103	374.66	1.9271						
-60	0.49034	379.79	2.0081	0.98561	375.41	1.9401	1.4860	379.02	1.8998	1.9425	381.45	1.8839
-55	0.47890	382.55	2.0209	0.96220	382.18	1.9530	1.4500	381.82	1.9128	1.9128	384.30	1.8968
-50	0.46799	385.33	2.0335	0.93993	384.99	1.9657	1.4159	384.65	1.9256	1.8961		
-45	0.45758	388.13	2.0459	0.91871	387.82	1.9782	1.3835	387.50	1.9382	1.8520	387.18	1.9095
-40	0.44764	390.97	2.0582	0.89847	390.68	1.9906	1.3524	390.38	1.9507	1.8100	390.08	1.9221
-35	0.43812	393.84	2.0704	0.87913	393.56	2.0029	1.3231	393.28	1.9632	1.7700	393.00	1.9345
-30	0.42901	396.74	2.0824	0.86063	396.48	2.0150	1.2949	396.22	1.9752	1.7319	395.95	1.9468
-25	0.42027	399.67	2.0944	0.84291	399.42	2.0270	1.2680	399.17	1.9873	1.6955	398.92	1.9589
-20	0.41189	402.62	2.1062	0.82594	402.39	2.0388	1.2422	402.16	1.9992	1.6606	401.92	1.9708
-15	0.40384	405.61	2.1178	0.80965	405.39	2.0506	1.2174	405.17	2.0110	1.6273	404.95	1.9827
-10	0.39610	408.63	2.1294	0.79400	408.42	2.0622	1.1937	408.21	2.0224	1.5953	408.00	1.9944
-5	0.38866	411.68	2.1409	0.77896	411.48	2.0737	1.1709	411.28	2.0342	1.5646	411.08	2.0060
0	0.38149	414.75	2.1523	0.76449	414.57	2.0851	1.1490	414.38	2.0456	1.5351	414.19	2.0175
5	0.37459	417.86	2.1635	0.75056	417.68	2.0964	1.1279	417.50	2.0570	1.5068	417.33	2.0288
10	0.36793	420.99	2.1747	0.73714	420.83	2.1076	1.1076	420.66	2.0682	1.4795	420.49	2.0395
15	0.36151	424.16	2.1858	0.72420	424.00	2.1187	1.0881	423.84	2.0793	1.4532	423.68	2.0401
20	0.35531	427.35	2.1968	0.71171	427.20	2.1297	1.0692	427.05	2.0904	1.4278	426.89	2.0623
25	0.34932	430.57	2.2077	0.69965	430.43	2.1407	1.0510	430.28	2.1013	1.4034	430.14	2.0733
30	0.34353	433.83	2.2185	0.68800	433.69	2.1515	1.0334	433.55	2.1122	1.3798	433.41	2.0842
35	0.33793	437.11	2.2292	0.67673	436.97	2.1622	1.0164	436.84	2.1230	1.3570	436.71	2.0950
40	0.33251	440.41	2.2399	0.66583	440.29	2.1729	0.99997	440.16	2.1336	1.3349	440.03	2.1057
45	0.32726	443.75	2.2504	0.65528	443.63	2.1835	0.98406	443.51	2.1442	1.3136	443.39	2.1163
50	0.32218	447.12	2.2609	0.64506	447.00	2.1940	0.96866	446.88	2.1548	1.2930	446.77	2.1269
55	0.31725	450.51	2.2713	0.63516	450.40	2.2045	0.95374	450.28	2.1652	1.2730	450.17	2.1373
60	0.31248	453.93	2.2817	0.62557	453.82	2.2148	0.93927	453.71	2.1756	1.2536	453.61	2.1477
65	0.30784	457.38	2.2920	0.61625	457.27	2.2251	0.92525	457.17	2.1859	1.2348	457.07	2.1580
70	0.30334	460.85	2.3022	0.60722	460.75	2.2353	0.91164	460.65	2.1961	1.2166	460.55	2.1682
75	0.29897	464.36	2.3123	0.59845	464.26	2.2454	0.89843	464.16	2.2063	1.1989	464.07	2.1784
80	0.29473	467.88	2.3224	0.58993	467.79	2.2555	0.88561	467.70	2.2163	1.1818	467.61	2.1885
85	0.29060	471.44	2.3324	0.58165	471.35	2.2655	0.87314	471.26	2.2264	1.1651	471.17	2.1985
90	0.28659	475.02	2.3423	0.57360	474.94	2.2755	0.86103	474.85	2.2363	1.1489	474.76	2.2085
95	0.28269	478.63	2.3522	0.56577	478.55	2.2853	0.84925	478.46	2.2462	1.1331	478.38	2.2184
100	0.27889	482.26	2.3620	0.55816	482.18	2.2952	0.83779	482.10	2.2560	1.1178	482.02	2.2282
110	0.27160	489.61	2.3814	0.54353	489.53	2.3146	0.81579	489.46	2.2755	1.0884	489.38	2.2477
120	0.26463	497.05	2.4006	0.52965	496.98	2.3338	0.79492	496.91	2.2947	1.0605	496.84	2.2669
130	0.25810	504.59	2.4195	0.51646	504.53	2.3527	0.77509	504.46	2.3136	1.0340	504.39	2.2859
140	0.25184	512.24	2.4382	0.50392	512.17	2.3715	0.75624	512.11	2.3324	1.0081	512.05	2.3046
150	0.24588	519.97	2.4567	0.49198	519.91	2.3900	0.73829	519.85	2.3509	0.9848	519.79	2.3231
160	0.24020	527.80	2.4750	0.48059	527.75	2.4083	0.72117	527.69	2.3692	0.96195	527.63	2.3414
170	0.23477	535.73	2.4931	0.46971	535.67	2.4264	0.70483	535.62	2.3873	0.94013	535.56	2.3595
180	0.22958	543.74	2.5110	0.45932	543.69	2.4443	0.68922	543.64	2.4052	0.91928	543.59	2.3775
190	0.22462	551.85	2.5287	0.44938	551.80	2.4620	0.67429	551.75	2.4229	0.89934	551.70	2.3952
200	0.21987	560.05	2.5462	0.43987	560.00	2.4795	0.66000	559.95	2.4404	0.88026	559.91	2.4127

Temp °C	Pressure = 0.05 MPa (Sat'n Temp = -54.84°C)			Pressure = 0.06 MPa (Sat'n Temp = -51.41°C)			Pressure = 0.07 MPa (Sat'n Temp = -48.41°C)			Pressure = 0.08 MPa (Sat'n Temp = -45.74°C)		
	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	(1448.8)	(138.92)	(0.7519)	(1439.2)	(142.71)	(0.7691)	(1430.7)	(146.02)	(0.7839)	(1423.1)	(148.96)	(0.7969)
Sat'n (Vapor)	(2.4379)	(381.17)	(1.8616)	(2.8894)	(382.79)	(1.8518)	(3.3361)	(384.19)	(1.8437)	(3.7787)	(385.43)	(1.8367)
-50	2.3805	383.96	1.8742	2.8693	383.61	1.8555						
-45	2.3242	386.85	1.8870	2.8004	386.53	1.8684	3.2806	386.20	1.8526	3.7649	385.87	1.8386
-40	2.2708	389.78	1.8997	2.7352	389.47	1.8812	3.2031	389.16	1.8654	3.6746	385.85	1.8516
-35	2.2200	392.72	1.9122	2.6732	392.43	1.8938	3.1295	392.14	1.8781	3.5891	391.85	1.8643
-30	2.1717	395.68	1.9245	2.6142	395.42	1.9062	3.0597	395.15	1.8905	3.5080	394.87	1.8769
-25	2.1255	398.67	1.9367	2.5580	398.42	1.9184	2.9932	398.17	1.9028	3.4309	397.91	1.8892
-20	2.0814	401.69	1.9487	2.5044	401.45	1.9305	2.9298	401.21	1.9150	3.3575	400.97	1.9014
-15	2.0392	404.73	1.9606	2.4531	404.50	1.9424	2.8692	404.28	1.9270	3.2875	404.05	1.9135
-10	1.9987	407.79	1.9724	2.4041	407.58	1.9542	2.8114	407.37	1.9388	3.2206	407.16	1.9254
-5	1.9600	410.89	1.9840	2.3571	410.69	1.9659	2.7560	410.48	1.9506	3.1566	410.28	1.9372
0	1.9228	414.00	1.9955	2.3120	413.81	1.9775	2.7028	413.62	1.9622	3.0953	413.43	1.9488
5	1.8870	417.15	2.0069	2.2687	416.97	1.9889	2.6519	416.79	1.9736	3.0365	416.61	1.9603
10	1.8526	420.32	2.0182	2.2271	420.15	2.0003	2.6029	419.98	1.9850	2.9801	419.80	1.9717
15	1.8195	423.51	2.0294	2.1870	423.35	2.0115	2.5558	423.19	1.9962	2.9258	423.03	1.9830
20	1.7876	426.74	2.0405	2.1484	426.58	2.0226	2.5105	426.43	2.0074	2.8736	426.27	1.9942
25	1.7568	429.99	2.0515	2.1113	429.84	2.0336	2.4668	429.69	2.0184	2.8234	429.55	2.0052
30	1.7271	433.27	2.0624	2.0754	433.13	2.0445	2.4247	432.99	2.0294	2.7749	432.84	2.0162
35	1.6984	436.57	2.0732	2.0408	436.44	2.0554	2.3840	436.30	2.0402	2.7282	436.17	2.0271
40	1.6707	439.90	2.0839	2.0073	439.78	2.0661	2.3448	439.65	2.0510	2.6831	439.52	2.0379
45	1.6439	443.26	2.0946	1.9750	443.14	2.0768	2.3069	443.02	2.0617	2.6395	442.89	2.0486
50	1.6180	446.65	2.1051	1.9437	446.53	2.0873	2.2702	446.41	2.0723	2.5974	446.29	2.0592
55	1.5929	450.06	2.1156	1.9135	449.95	2.0978	2.2347	449.83	2.0828	2.5566	449.72	2.0697
60	1.5686	453.50	2.1260	1.8841	453.39	2.1082	2.2004	453.28	2.0932	2.5172	453.17	2.0801
65	1.5450	456.96	2.1363	1.8557	456.86	2.1186	2.1671	456.75	2.10			

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy
	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K
	Pressure = 0.05 MPa (Sat'n Temp = -54.84°C)			Pressure = 0.06 MPa (Sat'n Temp = -51.41°C)			Pressure = 0.07 MPa (Sat'n Temp = -48.41°C)			Pressure = 0.08 MPa (Sat'n Temp = -45.74°C)		
75	1.4999	463.97	2.1568	1.8015	463.87	2.1390	2.1035	463.78	2.1240	2.4061	463.68	2.1110
80	1.4784	467.51	2.1669	1.7755	467.42	2.1491	2.0731	467.33	2.1341	2.3712	467.23	2.1211
85	1.4575	471.08	2.1769	1.7503	470.99	2.1592	2.0436	470.90	2.1442	2.3374	470.81	2.1312
90	1.4372	474.67	2.1869	1.7259	474.59	2.1692	2.0190	474.50	2.1542	2.3046	474.41	2.1412
95	1.4174	478.29	2.1968	1.7021	478.21	2.1791	1.9872	478.13	2.1641	2.2727	478.04	2.1511
100	1.3982	481.94	2.2066	1.6790	481.86	2.1889	1.9601	481.78	2.1739	2.2416	481.70	2.1609
110	1.3613	489.30	2.2261	1.6346	489.23	2.2084	1.9082	489.15	2.1934	2.1821	489.07	2.1805
120	1.3263	496.77	2.2453	1.5925	496.69	2.2276	1.8590	496.62	2.2127	2.1257	496.55	2.1997
130	1.2932	504.33	2.2643	1.5526	504.26	2.2466	1.8123	504.19	2.2317	2.0723	504.12	2.2187
140	1.2616	511.98	2.2830	1.5146	511.92	2.2654	1.7679	511.85	2.2505	2.0214	511.79	2.2375
150	1.2316	519.73	2.3016	1.4785	519.67	2.2839	1.7257	519.61	2.2690	1.9731	519.55	2.2561
160	1.2029	527.58	2.3199	1.4441	527.52	2.3023	1.6855	527.46	2.2874	1.9270	527.40	2.2744
170	1.1756	535.51	2.3380	1.4112	535.46	2.3204	1.6471	535.40	2.3055	1.8831	535.35	2.2926
180	1.1495	543.54	2.3559	1.3799	543.49	2.3383	1.6104	543.43	2.3234	1.8411	543.38	2.3105
190	1.1245	551.65	2.3736	1.3499	551.60	2.3560	1.5754	551.56	2.3411	1.8010	551.51	2.3282
200	1.1006	559.86	2.3912	1.3212	559.81	2.3736	1.5418	559.77	2.3587	1.7626	559.72	2.3458

Temp °C	Pressure = 0.09 MPa (Sat'n Temp = -43.32°C)			Pressure = 0.10 MPa (Sat'n Temp = -41.10°C)			Pressure = 0.15 MPa (Sat'n Temp = -32.08°C)			Pressure = 0.20 MPa (Sat'n Temp = -25.18°C)		
	Sat'n (Liquid) (Vapor)	(1416.1) (4.2179)	(151.62) (386.54)	(0.8085) (1.8306)	(1409.7) (4.6542)	(154.06) (387.56)	(0.8190) (1.8253)	(1383.2) (6.8032)	(163.97) (391.60)	(0.8608) (1.8050)	(1362.3) (8.9163)	(171.58) (394.60)
-40	4.1499	388.54	1.8393	4.6290	388.22	1.8281						
-35	4.0520	391.56	1.8521	4.5184	391.27	1.8410						
-30	3.9594	394.60	1.8647	4.4137	394.32	1.8537	6.7335	392.92	1.8105	8.9062	394.72	1.7916
-25	3.8714	397.66	1.8772	4.3145	397.40	1.8663	6.5731	396.08	1.8233	8.9062	397.98	1.8046
-20	3.7877	400.73	1.8894	4.2203	400.49	1.8786	6.4217	399.25	1.8360	8.9062	397.98	1.8046
-15	3.7079	403.83	1.9015	4.1306	403.60	1.8907	6.2783	402.44	1.8485	8.4872	401.24	1.8174
-10	3.6318	406.94	1.9135	4.0450	406.73	1.9028	6.1423	405.63	1.8607	8.2945	404.51	1.8299
-5	3.5590	410.08	1.9253	3.9633	409.88	1.9146	6.0129	408.85	1.8728	8.1121	407.79	1.8423
0	3.4894	413.24	1.9370	3.8852	413.05	1.9263	5.8897	412.07	1.8847	7.9392	411.08	1.8544
5	3.4227	416.42	1.9485	3.8103	416.24	1.9379	5.7721	415.32	1.8965	7.7747	414.38	1.8664
10	3.3586	419.63	1.9599	3.7386	419.46	1.9494	5.6597	418.58	1.9081	7.6180	417.69	1.8782
15	3.2971	422.86	1.9713	3.6697	422.70	1.9607	5.5521	421.87	1.9196	7.4685	421.02	1.8898
20	3.2380	426.12	1.9825	3.6035	425.96	1.9719	5.4490	425.17	1.9310	7.3256	424.37	1.9014
25	3.1810	429.40	1.9936	3.5398	429.25	1.9831	5.3500	428.50	1.9423	7.1889	427.73	1.9127
30	3.1262	432.70	2.0045	3.4784	432.56	1.9941	5.2549	431.84	1.9534	7.0577	431.12	1.9240
35	3.0733	436.03	2.0154	3.4193	435.90	2.0050	5.1635	435.21	1.9644	6.9319	434.52	1.9351
40	3.0223	439.39	2.0262	3.3623	439.26	2.0158	5.0754	438.61	1.9753	6.8109	437.94	1.9462
45	2.9730	442.77	2.0370	3.3072	442.64	2.0265	4.9905	442.02	1.9862	6.6945	441.39	1.9571
50	2.9253	446.17	2.0476	3.2540	446.06	2.0372	4.9086	445.46	1.9969	6.5825	444.85	1.9679
55	2.8793	449.61	2.0581	3.2026	449.49	2.0477	4.8296	448.92	2.0075	6.4744	448.34	1.9786
60	2.8347	453.06	2.0686	3.1528	452.95	2.0582	4.7532	452.40	2.0180	6.3702	451.84	1.9892
65	2.7915	456.54	2.0789	3.1046	456.44	2.0686	4.6794	455.91	2.0285	6.2695	455.37	1.9997
70	2.7497	460.05	2.0892	3.0580	459.95	2.0789	4.6079	459.44	2.0388	6.1722	458.93	2.0101
75	2.7091	463.58	2.0994	3.0127	463.48	2.0891	4.5387	462.99	2.0491	6.0782	462.50	2.0205
80	2.6698	467.14	2.1096	2.9689	467.04	2.0993	4.4717	466.57	2.0593	5.9871	466.10	2.0307
85	2.6316	470.72	2.1197	2.9263	470.63	2.1094	4.4067	470.17	2.0695	5.8989	469.72	2.0409
90	2.5946	474.33	2.1297	2.8850	474.24	2.1194	4.3437	473.80	2.0795	5.8134	473.36	2.0510
95	2.5585	477.96	2.1396	2.8448	477.87	2.1293	4.2825	477.45	2.0895	5.7305	477.02	2.0610
100	2.5235	481.61	2.1495	2.8058	481.53	2.1392	4.2231	481.12	2.0994	5.6501	480.71	2.0710
110	2.4564	489.00	2.1690	2.7310	488.92	2.1587	4.1092	488.54	2.1190	5.4961	488.15	2.0906
120	2.3928	496.48	2.1883	2.6602	496.41	2.1780	4.0016	496.05	2.1384	5.3507	495.69	2.1101
130	2.3325	504.06	2.2073	2.5930	503.99	2.1970	3.8996	503.65	2.1575	5.2131	503.31	2.1292
140	2.2747	511.73	2.2261	2.5292	511.66	2.2158	3.8029	511.34	2.1763	5.0827	511.02	2.1481
150	2.2207	519.49	2.2447	2.4685	519.43	2.2344	3.7109	519.13	2.1949	4.9589	518.83	2.1668
160	2.1688	527.35	2.2630	2.4107	527.29	2.2528	3.6234	527.00	2.2133	4.8411	526.72	2.1852
170	2.1193	535.29	2.2811	2.3556	535.24	2.2709	3.5401	534.97	2.2315	4.7290	534.70	2.2034
180	2.0720	543.33	2.2991	2.3030	543.28	2.2889	3.4605	543.02	2.2495	4.6221	542.76	2.2214
190	2.0268	551.46	2.3168	2.2527	551.41	2.3066	3.3845	551.16	2.2672	4.5200	550.52	2.2392
200	1.9835	559.67	2.3344	2.2046	559.63	2.3242	3.3118	559.39	2.2848	4.4224	559.16	2.2568

Temp °C	Pressure = 0.25 MPa (Sat'n Temp = -19.51°C)			Pressure = 0.30 MPa (Sat'n Temp = -14.65°C)			Pressure = 0.35 MPa (Sat'n Temp = -10.38°C)			Pressure = 0.40 MPa (Sat'n Temp = -6.55°C)		
	Sat'n (Liquid) (Vapor)	(1344.8) (11.008)	(177.88) (396.99)	(0.9167) (1.7806)	(1329.5) (13.087)	(183.31) (398.98)	(0.9378) (1.7721)	(1315.8) (15.158)	(188.12) (400.68)	(0.9561) (1.7650)	(1303.3) (17.226)	(192.47) (402.16)
-15	10.762	400.01	1.7924									
-10	10.506	403.36	1.8052	12.782	402.17	1.7843	15.128	400.95	1.7660			
-5	10.265	406.70	1.8178	12.474	405.49	1.7972	14.746	404.26	1.7792	17.085	403.27	1.7631
0	10.037	410.06	1.8302	12.185	408.81	1.8098	14.389	407.54	1.7921	16.652	406.64	1.7763
5	9.8206	413.41	1.8424	11.913	412.43	1.8222	14.054	411.42	1.8047	16.248	410.39	1.7892
10	9.6156	416.78	1.8544	11.655	415.85	1.8344	13.738	414.91	1.8172	15.869	413.94	1.8018
15	9.4207	420.16	1.8662	11.411	419.28	1.8465	13.440	418.39	1.8293	15.512	417.48	1.8142
20	9.2349	423.55	1.8779	11.178	422.72	1.8583	13.158	421.88	1.8413	15.176	421.01	1.8263

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy
	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K
	Pressure = 0.25 MPa (Sat'n Temp = -19.51°C)			Pressure = 0.30 MPa (Sat'n Temp = -14.65°C)			Pressure = 0.35 MPa (Sat'n Temp = -10.38°C)			Pressure = 0.40 MPa (Sat'n Temp = -6.55°C)		
25	9.0575	426.96	1.8894	10.957	426.17	1.8699	12.890	425.37	1.8532	14.857	424.55	1.8383
30	8.8879	430.38	1.9006	10.747	429.63	1.8815	12.635	428.87	1.8648	14.555	428.10	1.8501
35	8.7254	433.82	1.9120	10.545	433.11	1.8928	12.392	432.38	1.8763	14.268	431.65	1.8617
40	8.5696	437.27	1.9232	10.352	436.59	1.9041	12.160	435.91	1.8876	13.994	435.21	1.8732
45	8.4200	440.75	1.9342	10.168	440.10	1.9152	11.938	439.44	1.8988	13.733	438.78	1.8845
50	8.2761	444.24	1.9450	9.9902	443.62	1.9261	11.726	442.99	1.9099	13.483	442.36	1.8957
55	8.1376	447.75	1.9556	9.8198	447.16	1.9370	11.522	446.56	1.9209	13.243	445.95	1.9067
60	8.0042	451.28	1.9665	9.6558	450.72	1.9478	11.326	450.14	1.9317	13.014	449.56	1.9176
65	7.8756	454.84	1.9771	9.4979	454.29	1.9584	11.137	453.74	1.9424	12.793	453.19	1.9284
70	7.7514	458.41	1.9876	9.3457	457.89	1.9690	10.956	457.36	1.9530	12.581	456.83	1.9391
75	7.6314	462.00	1.9980	9.1987	461.50	1.9794	10.781	460.99	1.9636	12.377	460.48	1.9497
80	7.5154	465.62	2.0083	9.0568	465.14	1.9898	10.612	464.65	1.9740	12.181	464.16	1.9602
85	7.4031	469.26	2.0185	8.9197	468.79	2.0001	10.449	468.32	1.9843	11.991	467.85	1.9705
90	7.2944	472.91	2.0287	8.7870	472.47	2.0103	10.291	472.01	1.9946	11.808	471.56	1.9808
95	7.1891	476.59	2.0387	8.6585	476.16	2.0204	10.139	475.73	2.0047	11.630	475.29	1.9910
100	7.0870	480.30	2.0487	8.5341	479.88	2.0304	9.9914	479.46	2.0148	11.459	479.04	2.0011
110	6.8918	487.77	2.0685	8.2964	487.38	2.0502	9.7100	486.98	2.0347	11.133	486.59	2.0211
120	6.7077	495.32	2.0879	8.0725	494.96	2.0698	9.4453	494.59	2.0543	10.826	494.22	2.0408
130	6.5336	502.97	2.1072	7.8611	502.63	2.0890	9.1957	502.28	2.0738	10.537	501.94	2.0601
140	6.3688	510.70	2.1261	7.6611	510.38	2.1080	8.9597	510.06	2.0926	10.265	509.73	2.0792
150	6.2124	518.52	2.1448	7.4735	518.22	2.1268	8.7363	517.91	2.1114	10.007	517.60	2.0981
160	6.0638	526.43	2.1633	7.2916	526.14	2.1453	8.5244	525.85	2.1300	9.7623	525.56	2.1167
170	5.9224	534.42	2.1815	7.1204	534.15	2.1635	8.3230	533.88	2.1483	9.5302	533.60	2.1350
180	5.7877	542.50	2.1994	6.9575	542.24	2.1816	8.1313	541.98	2.1664	9.3093	541.72	2.1531
190	5.6592	550.67	2.2174	6.8020	550.42	2.1995	7.9486	550.17	2.1843	9.0990	549.93	2.1710
200	5.5364	558.92	2.2350	6.6537	558.68	2.2171	7.7743	558.45	2.2019	8.8984	558.21	2.1887

Temp °C	Pressure = 0.45 MPa (Sat'n Temp = -3.07°C)			Pressure = 0.50 MPa (Sat'n Temp = 0.13°C)			Pressure = 0.60 MPa (Sat'n Temp = 5.86°C)			Pressure = 0.70 MPa (Sat'n Temp = 10.92°C)		
	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy
	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	{1291.8}	{196.46}	{0.9871}	{1281.0}	{200.15}	{1.0005}	{1261.3}	{206.85}	{1.0245}	{1243.4}	{212.84}	{1.0455}
Sat'n (Vapor)	{19.293}	{403.47}	{1.7536}	{21.362}	{404.64}	{1.7488}	{25.512}	{406.65}	{1.7406}	{29.687}	{408.32}	{1.7337}
0	18.980	405.71	1.7618	20.810	408.25	1.7619	24.932	409.82	1.7519	28.999	411.55	1.7449
5	18.499	409.34	1.7750	20.284	411.93	1.7750	24.279	413.62	1.7652	28.218	415.45	1.7584
10	18.050	412.95	1.7878	19.794	415.59	1.7878	23.673	417.39	1.7782	27.496	419.33	1.7715
15	17.629	416.54	1.8004	19.334	419.24	1.8004	23.108	421.14	1.7908	26.824	423.17	1.7843
20	17.234	420.14	1.8128	18.902	422.88	1.8127	22.579	424.87	1.8033	26.197	426.99	1.7968
25	16.861	423.72	1.8249	18.495	426.51	1.8248	22.081	428.60	1.8154	25.609	430.80	1.8090
30	16.508	427.31	1.8369	18.109	430.15	1.8367	21.612	432.31	1.8272	25.055	434.59	1.8210
35	16.173	430.90	1.8486	17.744	433.78	1.8484	21.168	436.03	1.8392	24.522	438.38	1.8329
40	15.855	434.50	1.8602	17.397	437.42	1.8599	20.747	439.74	1.8508	24.038	442.17	1.8445
45	15.552	438.10	1.8716	17.066	441.07	1.8713	20.346	443.46	1.8622	23.589	445.95	1.8559
50	15.263	441.72	1.8829	16.750	444.72	1.8829	19.965	447.18	1.8734	23.167	449.74	1.8672
55	14.986	445.34	1.8940	16.449	448.39	1.8936	19.601	450.91	1.8846	22.769	453.53	1.8783
60	14.721	448.98	1.9050	16.160	452.06	1.9045	19.253	454.65	1.8955	22.390	457.32	1.8893
65	14.467	452.63	1.9159	15.883	455.75	1.9154	18.920	458.40	1.9062	22.029	461.13	1.9002
70	14.224	456.29	1.9266	15.616	459.45	1.9261	18.600	462.15	1.9171	21.684	464.94	1.9109
75	13.989	459.97	1.9373	15.361	463.16	1.9372	18.293	465.93	1.9277	21.352	468.76	1.9215
80	13.763	463.66	1.9478	15.114	466.90	1.9478	17.998	469.71	1.9382	21.034	472.60	1.9320
85	13.546	467.37	1.9583	14.877	470.64	1.9576	17.713	473.51	1.9486	20.728	476.44	1.9423
90	13.336	471.10	1.9688	14.648	474.40	1.9678	17.439	477.32	1.9589	20.432	480.28	1.9528
95	13.133	474.85	1.9788	14.427	478.18	1.9780	17.171	481.14	1.9691	20.145	484.18	1.9628
100	12.938	478.61	1.9890	14.212	481.99	1.9882	16.919	484.99	1.9791	19.866	488.10	1.9728
110	12.565	486.19	2.0090	14.007	485.80	1.9982	16.434	492.73	1.9991	19.290	491.97	1.9829
120	12.216	493.85	2.0288	13.813	489.64	2.0180	15.979	500.54	2.0187	18.745	495.83	1.9929
130	11.887	501.59	2.0482	13.633	493.48	2.0375	15.551	508.41	2.0380	18.234	500.75	2.0020
140	11.576	509.40	2.0674	13.463	497.32	2.0567	15.147	516.37	2.0570	17.754	505.74	2.0111
150	11.283	517.30	2.0862	13.305	501.15	2.0756	14.766	524.39	2.0757	17.300	510.74	2.0200
160	11.005	525.27	2.1049	13.158	505.00	2.0942	14.406	532.49	2.0942	16.872	515.74	2.0285
170	10.742	533.32	2.1232	13.022	508.86	2.1127	14.064	540.67	2.1125	16.466	520.74	2.0368
180	10.492	541.46	2.1414	12.894	512.74	2.1308	13.738	548.93	2.1305	16.081	525.74	2.0449
190	10.253	549.68	2.1593	12.774	516.64	2.1488						
200	10.026	557.97	2.1771	12.661	520.56	2.1666						

Temp °C	Pressure = 0.80 MPa (Sat'n Temp = 15.46°C)			Pressure = 0.90 MPa (Sat'n Temp = 19.60°C)			Pressure = 1.00 MPa (Sat'n Temp = 23.41°C)			Pressure = 1.5 MPa (Sat'n Temp = 39.08°C)		
	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy	Density	Enthalpy	Entropy
	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K	kg/m ³	kJ/kg	kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	{1226.9}	{218.31}	{1.0643}	{1211.5}	{223.36}	{1.0814}	{1196.9}	{228.07}	{1.0971}	{1132.6}	{248.18}	{1.1618}
Sat'n (Vapor)	{33.896}	{409.74}	{1.7276}	{38.146}	{410.94}	{1.7222}	{42.443}	{411.98}	{1.7173}	{64.816}	{415.37}	{1.6973}
20	32.997	413.42	1.7403	38.050	411.28	1.7233	40.733	417.61	1.7361	1172.8	236.35	1.1233
25	32.087	417.43	1.7538	36.913	415.45	1.7374	39.572	421.80	1.7498	1151.2	242.80	1.1444
30	31.248	421.40	1.7670	35.875	419.55	1.7511	38.508	425.93	1.7630	1130.5	249.28	1.1651
35	30.471	425.33	1.7799	34.922	423.60	1.7643						
40	29.746	429.23	1.7924	34.040	427.61	1.7772						

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF CHLORODIFLUOROMETHANE (R-22)

Temp °C	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K
	Pressure = 0.80 MPa (Sat'n Temp = 15.46°C)			Pressure = 0.90 MPa (Sat'n Temp = 19.60°C)			Pressure = 1.00 MPa (Sat'n Temp = 23.41°C)			Pressure = 1.5 MPa (Sat'n Temp = 39.08°C)		
45	29.069	433.12	1.8048	33.221	431.59	1.7898	37.525	430.01	1.7760	62.029	421.10	1.7154
50	28.432	436.98	1.8168	32.456	435.54	1.8022	36.614	434.06	1.7886	59.970	425.78	1.7300
55	27.833	440.84	1.8287	31.738	439.48	1.8143	35.763	438.08	1.8009	58.123	430.35	1.7441
60	27.266	444.69	1.8403	31.063	443.40	1.8261	34.967	442.07	1.8130	56.450	434.83	1.7576
65	26.728	448.54	1.8518	30.425	447.31	1.8378	34.219	446.05	1.8249	54.921	439.24	1.7707
70	26.218	452.38	1.8631	29.821	451.21	1.8492	33.513	450.02	1.8365	53.514	443.59	1.7835
75	25.732	456.23	1.8742	29.249	455.11	1.8605	32.845	453.98	1.8480	52.211	447.89	1.7960
80	25.268	460.08	1.8852	28.704	459.02	1.8716	32.212	457.93	1.8593	50.999	452.16	1.8081
85	24.825	463.94	1.8960	28.184	462.92	1.8826	31.610	461.88	1.8704	49.867	456.39	1.8200
90	24.401	467.80	1.9067	27.688	466.83	1.8934	31.036	465.83	1.8813	48.804	460.60	1.8317
95	23.994	471.67	1.9173	27.213	470.74	1.9041	30.489	469.79	1.8921	47.803	464.80	1.8432
100	23.603	475.56	1.9278	26.759	474.66	1.9147	29.966	473.74	1.9028	46.857	468.97	1.8544
110	22.866	483.36	1.9484	25.902	482.52	1.9355	28.983	481.68	1.9238	45.111	477.30	1.8765
120	22.181	491.21	1.9686	25.110	490.43	1.9559	28.077	489.65	1.9443	43.529	485.60	1.8979
130	21.543	499.11	1.9885	24.373	498.39	1.9759	27.236	497.66	1.9645	42.085	493.90	1.9187
140	20.945	507.08	2.0080	23.685	506.40	1.9955	26.453	505.72	1.9842	40.758	502.22	1.9391
150	20.384	515.11	2.0272	23.040	514.47	2.0148	25.722	513.83	2.0036	39.532	510.56	1.9590
160	19.856	523.21	2.0461	22.434	522.61	2.0336	25.035	522.00	2.0227	38.393	518.93	1.9786
170	19.358	531.37	2.0645	21.864	530.81	2.0525	24.389	530.24	2.0415	37.331	527.35	1.9978
180	18.887	539.61	2.0832	21.324	539.07	2.0710	23.780	538.54	2.0600	36.333	535.81	2.0167
190	18.440	547.92	2.1013	20.814	547.41	2.0892	23.204	546.90	2.0783	35.406	544.32	2.0352
200	18.015	556.30	2.1192	20.330	555.82	2.1071	22.658	555.33	2.0963	34.523	552.89	2.0536

Temp °C	Pressure = 2.0 MPa (Sat'n Temp = 51.26°C)			Pressure = 2.5 MPa (Sat'n Temp = 61.36°C)			Pressure = 3.0 MPa (Sat'n Temp = 70.04°C)			Pressure = 3.5 MPa (Sat'n Temp = 77.69°C)		
	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	(1076.1)	(264.79)	(1.2125)	(1022.8)	(279.43)	(1.2555)	(969.61)	(292.94)	(1.2939)	(913.83)	(305.94)	(1.3298)
Sat'n (Vapor)	(89.128)	(416.72)	(1.6809)	(116.11)	(416.59)	(1.6655)	(146.81)	(415.12)	(1.6499)	(183.06)	(412.21)	(1.6328)
30	1176.1	236.32	1.1218	1179.3	236.30	1.1203	1182.4	236.28	1.1189	1185.4	236.27	1.1175
35	1154.9	242.72	1.1428	1158.4	242.66	1.1412	1161.9	242.60	1.1396	1165.3	242.56	1.1381
40	1132.5	249.28	1.1639	1136.5	249.17	1.1621	1140.4	249.07	1.1604	1144.2	248.98	1.1587
45	1108.6	256.02	1.1853	1113.3	255.85	1.1833	1117.7	255.69	1.1814	1122.0	255.55	1.1795
50	1083.0	262.99	1.2070	1088.4	262.73	1.2047	1093.5	262.50	1.2026	1098.4	262.29	1.2006
55	86.129	420.86	1.6996	1061.3	269.87	1.2267	1067.4	269.53	1.2242	1073.2	269.24	1.2219
60	82.650	426.16	1.7096	1031.5	277.33	1.2492	1038.9	276.86	1.2464	1045.8	276.44	1.2437
65	79.631	431.25	1.7247	111.42	421.23	1.6794	1007.0	284.58	1.2694	1015.6	283.98	1.2661
70	76.967	436.17	1.7392	106.07	427.19	1.6968	969.95	292.67	1.2937	981.26	291.99	1.2896
75	74.584	440.98	1.7531	101.59	432.81	1.7131	137.02	422.44	1.6711	940.39	300.73	1.3149
80	72.429	445.67	1.7665	97.737	438.17	1.7284	129.46	429.04	1.6899	174.80	416.60	1.6452
85	70.464	450.29	1.7795	94.360	443.35	1.7430	123.35	435.15	1.7071	161.58	424.75	1.6681
90	68.658	454.84	1.7921	91.356	448.38	1.7569	118.21	440.92	1.7231	151.86	431.88	1.6879
95	66.989	459.34	1.8044	88.653	453.29	1.7703	113.78	446.43	1.7382	144.17	438.38	1.7057
100	65.437	463.79	1.8164	86.196	458.11	1.7833	109.89	451.75	1.7525	137.80	444.47	1.7221
110	62.630	472.60	1.8397	81.872	467.52	1.8082	103.30	461.96	1.7795	127.63	455.81	1.7521
120	60.146	481.30	1.8621	78.150	476.71	1.8319	97.566	471.75	1.8048	119.70	466.43	1.7795
130	57.920	489.95	1.8838	74.904	485.76	1.8547	93.244	481.32	1.8288	113.21	476.58	1.8050
140	55.906	498.56	1.9049	72.016	494.72	1.8766	89.230	490.68	1.8517	107.73	486.41	1.8291
150	54.070	507.15	1.9255	69.422	503.61	1.8979	85.690	499.91	1.8738	102.99	496.03	1.8521
160	52.383	515.75	1.9456	67.070	512.46	1.9185	82.526	509.05	1.8951	98.837	505.50	1.8742
170	50.825	524.37	1.9652	64.921	521.30	1.9387	79.671	518.13	1.9159	95.134	514.85	1.8955
180	49.379	533.01	1.9845	62.944	530.13	1.9584	77.071	527.18	1.9361	91.801	524.14	1.9163
190	48.031	541.68	2.0034	61.116	538.98	1.9777	74.687	536.21	1.9558	88.774	533.38	1.9364
200	46.769	550.39	2.0221	59.418	547.84	1.9967	72.489	545.24	1.9751	86.004	542.59	1.9561

Temp °C	Pressure = 4.0 MPa (Sat'n Temp = 84.52°C)			Pressure = 5 MPa			Pressure = 6 MPa			Pressure = 7 MPa		
	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K	Density kg/m ³	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg K
Sat'n (Liquid)	(850.84)	(319.12)	(1.3654)									
Sat'n (Vapor)	(228.58)	(407.36)	(1.6121)									
30	1188.4	236.27	1.1161	1194.1	236.29	1.1134	1199.7	236.34	1.1108			
35	1168.5	242.53	1.1366	1174.9	242.49	1.1337	1180.9	242.48	1.1309	1186.7	242.49	1.1282
40	1147.8	249.31	1.1571	1154.8	249.79	1.1540	1161.5	249.72	1.1510	1167.8	248.67	1.1481
45	1126.1	256.43	1.1777	1133.9	255.22	1.1743	1141.3	255.07	1.1711	1148.3	254.96	1.1680
50	1103.1	262.10	1.1986	1112.0	261.79	1.1948	1120.2	261.54	1.1913	1128.0	261.35	1.1879
55	1078.6	268.97	1.2197	1088.8	268.52	1.2155	1098.1	268.16	1.2116	1106.8	267.87	1.2079
60	1052.2	276.07	1.2411	1064.1	275.44	1.2364	1074.8	274.43	1.2321	1084.6	274.52	1.2281
65	1023.4	283.46	1.2631	1037.5	282.59	1.2577	1050.0	281.89	1.2528	1061.2	281.34	1.2484
70	991.28	291.24	1.2860	1008.6	290.03	1.2795	1023.4	289.09	1.2739	1036.3	288.34	1.2689
75	954.13	299.60	1.3102	976.42	297.86	1.3022	994.45	296.58	1.2956	1009.8	295.57	1.2898
80	908.44	308.91	1.3367	939.57	306.25	1.3261	962.50	304.45	1.3180	981.07	303.10	1.3113
85	224.97	408.70	1.6159	895.11	315.53	1.3522	926.29	312.85	1.3417	949.56	310.99	1.3335
90	199.40	419.77	1.6466	835.42	326.50	1.3826	883.56	322.02	1.3671	914.27	319.37	1.3567
95	183.74	428.35	1.6701	717.95	343.51	1.4291	829.50	332.22	1.3950	873.57	328.12	1.3807
100	172.35	435.79	1.6901	300.42	407.19	1.6013	750.33	344.89	1.4291	824.53	337.48	1.4059
110	155.99	448.85	1.7247	234.67	430.83	1.6639	410.09	397.95	1.5693	673.62	363.52	1.4747

TABLE 6-3 REFRIGERANT-134a (1,1,1,2-TETRAFLUOROETHANE) PROPERTIES OF SATURATED LIQUID AND SATURATED VAPOR

Temp,* °C	Absolute Pressure, MPa	Density, kg/m ³ Liquid	Volume, m ³ /kg Vapor	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c _p , kJ/(kg·K)			Velocity, of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp,* °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	c _p /c _v	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-103.30a	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585	1.163	1135.	127.	2186.6	6.63	—	—	28.15	-103.30
-100.00	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456	1.168	0.592	1.161	1111.	128.	1958.2	6.76	—	—	27.56	-100.00
-90.00	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975	1.201	0.614	1.155	1051.	131.	1445.6	7.16	—	—	25.81	-90.00
-80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585	1.211	0.637	1.151	999.	134.	1109.9	7.57	—	—	24.11	-80.00
-70.00	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.660	1.148	951.	137.	879.6	7.97	125.8	—	22.44	-70.00
-60.00	0.01594	1471.0	1.0770	123.96	361.51	0.6871	1.8016	1.220	0.685	1.146	904.	139.	715.4	8.38	121.1	—	20.81	-60.00
-50.00	0.02984	1443.1	0.60560	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712	1.146	858.	142.	594.3	8.79	116.5	7.12	19.22	-50.00
-40.00	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.740	1.148	812.	144.	502.2	9.20	111.9	8.19	17.66	-40.00
-30.00	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	0.8498	1.7519	1.260	0.771	1.152	765.	145.	430.4	9.62	107.3	9.16	16.13	-30.00
-28.00	0.09268	1380.0	0.20682	163.62	381.70	0.8601	1.7497	1.264	0.778	1.153	756.	145.	418.0	9.71	106.3	9.35	15.83	-28.00
-26.07b	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	0.8701	1.7476	1.268	0.784	1.154	747.	146.	406.4	9.79	105.4	9.52	15.54	-26.07
-26.00	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785	1.154	747.	146.	406.0	9.79	105.4	9.53	15.53	-26.00
-24.00	0.11127	1368.2	0.17410	168.70	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791	1.155	738.	146.	394.6	9.88	104.5	9.71	15.23	-24.00
-22.00	0.12160	1362.2	0.16010	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798	1.156	728.	146.	383.6	9.96	103.6	9.89	14.93	-22.00
-20.00	0.13268	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805	1.157	719.	146.	373.1	10.05	102.6	10.07	14.63	-20.00
-18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399	1.286	0.812	1.159	710.	146.	363.0	10.14	101.7	10.24	14.33	-18.00
-16.00	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.820	1.160	700.	147.	353.3	10.22	100.8	10.42	14.04	-16.00
-14.00	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827	1.162	691.	147.	344.0	10.31	99.9	10.59	13.74	-14.00
-12.00	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.9410	1.7351	1.301	0.835	1.164	682.	147.	335.0	10.40	99.0	10.76	13.45	-12.00
-10.00	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842	1.166	672.	147.	326.3	10.49	98.0	10.93	13.16	-10.00
-8.00	0.21684	1319.3	0.09246	189.40	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.850	1.168	663.	147.	318.0	10.58	97.1	11.10	12.87	-8.00
-6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310	1.317	0.858	1.170	654.	147.	309.9	10.67	96.2	11.28	12.58	-6.00
-4.00	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.866	1.172	644.	147.	302.2	10.76	95.3	11.45	12.29	-4.00
-2.00	0.27206	1300.2	0.07440	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875	1.175	635.	147.	294.7	10.85	94.3	11.62	12.00	-2.00
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274	1.335	0.883	1.178	626.	147.	287.4	10.94	93.4	11.79	11.71	0.00
2.00	0.31450	1287.1	0.06470	202.68	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892	1.180	616.	147.	280.4	11.03	92.5	11.96	11.43	2.00
4.00	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252	1.347	0.901	1.183	607.	147.	273.6	11.13	91.6	12.13	11.14	4.00
6.00	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.910	1.187	598.	147.	267.0	11.22	90.7	12.31	10.86	6.00
8.00	0.38749	1267.0	0.05284	210.80	403.27	1.0387	1.7233	1.360	0.920	1.190	588.	147.	260.6	11.32	89.7	12.48	10.58	8.00
10.00	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.40	1.0483	1.7224	1.367	0.930	1.193	579.	146.	254.3	11.42	88.8	12.66	10.30	10.00
12.00	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939	1.197	569.	146.	248.3	11.52	87.9	12.84	10.02	12.00
14.00	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.950	1.201	560.	146.	242.5	11.62	87.0	13.02	9.74	14.00
16.00	0.50413	1239.3	0.04081	221.80	407.70	1.0770	1.7199	1.388	0.960	1.206	550.	146.	236.8	11.72	86.0	13.20	9.47	16.00
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971	1.210	541.	146.	231.2	11.82	85.1	13.39	9.19	18.00
20.00	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183	1.404	0.982	1.215	532.	145.	225.8	11.92	84.2	13.57	8.92	20.00
22.00	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994	1.220	522.	145.	220.5	12.03	83.3	13.76	8.65	22.00
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.420	1.006	1.226	512.	145.	215.4	12.14	82.4	13.96	8.38	24.00
26.00	0.68531	1202.6	0.03003	235.90	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018	1.231	503.	144.	210.4	12.25	81.4	14.15	8.11	26.00
28.00	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031	1.238	493.	144.	205.5	12.36	80.5	14.35	7.84	28.00
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044	1.244	484.	143.	200.7	12.48	79.6	14.56	7.57	30.00
32.00	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142	1.457	1.058	1.251	474.	143.	196.0	12.60	78.7	14.76	7.31	32.00
34.00	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073	1.259	465.	142.	191.4	12.72	77.7	14.97	7.05	34.00
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088	1.267	455.	142.	186.9	12.84	76.8	15.19	6.78	36.00
38.00	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104	1.276	445.	141.	182.5	12.97	75.9	15.41	6.52	38.00
40.00	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.500	1.120	1.285	436.	140.	178.2	13.10	75.0	15.64	6.27	40.00
42.00	1.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138	1.295	426.	140.	174.0	13.24	74.1	15.86	6.01	42.00
44.00	1.1300	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156	1.306	416.	139.	169.8	13.38	73.1	16.10	5.76	44.00
46.00	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175	1.318	407.	138.	165.7	13.52	72.2	16.34	5.51	46.00
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196	1.331	397.	137.	161.7	13.67	71.3	16.59	5.26	48.00
50.00	1.3177	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218	1.345	387.	137.	157.7	13.83	70.4	16.84	5.01	50.00
52.00	1.3852	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070	1.585	1.241	1.360	377.	136.	153.8	13.99	69.5	17.10	4.76	52.00
54.00	1.4553	1082.9	0.01353	277.86	425.03	1.2562	1.7061	1.602	1.266	1.377	367.	135.	149.9	14.16	68.5	17.36	4.52	54.00
56.00	1.5280	1073.0	0.01280	281.04	425.68	1.2657	1.7051	1.621	1.293	1.395	358.	134.	146.1	14.33	67.6	17.63	4.28	56.00
58.00	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322	1.416	348.	133.	142.3	14.51	66.7	17.91	4.04	58.00
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354	1.438	338.	132.	138.6	14.71	65.8	18.19	3.81	60.00
62.00	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388	1.463	328.	131.	134.9	14.91	64.9	18.48	3.57	62.00
64.00	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426	1.490	318.	129.	131.2	15.12	63.9	18.78	3.34	64.00
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6993	1.740	1.468	1.522	308.	128.	127.5	15.35	63.0	19.09	3.12	66.00
68.00	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515	1.557	298.	127.	123.9	15.59	62.1	19.40	2.89	68.00
70.00	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567	1.597	287.	126.	120.3	15.85	61.2	19.72	2.67	70.00
72.00	2.21																	

TABLE 6-4 REFRIGERANT-134a PROPERTIES OF SUPERHEATED VAPOR

Pressure = 0.101325 MPa Saturation temperature = -26.07°C					Pressure = 0.200 MPa Saturation temperature = -10.07°C					Pressure = 0.400 MPa Saturation temperature = -8.94°C				
Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s
Saturated Liquid	1374.34	166.07	0.8701	747.1	Saturated Liquid	1325.78	186.69	0.9506	672.8	Saturated Liquid	1263.84	212.08	1.0432	583.8
Vapor	5.26	382.90	1.7476	145.7	Vapor	10.01	392.71	1.7337	146.9	Vapor	19.52	403.80	1.7229	146.6
-20.00	5.11	387.68	1.7667	147.8	-10.00	10.01	392.77	1.7339	147.0					
-10.00	4.89	395.65	1.7976	151.0	0.00	9.54	401.21	1.7654	150.6	10.00	19.41	404.78	1.7263	147.0
0.00	4.69	403.74	1.8278	154.2	10.00	9.13	409.73	1.7961	154.0	20.00	18.45	414.00	1.7583	151.2
10.00	4.50	411.97	1.8574	157.2	20.00	8.76	418.35	1.8260	157.3	30.00	17.61	423.21	1.7892	155.0
20.00	4.34	420.34	1.8864	160.1	30.00	8.42	427.07	1.8552	160.4	40.00	16.87	432.46	1.8192	158.6
30.00	4.18	428.85	1.9150	162.9	40.00	8.12	435.90	1.8839	163.4	50.00	16.20	441.76	1.8485	162.0
40.00	4.04	437.52	1.9431	165.7	50.00	7.83	444.87	1.9121	166.3	60.00	15.60	451.15	1.8771	165.3
50.00	3.91	446.33	1.9708	168.4	60.00	7.57	453.97	1.9398	169.2	70.00	15.05	460.63	1.9051	168.4
60.00	3.78	455.30	1.9981	171.0	70.00	7.33	463.20	1.9671	171.9	80.00	14.54	470.21	1.9326	171.4
70.00	3.67	464.43	2.0251	173.6	80.00	7.11	472.57	1.9940	174.6	90.00	14.08	479.91	1.9597	174.3
80.00	3.56	473.70	2.0518	176.1	90.00	6.89	482.08	2.0206	177.2	100.00	13.65	489.72	1.9864	177.1
90.00	3.46	483.13	2.0781	178.6	100.00	6.70	491.74	2.0468	179.7	110.00	13.24	499.65	2.0126	179.8
100.00	3.36	492.71	2.1041	181.0	110.00	6.51	501.53	2.0727	182.2	120.00	12.87	509.71	2.0386	182.4
110.00	3.27	502.44	2.1298	183.4	120.00	6.34	511.47	2.0983	184.7	130.00	12.51	519.90	2.0641	185.0
120.00	3.19	512.32	2.1553	185.7	130.00	6.17	521.55	2.1236	187.1	140.00	12.18	530.21	2.0894	187.5
130.00	3.11	522.35	2.1805	188.1	140.00	6.01	531.76	2.1486	189.4	150.00	11.87	540.66	2.1144	190.0
140.00	3.03	532.52	2.2054	190.3	150.00	5.87	542.12	2.1734	191.7					
150.00	2.96	542.83	2.2301	192.6										

Pressure = 0.600 MPa Saturation temperature = 21.58°C					Pressure = 0.800 MPa Saturation temperature = 31.33°C					Pressure = 1.000 MPa Saturation temperature = 39.39°C				
Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s
Saturated Liquid	1219.08	229.62	1.1035	524.0	Saturated Liquid	1181.92	243.58	1.1495	477.4	Saturated Liquid	1149.06	255.44	1.1874	438.6
Vapor	29.13	410.67	1.7178	145.0	Vapor	38.99	415.58	1.7144	142.9	Vapor	49.16	419.31	1.7117	140.6
30.00	27.79	418.97	1.7455	149.0	40.00	36.98	424.61	1.7437	147.6	40.00	48.95	419.99	1.7139	141.0
40.00	26.41	428.72	1.7772	153.4	50.00	35.03	434.85	1.7758	152.4	50.00	45.86	430.91	1.7482	146.9
50.00	25.21	438.44	1.8077	157.4	60.00	33.36	444.98	1.8067	156.8	60.00	43.34	441.56	1.7807	152.0
60.00	24.16	448.16	1.8374	161.2	70.00	31.90	455.08	1.8366	160.8	70.00	41.21	452.05	1.8117	156.7
70.00	23.22	457.93	1.8662	164.7	80.00	30.62	465.17	1.8656	164.6	80.00	39.36	462.47	1.8416	160.9
80.00	22.37	467.75	1.8944	168.0	90.00	29.46	475.30	1.8939	168.1	90.00	37.74	472.86	1.8706	164.9
90.00	21.59	477.65	1.9221	171.2	100.00	28.41	485.49	1.9215	171.5	100.00	36.29	483.26	1.8989	168.6
100.00	20.88	487.64	1.9492	174.3	110.00	27.46	495.74	1.9496	174.7	110.00	34.99	493.69	1.9265	172.1
110.00	20.22	497.72	1.9759	177.3	120.00	26.58	506.07	1.9753	177.8	120.00	33.80	504.19	1.9535	175.4
120.00	19.61	507.92	2.0022	180.1	130.00	25.77	516.50	2.0015	180.8	130.00	32.71	514.75	1.9800	178.6
130.00	19.04	518.22	2.0280	182.9	140.00	25.01	527.03	2.0272	183.7	140.00	31.70	525.39	2.0061	181.7
140.00	18.51	528.63	2.0536	185.6	150.00	24.31	537.66	2.0527	186.4	150.00	30.76	536.12	2.0318	184.6
150.00	18.01	539.17	2.0787	188.2	160.00	23.65	548.40	2.0777	189.2	160.00	29.90	546.95	2.0571	187.5
160.00	17.54	549.82	2.1036	190.8	170.00	23.03	559.24	2.1025	191.8	170.00	29.08	557.88	2.0820	190.3
170.00	17.10	560.59	2.1282	193.3	180.00	22.45	570.20	2.1270	194.4	180.00	28.32	568.91	2.1066	193.0
180.00	16.68	571.48	2.1525	195.8	190.00	21.89	581.28	2.1511	196.9	190.00	27.60	580.05	2.1309	195.6
190.00	16.29	582.50	2.1765	198.2	200.00	21.37	592.46	2.1750	199.4	200.00	26.92	591.29	2.1550	198.2
200.00	15.91	593.63	2.2003	200.6										

Pressure = 1.200 MPa Saturation temperature = 46.32°C					Pressure = 1.400 MPa Saturation temperature = 52.43°C					Pressure = 1.600 MPa Saturation temperature = 57.91°C				
Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s	Temp., °C	Density, kg/m ³	Enthalpy, kJ/kg	Entropy, kJ/(kg·K)	Vel. Sound, m/s
Saturated Liquid	1118.89	265.91	1.2200	405.0	Saturated Liquid	1090.50	275.38	1.2488	375.1	Saturated Liquid	1063.28	284.11	1.2748	348.1
Vapor	59.73	422.22	1.7092	138.2	Vapor	70.76	424.50	1.7065	135.6	Vapor	82.34	426.27	1.7042	132.9
50.00	58.09	426.51	1.7226	140.7	60.00	66.61	433.69	1.7347	141.2	60.00	80.74	428.99	1.7124	134.7
60.00	54.32	437.83	1.7571	146.9	70.00	62.25	445.31	1.7691	147.5	70.00	74.43	441.47	1.7493	142.3
70.00	51.26	448.81	1.7896	152.3	80.00	58.74	456.56	1.8014	153.0	80.00	69.61	453.30	1.7833	148.7
80.00	48.69	459.61	1.8206	157.1	90.00	55.79	467.60	1.8322	158.0	90.00	65.71	464.76	1.8153	154.2
90.00	46.49	470.30	1.8504	161.5	100.00	53.24	478.53	1.8619	162.5	100.00	62.43	476.01	1.8458	159.2
100.00	44.55	480.94	1.8794	165.6	110.00	51.03	489.39	1.8906	166.6	110.00	59.62	487.13	1.8753	163.8
110.00	42.83	491.58	1.9075	169.4	120.00	49.05	500.25	1.9186	170.5	120.00	57.14	498.19	1.9038	168.0
120.00	41.28	502.25	1.9350	173.0	130.00	47.28	511.11	1.9459	174.2	130.00	54.95	509.23	1.9315	171.9
130.00	39.87	512.95	1.9619	176.4	140.00	45.67	522.02	1.9726	177.7	140.00	52.98	520.28	1.9586	175.6
140.00	38.58	523.72	1.9882	179.7	150.00	44.19	532.97	1.9988	181.0	150.00	51.18	531.36	1.9851	179.1
150.00	37.39	534.56	2.0142	182.8	160.00	42.83	544.00	2.0246	184.2	160.00	49.54	542.49	2.0111	182.5
160.00	36.29	545.48	2.0397	185.8	170.00	41.57	555.10	2.0499	187.2	170.00	48.03	553.65	2.0366	185.7
170.00	35.26	556.50	2.0648	188.8	180.00	40.41	566.28	2.0748	190.2	180.00	46.63	564.94	2.0617	188.8
180.00	34.31	567.60	2.0896	191.6	190.00	39.31	577.55	2.0994	193.1	190.00	45.32	576.29	2.0865	191.8
190.00	33.40	578.80	2.1141	194.4	200.00	38.28	588.92	2.1237	195.9	200.00	44.10	587.71	2.1109	194.7
200.00	32.56	590.11	2.1382	197.1	210.00	37.32	600.38	2.1477	198.6	210.00	42.96	599.23	2.1350	197.6
210.00	31.76	601.51	2.1621	199.7	220.00	36.41	611.94	2.1714	201.3	220.00	41.88	610.84	2.1588	200.3
220.00	31.01	613.02	2.1856	202.2	230.00	35.55	623.60	2.1948	203.9	230.00	40.87	622.55	2.1823	203.0
230.00	30.29	624.64	2.2090	204.8	240.00	34.73	635.35	2.2179	206.4	240.00	39.91	634.35	2.2055	205.6
240.00	29.61	636.36	2.2320	207.2	250.00	33.96	647.22	2.2408	208.9	250.00	39.00	646.25	2.2285	208.2
250.00	28.96	648.18	2.2548	209.7										

*temperatures are on the ITS-90 scale

©1997, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1791 Tullie Circle, NE, Atlanta, GA 30329, USA. 404-636-8400, www.ashrae.org. Reprinted by permission from ASHRAE 1997 Handbook—Fundamentals.

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF SATURATED AMMONIA (R-717)

Temp °C	Pressure MPa	Volume		Density		Enthalpy			Entropy		Temp °C
		Liquid m ³ /kg	Vapor m ³ /kg	Liquid kg/m ³	Vapor kg/m ³	Liquid kJ/kg	Latent kJ/kg	Vapor kJ/kg	Liquid kJ/kg K	Vapor kJ/kg K	
*-77.67	0.006060	0.0013627	15.689	733.86	0.063740	-1110.1	1490.2	380.09	4.2032	11.828	-77.67
-77	0.006393	0.0013640	14.920	733.11	0.067023	-1106.9	1488.2	381.35	4.2198	11.808	-77
-76	0.006918	0.0013661	13.853	732.01	0.072185	-1102.1	1485.3	383.22	4.2441	11.779	-76
-75	0.007481	0.0013682	12.874	730.90	0.077676	-1097.4	1482.5	385.08	4.2679	11.751	-75
-74	0.008081	0.0013703	11.974	729.79	0.083514	-1092.7	1479.6	386.94	4.2914	11.723	-74
-73	0.008722	0.0013723	11.147	728.68	0.089714	-1088.1	1476.9	388.79	4.3146	11.695	-73
-72	0.009406	0.0013744	10.385	727.57	0.096293	-1083.5	1474.1	390.63	4.3374	11.667	-72
-71	0.010135	0.0013766	9.6832	726.45	0.10327	-1079.0	1471.4	392.47	4.3600	11.640	-71
-70	0.010911	0.0013787	9.0362	725.33	0.11067	-1074.4	1468.8	394.31	4.3822	11.613	-70
-69	0.011737	0.0013808	8.4391	724.20	0.11850	-1070.0	1466.1	396.14	4.4042	11.587	-69
-68	0.012615	0.0013830	7.8876	723.08	0.12678	-1065.5	1463.5	397.96	4.4260	11.561	-68
-67	0.013547	0.0013852	7.3778	721.94	0.13554	-1061.1	1460.8	399.77	4.4476	11.535	-67
-66	0.014537	0.0013873	6.9062	720.81	0.14480	-1056.6	1458.2	401.58	4.4690	11.510	-66
-65	0.015588	0.0013895	6.4694	719.66	0.15457	-1052.2	1455.6	403.38	4.4902	11.484	-65
-64	0.016702	0.0013918	6.0647	718.52	0.16489	-1047.8	1453.0	405.17	4.5112	11.460	-64
-63	0.017881	0.0013940	5.6894	717.37	0.17576	-1043.5	1450.4	406.96	4.5321	11.435	-63
-62	0.019130	0.0013962	5.3411	716.21	0.18723	-1039.1	1447.8	408.74	4.5528	11.411	-62
-61	0.020451	0.0013985	5.0176	715.05	0.19930	-1034.7	1445.2	410.51	4.5734	11.387	-61
-60	0.021848	0.0014008	4.7169	713.89	0.21200	-1030.4	1442.6	412.27	4.5939	11.363	-60
-59	0.023324	0.0014031	4.4372	712.72	0.22537	-1026.0	1440.1	414.03	4.6143	11.340	-59
-58	0.024882	0.0014054	4.1768	711.54	0.23942	-1021.7	1437.4	415.77	4.6345	11.317	-58
-57	0.026526	0.0014077	3.9343	710.37	0.25418	-1017.3	1434.8	417.51	4.6547	11.294	-57
-56	0.028259	0.0014101	3.7082	709.19	0.26968	-1013.0	1432.2	419.24	4.6747	11.271	-56
-55	0.030086	0.0014124	3.4973	708.00	0.28594	-1008.6	1429.6	420.97	4.6947	11.249	-55
-54	0.032009	0.0014148	3.3004	706.81	0.30299	-1004.3	1427.0	422.68	4.7145	11.227	-54
-53	0.034034	0.0014172	3.1165	705.62	0.32087	-999.94	1424.3	424.39	4.7343	11.205	-53
-52	0.036164	0.0014196	2.9446	704.42	0.33960	-995.59	1421.7	426.08	4.7540	11.184	-52
-51	0.038403	0.0014220	2.7839	703.22	0.35921	-991.24	1419.0	427.77	4.7737	11.162	-51
-50	0.040756	0.0014245	2.6334	702.02	0.37974	-986.88	1416.3	429.45	4.7932	11.141	-50
-49	0.043227	0.0014269	2.4925	700.82	0.40121	-982.53	1413.6	431.12	4.8127	11.120	-49
-48	0.045820	0.0014294	2.3604	699.61	0.42365	-978.16	1410.9	432.78	4.8321	11.100	-48
-47	0.048540	0.0014318	2.2366	698.40	0.44710	-973.80	1408.2	434.43	4.8514	11.080	-47
-46	0.051391	0.0014343	2.1205	697.19	0.47160	-969.43	1405.5	436.07	4.8707	11.059	-46
-45	0.054379	0.0014368	2.0114	695.97	0.49717	-965.06	1402.8	437.70	4.8898	11.039	-45
-44	0.057508	0.0014394	1.9090	694.76	0.52385	-960.68	1400.0	439.32	4.9090	11.020	-44
-43	0.060784	0.0014419	1.8127	693.54	0.55167	-956.29	1397.2	440.93	4.9280	11.000	-43
-42	0.064211	0.0014444	1.7221	692.31	0.58068	-951.91	1394.4	442.53	4.9470	10.981	-42
-41	0.067794	0.0014470	1.6369	691.09	0.61091	-947.51	1391.6	444.12	4.9660	10.962	-41
-40	0.071540	0.0014496	1.5567	689.86	0.64239	-943.12	1388.8	445.70	4.9849	10.943	-40
-39	0.075453	0.0014521	1.4811	688.64	0.67516	-938.72	1386.0	447.27	5.0037	10.924	-39
-38	0.079538	0.0014547	1.4099	687.40	0.70927	-934.31	1383.1	448.83	5.0224	10.906	-38
-37	0.083803	0.0014574	1.3427	686.17	0.74475	-929.90	1380.3	450.38	5.0411	10.887	-37
-36	0.088251	0.0014600	1.2794	684.94	0.78164	-925.48	1377.4	451.91	5.0598	10.869	-36
-35	0.092890	0.0014626	1.2195	683.70	0.81998	-921.05	1374.5	453.44	5.0784	10.851	-35
-34	0.097725	0.0014653	1.1630	682.46	0.85981	-916.63	1371.6	454.96	5.0969	10.833	-34
-33.28	0.101325	0.0014672	1.1244	681.57	0.88940	-913.44	1369.5	456.04	5.1102	10.821	-33.28
-33	0.10276	0.0014679	1.1097	681.22	0.90118	-912.19	1368.7	456.46	5.1153	10.816	-33
-32	0.10801	0.0014706	1.0592	679.98	0.94413	-907.75	1365.7	457.95	5.1338	10.798	-32
-31	0.11347	0.0014733	1.0114	678.73	0.98870	-903.31	1362.7	459.44	5.1521	10.781	-31
-30	0.11915	0.0014760	0.96625	677.49	1.0349	-898.86	1359.8	460.91	5.1704	10.764	-30
-29	0.12506	0.0014788	0.92347	676.24	1.0829	-894.41	1356.8	462.37	5.1887	10.747	-29
-28	0.13120	0.0014815	0.88294	674.99	1.1326	-889.94	1353.8	463.81	5.2069	10.730	-28
-27	0.13758	0.0014843	0.84454	673.73	1.1841	-885.48	1350.7	465.25	5.2250	10.714	-27
-26	0.14421	0.0014870	0.80812	672.47	1.2374	-881.01	1347.7	466.67	5.2431	10.697	-26
-25	0.15110	0.0014898	0.77358	671.21	1.2927	-876.53	1344.6	468.09	5.2611	10.681	-25
-24	0.15825	0.0014926	0.74081	669.95	1.3499	-872.05	1341.5	469.49	5.2791	10.665	-24
-23	0.16566	0.0014955	0.70969	668.69	1.4091	-867.56	1338.4	470.87	5.2970	10.649	-23
-22	0.17335	0.0014983	0.68013	667.42	1.4703	-863.07	1335.3	472.25	5.3149	10.633	-22
-21	0.18133	0.0015012	0.65205	666.15	1.5336	-858.57	1332.2	473.61	5.3328	10.617	-21
-20	0.18959	0.0015040	0.62535	664.88	1.5991	-854.06	1329.0	474.96	5.3505	10.602	-20
-19	0.19816	0.0015069	0.59996	663.60	1.6668	-849.55	1325.9	476.30	5.3683	10.587	-19
-18	0.20702	0.0015098	0.57580	662.32	1.7367	-845.04	1322.7	477.63	5.3859	10.571	-18
-17	0.21621	0.0015128	0.55281	661.04	1.8089	-840.52	1319.5	478.94	5.4036	10.556	-17
-16	0.22571	0.0015157	0.53092	659.75	1.8835	-835.99	1316.2	480.24	5.4212	10.541	-16
-15	0.23554	0.0015187	0.51006	658.46	1.9605	-831.46	1313.0	481.53	5.4387	10.526	-15
-14	0.24571	0.0015217	0.49019	657.16	2.0400	-826.92	1309.7	482.80	5.4562	10.512	-14
-13	0.25623	0.0015247	0.47124	655.87	2.1220	-822.38	1306.4	484.06	5.4736	10.497	-13
-12	0.26710	0.0015277	0.45318	654.57	2.2066	-817.83	1303.1	485.31	5.4910	10.482	-12
-11	0.27833	0.0015308	0.43594	653.26	2.2939	-813.27	1299.8	486.54	5.5084	10.468	-11
-10	0.28993	0.0015339	0.41949	651.95	2.3838	-808.71	1296.5	487.76	5.5257	10.454	-10
-9	0.30190	0.0015369	0.40379	650.64	2.4766	-804.14	1293.1	488.97	5.5429	10.440	-9
-8	0.31427	0.0015401	0.38879	649.32	2.5721	-799.57	1289.7	490.16	5.5601	10.426	-8
-7	0.32703	0.0015432	0.37445	648.00	2.6706	-794.99	1286.3	491.34	5.5773	10.412	-7
-6	0.34020	0.0015464	0.36076	646.68	2.7719	-790.40	1282.9	492.50	5.5944	10.398	-6

*Triple Point

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF SATURATED AMMONIA (R-717)

Temp °C	Pressure MPa	Volume		Density		Enthalpy			Entropy		Temp °C
		Liquid m ³ /kg	Vapor m ³ /kg	Liquid kg/m ³	Vapor kg/m ³	Liquid kJ/kg	Latent kJ/kg	Vapor kJ/kg	Liquid kJ/kg K	Vapor kJ/kg K	
-5	0.35377	0.0015496	0.34766	645.35	2.8764	-785.81	1279.5	493.65	5.6115	10.384	-5
-4	0.36777	0.0015528	0.33514	644.01	2.9839	-781.21	1276.0	494.79	5.6285	10.371	-4
-3	0.38221	0.0015560	0.32315	642.67	3.0945	-776.60	1272.5	495.91	5.6455	10.357	-3
-2	0.39708	0.0015593	0.31168	641.33	3.2084	-771.99	1269.0	497.01	5.6625	10.344	-2
-1	0.41240	0.0015625	0.30070	639.98	3.3255	-767.38	1265.5	498.10	5.6794	10.331	-1
0	0.42818	0.0015659	0.29019	638.63	3.4461	-762.75	1261.9	499.18	5.6963	10.318	0
1	0.44443	0.0015692	0.28011	637.27	3.5700	-758.12	1258.4	500.24	5.7131	10.305	1
2	0.46115	0.0015726	0.27046	635.91	3.6974	-753.48	1254.8	501.28	5.7299	10.292	2
3	0.47836	0.0015759	0.26120	634.54	3.8285	-748.84	1251.2	502.31	5.7466	10.279	3
4	0.49607	0.0015794	0.25233	633.17	3.9631	-744.19	1247.5	503.33	5.7633	10.266	4
5	0.51429	0.0015828	0.24381	631.79	4.1015	-739.53	1243.9	504.32	5.7800	10.253	5
6	0.53302	0.0015863	0.23564	630.40	4.2437	-734.87	1240.2	505.30	5.7966	10.241	6
7	0.55227	0.0015898	0.22780	629.01	4.3898	-730.20	1236.5	506.27	5.8132	10.228	7
8	0.57206	0.0015933	0.22027	627.62	4.5398	-725.52	1232.7	507.22	5.8298	10.216	8
9	0.59240	0.0015969	0.21304	626.22	4.6939	-720.83	1229.0	508.15	5.8463	10.203	9
10	0.61329	0.0016005	0.20610	624.81	4.8521	-716.14	1225.2	509.06	5.8628	10.191	10
11	0.63475	0.0016041	0.19942	623.40	5.0145	-711.44	1221.4	509.96	5.8792	10.179	11
12	0.65678	0.0016078	0.19301	621.98	5.1811	-706.74	1217.6	510.84	5.8956	10.167	12
13	0.67940	0.0016114	0.18684	620.56	5.3522	-702.02	1213.7	511.70	5.9120	10.155	13
14	0.70261	0.0016152	0.18091	619.13	5.5277	-697.30	1209.8	512.54	5.9283	10.143	14
15	0.72643	0.0016189	0.17520	617.69	5.7078	-692.57	1205.9	513.37	5.9446	10.131	15
16	0.75087	0.0016227	0.16971	616.25	5.8925	-687.84	1202.0	514.18	5.9609	10.119	16
17	0.77594	0.0016265	0.16442	614.80	6.0820	-683.10	1198.1	514.97	5.9772	10.108	17
18	0.80164	0.0016304	0.15933	613.35	6.2763	-678.34	1194.1	515.74	5.9934	10.096	18
19	0.82800	0.0016343	0.15443	611.89	6.4755	-673.59	1190.1	516.49	6.0095	10.084	19
20	0.85501	0.0016382	0.14971	610.42	6.6797	-668.82	1186.0	517.22	6.0257	10.073	20
21	0.88269	0.0016422	0.14516	608.94	6.8891	-664.04	1182.0	517.93	6.0418	10.061	21
22	0.91106	0.0016462	0.14077	607.46	7.1037	-659.26	1177.9	518.62	6.0578	10.050	22
23	0.94011	0.0016502	0.13654	605.98	7.3237	-654.47	1173.8	519.30	6.0739	10.039	23
24	0.96987	0.0016543	0.13247	604.48	7.5491	-649.67	1169.6	519.95	6.0899	10.027	24
25	1.0003	0.0016584	0.12853	602.98	7.7800	-644.86	1165.4	520.58	6.1059	10.016	25
26	1.0315	0.0016626	0.12474	601.47	8.0166	-640.05	1161.2	521.19	6.1218	10.005	26
27	1.0635	0.0016668	0.12108	599.96	8.2590	-635.22	1157.0	521.78	6.1377	9.9937	27
28	1.0962	0.0016710	0.11755	598.43	8.5073	-630.39	1152.7	522.35	6.1536	9.9826	28
29	1.1296	0.0016753	0.11413	596.90	8.7616	-625.55	1148.4	522.89	6.1695	9.9715	29
30	1.1638	0.0016796	0.11084	595.36	9.0220	-620.70	1144.1	523.42	6.1853	9.9606	30
31	1.1988	0.0016840	0.10766	593.82	9.2887	-615.84	1139.8	523.92	6.2011	9.9496	31
32	1.2346	0.0016884	0.10458	592.27	9.5617	-610.97	1135.4	524.40	6.2169	9.9387	32
33	1.2712	0.0016929	0.10161	590.71	9.8413	-606.10	1130.9	524.85	6.2327	9.9279	33
34	1.3086	0.0016974	0.098741	589.14	10.128	-601.21	1126.5	525.28	6.2484	9.9171	34
35	1.3469	0.0017020	0.095965	587.56	10.420	-596.31	1122.0	525.69	6.2641	9.9063	35
36	1.3859	0.0017066	0.093280	585.98	10.720	-591.41	1117.5	526.08	6.2798	9.8955	36
37	1.4259	0.0017112	0.090684	584.38	11.027	-586.49	1112.9	526.44	6.2954	9.8848	37
38	1.4667	0.0017159	0.088172	582.78	11.342	-581.57	1108.3	526.77	6.3111	9.8742	38
39	1.5083	0.0017207	0.085741	581.17	11.663	-576.63	1103.7	527.08	6.3267	9.8635	39
40	1.5509	0.0017255	0.083389	579.56	11.992	-571.69	1099.1	527.36	6.3423	9.8529	40
41	1.5944	0.0017303	0.081111	577.93	12.329	-566.73	1094.4	527.62	6.3578	9.8424	41
42	1.6387	0.0017352	0.078907	576.29	12.673	-561.77	1089.6	527.85	6.3734	9.8318	42
43	1.6840	0.0017402	0.076771	574.65	13.026	-556.79	1084.9	528.06	6.3889	9.8213	43
44	1.7303	0.0017452	0.074703	573.00	13.386	-551.80	1080.0	528.24	6.4044	9.8108	44
45	1.7775	0.0017503	0.072699	571.34	13.755	-546.81	1075.2	528.39	6.4198	9.8003	45
46	1.8256	0.0017554	0.070758	569.66	14.133	-541.80	1070.3	528.51	6.4353	9.7899	46
47	1.8747	0.0017606	0.068876	567.98	14.519	-536.78	1065.4	528.61	6.4507	9.7795	47
48	1.9248	0.0017659	0.067051	566.29	14.914	-531.74	1060.4	528.67	6.4662	9.7690	48
49	1.9760	0.0017712	0.065283	564.59	15.318	-526.70	1055.4	528.71	6.4816	9.7586	49
50	2.0281	0.0017766	0.063567	562.88	15.731	-521.64	1050.4	528.72	6.4970	9.7483	50
51	2.0812	0.0017820	0.061903	561.16	16.154	-516.57	1045.3	528.69	6.5123	9.7379	51
52	2.1354	0.0017875	0.060289	559.43	16.587	-511.49	1040.1	528.64	6.5277	9.7275	52
53	2.1906	0.0017931	0.058723	557.69	17.029	-506.39	1034.9	528.55	6.5430	9.7172	53
54	2.2469	0.0017988	0.057203	555.93	17.482	-501.28	1029.7	528.44	6.5584	9.7068	54
55	2.3043	0.0018045	0.055727	554.17	17.945	-496.16	1024.4	528.29	6.5737	9.6965	55
56	2.3628	0.0018103	0.054295	552.40	18.418	-491.02	1019.1	528.11	6.5890	9.6861	56
57	2.4224	0.0018162	0.052904	550.61	18.902	-485.87	1013.8	527.89	6.6043	9.6758	57
58	2.4831	0.0018221	0.051553	548.81	19.398	-480.71	1008.4	527.64	6.6196	9.6655	58
59	2.5449	0.0018281	0.050240	547.00	19.904	-475.53	1002.9	527.36	6.6348	9.6551	59
60	2.6078	0.0018343	0.048965	545.18	20.423	-470.33	997.38	527.04	6.6501	9.6448	60
61	2.6720	0.0018405	0.047726	543.34	20.953	-465.12	991.81	526.69	6.6654	9.6344	61
62	2.7372	0.0018467	0.046521	541.50	21.495	-459.89	986.19	526.30	6.6806	9.6241	62
63	2.8037	0.0018531	0.045351	539.64	22.050	-454.65	980.52	525.88	6.6959	9.6137	63
64	2.8714	0.0018596	0.044212	537.76	22.618	-449.39	974.80	525.41	6.7112	9.6033	64
65	2.9403	0.0018661	0.043105	535.87	23.199	-444.11	969.02	524.91	6.7264	9.5929	65
66	3.0104	0.0018728	0.042029	533.97	23.793	-438.81	963.18	524.37	6.7417	9.5825	66
67	3.0818	0.0018795	0.040981	532.05	24.401	-433.49	957.28	523.79	6.7569	9.5721	67
68	3.1544	0.0018864	0.039962	530.12	25.024	-428.16	951.33	523.17	6.7722	9.5617	68
69	3.2283	0.0018933	0.038971	528.18	25.660	-422.80	945.31	522.51	6.7875	9.5512	69

Table 33 Specific Volume of Saturated Ammonia-Water Solution, m³/kg*

Temp, °C	Concentration, % Weight Ammonia										Temp, °C	
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90		100
-10	0.00100	0.00103	0.00106	0.00109	0.00114	0.00118	0.00122	0.00128	0.00135	0.00142	0.00151	-10
0	0.00100	0.00103	0.00107	0.00110	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00137	0.00146	0.00156	0
10	0.00100	0.00104	0.00107	0.00111	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00139	0.00149	0.00160	10
20	0.00100	0.00104	0.00108	0.00112	0.00116	0.00121	0.00127	0.00133	0.00142	0.00152	0.00164	20
30	0.00100	0.00105	0.00108	0.00113	0.00117	0.00123	0.00128	0.00135	0.00145	0.00156	0.00168	30
40	0.00101	0.00105	0.00109	0.00114	0.00119	0.00124	0.00130	0.00138	0.00148	0.00159	0.00171	40
50	0.00101	0.00106	0.00110	0.00115	0.00120	0.00125	0.00132	0.00140	0.00151	0.00163	0.00177	50
60	0.00102	0.00106	0.00111	0.00116	0.00121	0.00127	0.00134	0.00143	0.00154	0.00167	0.00183	60
70	0.00102	0.00107	0.00112	0.00117	0.00122	0.00129	0.00136	0.00146	0.00158	0.00172	0.00190	70
80	0.00103	0.00108	0.00113	0.00118	0.00124	0.00130	0.00139	0.00149	0.00162	0.00178	0.00198	80
90	0.00104	0.00109	0.00114	0.00119	0.00125	0.00132	0.00141	0.00153	0.00167	0.00184	0.00206	90
100	0.00104	0.00110	0.00115	0.00121	0.00127	0.00135	0.00145	0.00157	0.00172	0.00191	0.00219	100

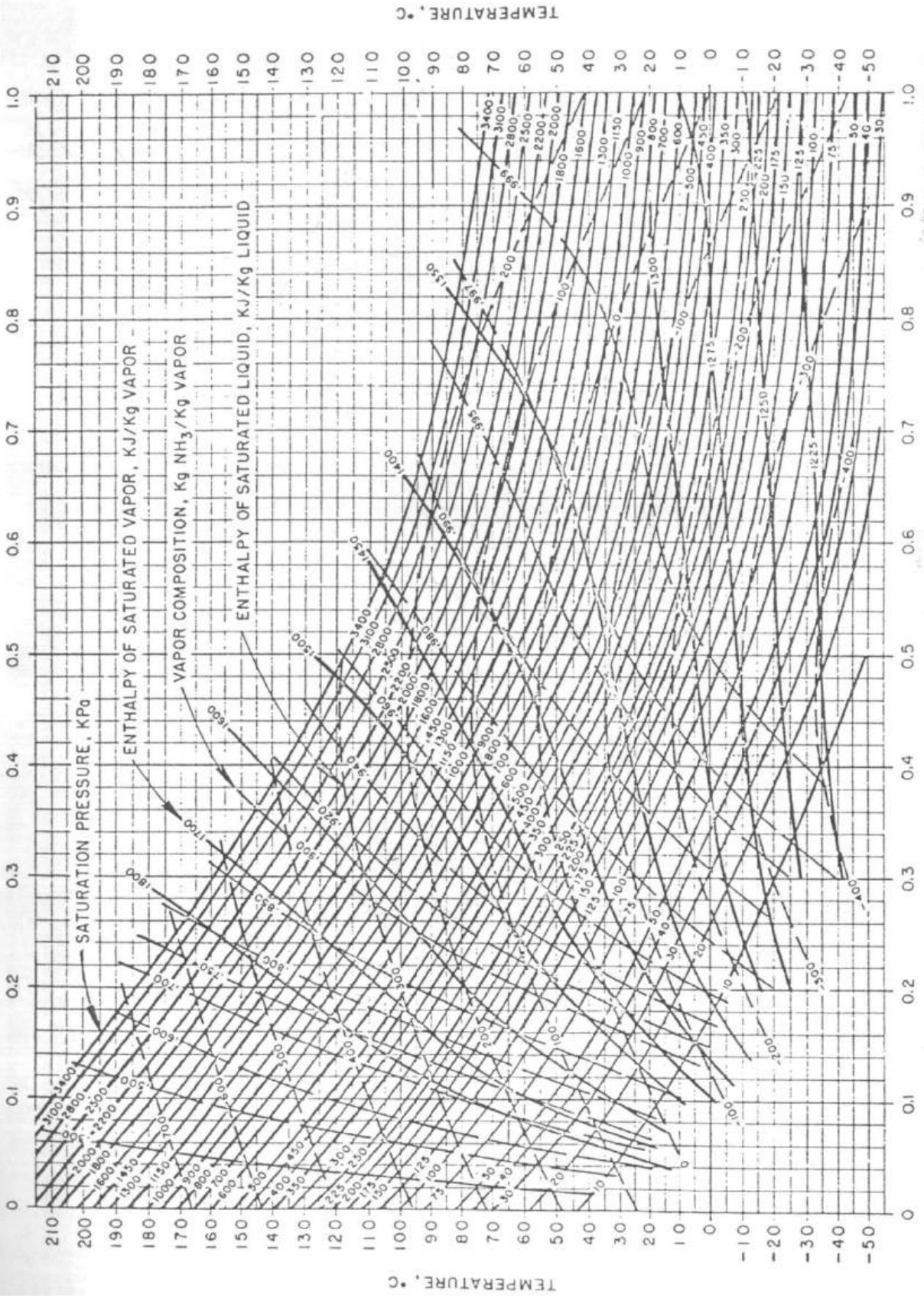
*Prepared under Research Project No. 271-RP; sponsored by TC 8.3. Prepared by Helipump Corp., Cleveland, Ohio. Data reference: R. H. Ingersoll, *Transactions of the American Society of Refrigerating Engineers* (paper presented at ASHRAE meeting, January, 1965).

Table 34 Refrigerant Temperature (t' = °C) and Enthalpy (h = kJ/kg) of Lithium Bromide Solutions

Percent	LiBr	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70
Temp. (t = °C)	t'	20	19.1	17.7	15.0	9.8	5.8	-0.4	-7.7	15.2	23.2*	29.3*
20	h	84.0	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78.0	111.5*	145.0*
	t'	30.0	29.0	27.5	24.6	19.2	15.0	8.6	1.0	-7.1	15.2*	21.6*
30	h	125.8	103.3	84.0	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.3*	163.7*
	t'	40.0	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.1	7.0*	14.0*
40	h	167.6	139.5	115.8	96.0	82.5	79.7	82.2	97.5	115.4	146.0*	183.3*
	t'	50.0	48.8	47.2	44.0	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.1	6.3*
50	h	209.3	175.2	147.0	123.4	106.7	102.6	103.8	114.0	134.5	163.5	195.0*
	t'	60.0	58.8	57.0	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.2	1.4*
60	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	138.7	153.1	181.2	211.9*
	t'	70.0	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27.0	17.7	9.0*
70	h	293.0	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148.0	155.6	173.7	199.4	228.8*
	t'	80.0	78.6	76.7	73.0	66.0	60.8	53.4	44.8	35.6	26.4	16.3*
80	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181.0	172.8	170.0	176.2	192.6	217.7	245.3*
	t'	90.0	88.6	86.5	82.6	75.4	70.0	62.3	53.6	44.1	34.7	24.3*
90	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.4	262.9*
	t'	100.0	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32.0*
100	h	419.0	357.6	307.9	263.8	231.0	219.9	214.6	218.2	231.5	253.3	279.3*
	t'	110.0	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.3	61.3	50.6	39.7*
110	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251.0	271.0	296.2*
	t'	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.2	47.3*
120	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281.0	267.0	259.0	260.3	270.2	289.7	313.3*
	t'	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	97.8	88.1	78.1	67.2	55.7*
130	h	546.5*	468.0*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281.0	280.4	289.1	306.9	330.7*
	t'	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.0	87.0	75.4	63.0*
140	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	328.7	346.4*
	t'	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.7*
150	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.7	347.2	363.4*
	t'	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115.0	104.0	91.3	78.0*
160	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.7*	349.7*	342.7	346.1	360.1	376.1*
	t'	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.0	98.0	84.0*
170	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.0*	362.8	365.4	379.3	395.3*
	t'	180.0*	177.9*	175.0*	169.6*	159.6*	152.7*	143.0*	132.0*	121.2*	107.0	93.0*
180	h	763.2*	657.1*	569.4*	493.4*	432.1*	408.8*	393.1*	383.8*	384.0*	395.8	411.3*

* Extensions of data above 115°C are well above the original data and should be used with care.

* Super saturated solution.



AMMONIA IN SATURATED LIQUID - Kg NH₃/Kg LIQUID

Fig. 32 Enthalpy-Concentration Diagram for Ammonia-Water Solution

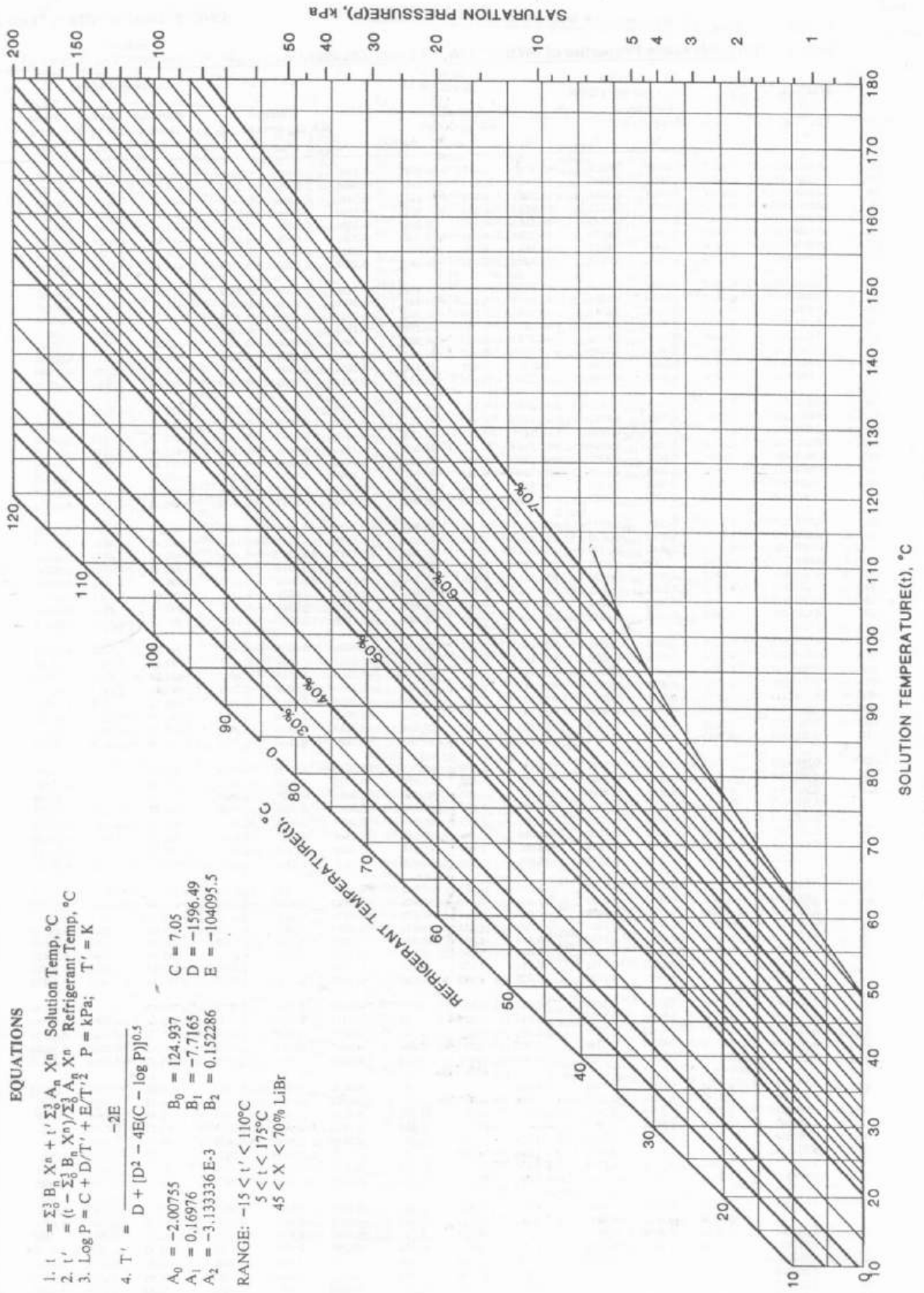


Fig. 34 Equilibrium Chart for Lithium Bromide-Water Solutions

Table 1 Thermodynamic Properties of MOIST AIR, SI Units (Standard Atmospheric Pressure, 101.325 kPa)

Temp. °C	Humidity Ratio kg _w /kg _a W _s	Volume m ³ /kg dry air		Enthalpy kJ/kg dry air			Entropy kJ/(kg dry air) · K			Condensed Water		Vapor Press. kPa p _s	Temp °C	
		v _a	v _s	h _a	h _{as}	h _s	s _a	s _{as}	s _s	h _w	s _w			
-60	0.000067	0.6027	0.0000	0.6027	-60.351	0.017	-60.334	-0.2495	0.0001	-0.2494	-446.29	-1.6854	0.00108	-60
-59	0.000076	0.6056	0.0000	0.6056	-59.344	0.018	-59.326	-0.2448	0.0001	-0.2447	-444.63	-1.6776	0.00124	-59
-58	0.000087	0.6084	0.0000	0.6084	-58.338	0.021	-58.317	-0.2401	0.0001	-0.2400	-442.95	-1.6698	0.00141	-58
-57	0.000100	0.6113	0.0000	0.6113	-57.332	0.024	-57.308	-0.2354	0.0001	-0.2353	-441.27	-1.6620	0.00157	-57
-56	0.000114	0.6141	0.0000	0.6141	-56.326	0.028	-56.298	-0.2308	0.0001	-0.2306	-439.58	-1.6542	0.00184	-56
-55	0.000129	0.6170	0.0000	0.6170	-55.319	0.031	-55.288	-0.2261	0.0002	-0.2260	-437.89	-1.6464	0.00209	-55
-54	0.000147	0.6198	0.0000	0.6198	-54.313	0.036	-54.278	-0.2215	0.0002	-0.2214	-436.19	-1.6386	0.00238	-54
-53	0.000167	0.6226	0.0000	0.6227	-53.307	0.041	-53.267	-0.2170	0.0002	-0.2168	-434.48	-1.6308	0.00271	-53
-52	0.000190	0.6255	0.0000	0.6255	-52.301	0.046	-52.255	-0.2124	0.0002	-0.2122	-432.76	-1.6230	0.00307	-52
-51	0.000215	0.6283	0.0000	0.6284	-51.295	0.052	-51.243	-0.2079	0.0002	-0.2076	-431.03	-1.6153	0.00348	-51
-50	0.000243	0.6312	0.0000	0.6312	-50.289	0.059	-50.230	-0.2033	0.0003	-0.2031	-429.30	-1.6075	0.00394	-50
-49	0.000275	0.6340	0.0000	0.6341	-49.283	0.067	-49.216	-0.1988	0.0003	-0.1985	-427.56	-1.5997	0.00445	-49
-48	0.000311	0.6369	0.0000	0.6369	-48.277	0.075	-48.202	-0.1944	0.0004	-0.1940	-425.82	-1.5919	0.00503	-48
-47	0.000350	0.6397	0.0000	0.6398	-47.271	0.085	-47.186	-0.1899	0.0004	-0.1895	-424.06	-1.5842	0.00568	-47
-46	0.000395	0.6426	0.0000	0.6426	-46.265	0.095	-46.170	-0.1855	0.0004	-0.1850	-422.30	-1.5764	0.00640	-46
-45	0.000445	0.6454	0.0000	0.6455	-45.259	0.108	-45.151	-0.1811	0.0005	-0.1805	-420.54	-1.5686	0.00721	-45
-44	0.000500	0.6483	0.0001	0.6483	-44.253	0.121	-44.132	-0.1767	0.0006	-0.1761	-418.76	-1.5609	0.00811	-44
-43	0.000562	0.6511	0.0001	0.6512	-43.247	0.137	-43.111	-0.1723	0.0006	-0.1716	-416.98	-1.5531	0.00911	-43
-42	0.000630	0.6540	0.0001	0.6540	-42.241	0.153	-42.088	-0.1679	0.0007	-0.1672	-415.19	-1.5453	0.01022	-42
-41	0.000708	0.6568	0.0001	0.6569	-41.235	0.172	-41.063	-0.1636	0.0008	-0.1628	-413.39	-1.5376	0.01147	-41
-40	0.000793	0.6597	0.0001	0.6597	-40.229	0.192	-40.037	-0.1592	0.0009	-0.1584	-411.59	-1.5298	0.01285	-40
-39	0.000887	0.6625	0.0001	0.6626	-39.224	0.216	-39.007	-0.1549	0.0010	-0.1540	-409.77	-1.5221	0.01438	-39
-38	0.000992	0.6653	0.0001	0.6654	-38.218	0.241	-37.976	-0.1507	0.0011	-0.1496	-407.96	-1.5143	0.01608	-38
-37	0.001108	0.6682	0.0001	0.6683	-37.212	0.270	-36.942	-0.1464	0.0012	-0.1452	-406.13	-1.5066	0.01796	-37
-36	0.001237	0.6710	0.0001	0.6712	-36.206	0.302	-35.905	-0.1421	0.0014	-0.1408	-404.29	-1.4988	0.02005	-36
-35	0.001379	0.6739	0.0001	0.6740	-35.200	0.336	-34.864	-0.1379	0.0015	-0.1364	-402.45	-1.4911	0.02235	-35
-34	0.001536	0.6767	0.0002	0.6769	-34.195	0.375	-33.820	-0.1337	0.0017	-0.1320	-400.60	-1.4833	0.02490	-34
-33	0.001710	0.6796	0.0002	0.6798	-33.189	0.417	-32.772	-0.1295	0.0018	-0.1276	-398.75	-1.4756	0.02772	-33
-32	0.001902	0.6824	0.0002	0.6826	-32.183	0.464	-31.718	-0.1253	0.0020	-0.1233	-396.89	-1.4678	0.03082	-32
-31	0.002113	0.6853	0.0002	0.6855	-31.178	0.517	-30.661	-0.1212	0.0023	-0.1189	-395.01	-1.4601	0.03425	-31
-30	0.002346	0.6881	0.0003	0.6884	-30.171	0.574	-29.597	-0.1170	0.0025	-0.1145	-393.14	-1.4524	0.03802	-30
-29	0.002602	0.6909	0.0003	0.6912	-29.166	0.636	-28.529	-0.1129	0.0028	-0.1101	-391.25	-1.4446	0.04217	-29
-28	0.002883	0.6938	0.0003	0.6941	-28.160	0.707	-27.454	-0.1088	0.0031	-0.1057	-389.36	-1.4369	0.04673	-28
-27	0.003193	0.6966	0.0004	0.6970	-27.154	0.782	-26.372	-0.1047	0.0034	-0.1013	-387.46	-1.4291	0.05175	-27
-26	0.003533	0.6995	0.0004	0.6999	-26.149	0.867	-25.282	-0.1006	0.0037	-0.0969	-385.55	-1.4214	0.05725	-26
-25	0.003905	0.7023	0.0004	0.7028	-25.143	0.959	-24.184	-0.0965	0.0041	-0.0924	-383.63	-1.4137	0.06329	-25
-24	0.004314	0.7052	0.0005	0.7057	-24.137	1.059	-23.078	-0.0925	0.0045	-0.0880	-381.71	-1.4059	0.06991	-24
-23	0.004762	0.7080	0.0005	0.7086	-23.132	1.171	-21.961	-0.0885	0.0050	-0.0835	-379.78	-1.3982	0.07716	-23
-22	0.005251	0.7109	0.0006	0.7115	-22.126	1.292	-20.834	-0.0845	0.0054	-0.0790	-377.84	-1.3905	0.08510	-22
-21	0.005787	0.7137	0.0007	0.7144	-21.120	1.425	-19.695	-0.0805	0.0060	-0.0745	-375.90	-1.3828	0.09378	-21
-20	0.006373	0.7165	0.0007	0.7173	-20.115	1.570	-18.545	-0.0765	0.0066	-0.0699	-373.95	-1.3750	0.10326	-20
-19	0.007013	0.7194	0.0008	0.7202	-19.109	1.729	-17.380	-0.0725	0.0072	-0.0653	-371.99	-1.3673	0.11362	-19
-18	0.007711	0.7222	0.0009	0.7231	-18.103	1.902	-16.201	-0.0686	0.0079	-0.0607	-370.02	-1.3596	0.12492	-18
-17	0.008473	0.7251	0.0010	0.7261	-17.098	2.092	-15.006	-0.0646	0.0086	-0.0560	-368.04	-1.3518	0.13725	-17
-16	0.009303	0.7279	0.0011	0.7290	-16.092	2.299	-13.793	-0.0607	0.0094	-0.0513	-366.06	-1.3441	0.15068	-16
-15	0.010207	0.7308	0.0012	0.7320	-15.086	2.524	-12.562	-0.0568	0.0103	-0.0465	-364.07	-1.3364	0.16530	-15
-14	0.011191	0.7336	0.0013	0.7349	-14.080	2.769	-11.311	-0.0529	0.0113	-0.0416	-362.07	-1.3287	0.18122	-14
-13	0.012262	0.7364	0.0014	0.7379	-13.075	3.036	-10.039	-0.0490	0.0123	-0.0367	-360.07	-1.3210	0.19852	-13
-12	0.013425	0.7393	0.0016	0.7409	-12.069	3.327	-8.742	-0.0452	0.0134	-0.0318	-358.06	-1.3132	0.21732	-12
-11	0.014690	0.7421	0.0017	0.7439	-11.063	3.643	-7.421	-0.0413	0.0146	-0.0267	-356.04	-1.3055	0.23775	-11
-10	0.016062	0.7450	0.0019	0.7469	-10.057	3.986	-6.072	-0.0375	0.0160	-0.0215	-354.01	-1.2978	0.25991	-10
-9	0.017551	0.7478	0.0021	0.7489	-9.052	4.358	-4.693	-0.0337	0.0174	-0.0163	-351.97	-1.2901	0.28395	-9
-8	0.019166	0.7507	0.0023	0.7520	-8.046	4.764	-3.283	-0.0299	0.0189	-0.0110	-349.93	-1.2824	0.30999	-8
-7	0.020916	0.7535	0.0025	0.7560	-7.040	5.202	-1.838	-0.0261	0.0206	-0.0055	-347.88	-1.2746	0.33821	-7
-6	0.022811	0.7563	0.0028	0.7591	-6.035	5.677	-0.357	-0.0223	0.0224	0.0000	-345.82	-1.2669	0.36874	-6
-5	0.024862	0.7592	0.0030	0.7622	-5.029	6.192	1.164	-0.0186	0.0243	0.0057	-343.76	-1.2592	0.40178	-5
-4	0.027081	0.7620	0.0033	0.7653	-4.023	6.751	2.728	-0.0148	0.0264	0.0115	-341.69	-1.2515	0.43748	-4
-3	0.029480	0.7649	0.0036	0.7685	-3.017	7.353	4.336	-0.0111	0.0286	0.0175	-339.61	-1.2438	0.47606	-3
-2	0.032074	0.7677	0.0039	0.7717	-2.011	8.007	5.995	-0.0074	0.0310	0.0236	-337.52	-1.2361	0.51773	-2
-1	0.034874	0.7705	0.0043	0.7749	-1.006	8.712	7.706	-0.0037	0.0336	0.0299	-335.42	-1.2284	0.56268	-1
0	0.037895	0.7734	0.0047	0.7781	-0.000	9.473	9.473	0.0000	0.0364	0.0364	-333.32	-1.2206	0.61117	0
0	0.03789	0.7734	0.0047	0.7781	-0.000	9.473	9.473	0.0000	0.0364	0.0364	0.06	-0.0001	0.6112	0
1	0.040476	0.7762	0.0051	0.7813	1.006	10.197	11.203	0.0037	0.0391	0.0427	4.28	0.0153	0.6571	1
2	0.043381	0.7791	0.0055	0.7845	2.012	10.970	12.982	0.0073	0.0419	0.0492	8.49	0.0306	0.7060	2
3	0.046707	0.7819	0.0059	0.7878	3.018	11.793	14.811	0.0110	0.0449	0.0559	12.70	0.0459	0.7581	3
4	0.050554	0.7848	0.0064	0.7911	4.024	12.672	16.696	0.0146	0.0480	0.0627	16.91	0.0611	0.8135	4
5	0.054824	0.7876	0.0068	0.7944	5.029	13.610	18.639	0.0182	0.0514	0.0697	21.12	0.0762	0.8725	5
6	0.059518	0.7904	0.0074	0.7978	6.036	14.608	20.644	0.0219	0.0550	0.0769	25.32	0.0913	0.9353	6
7	0.064637	0.7933	0.0079	0.8012	7.041	15.671	22.713	0.0255	0.0588	0.0843	29.52	0.1064	1.0020	7
8	0.066683	0.7961	0.0085	0.8046	8.047	16.805	24.852	0.0290	0.0628	0.0919	33.72	0.1213	1.0729	8
9	0.071757	0.7990	0.0092	0.8081	9.053	18.010	27.064	0.0326	0.0671	0.0997	37.92	0.1362	1.1481	9
10	0.077661	0.8018	0.0098	0.8116	10.059	19.293	29.352	0.0362	0.0717	0.1078	42.11	0.1511	1.2280	10
11	0.084197	0.8046	0.0106	0.8152	11.065	20.658	31.724							

Table 1 Thermodynamic Properties of MOIST AIR, SI Units (Standard Atmospheric Pressure, 101.325 kPa) (Concluded)

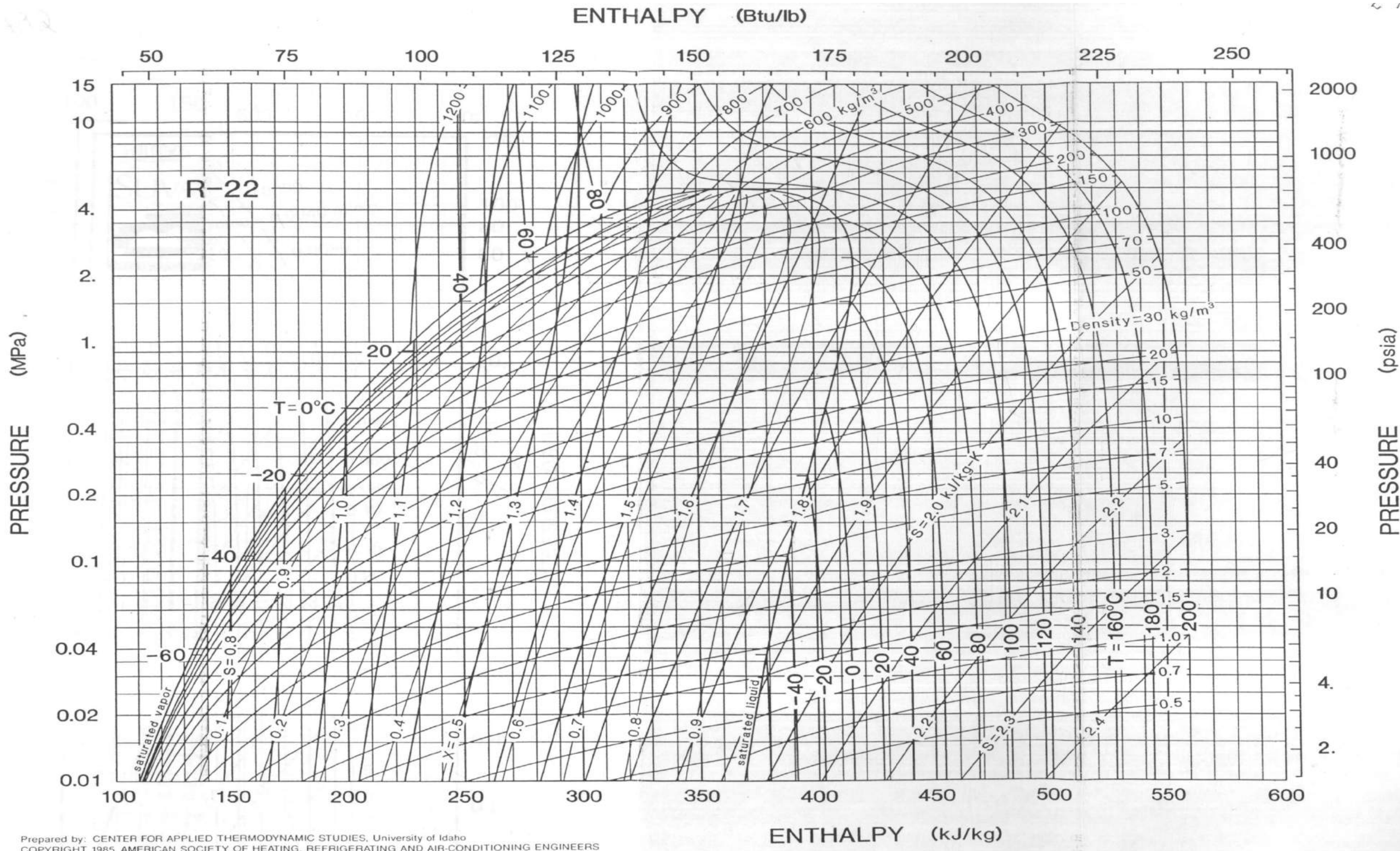
Temp. °C	Humidity Ratio kg _w /kg _a H ₂ O	Volume			Enthalpy			Entropy			Condensed Water			Temp °C
		v _a	v _{as}	v _s	h _a	h _{as}	h _s	s _a	s _{as}	s _s	h _w	Entropy kJ/kg·K	Vapor Press. kPa	
16	0.011413	0.8188	0.0150	0.8338	16.096	28.867	44.963	0.0573	0.1051	0.1624	67.26	0.2389	1.8185	16
17	0.012178	0.8217	0.0160	0.8377	17.102	30.824	47.926	0.0607	0.1119	0.1726	71.44	0.2534	1.9380	17
18	0.012969	0.8245	0.0172	0.8417	18.108	32.900	51.008	0.0642	0.1190	0.1832	75.63	0.2678	2.0643	18
19	0.013848	0.8274	0.0184	0.8457	19.114	35.101	54.216	0.0677	0.1266	0.1942	79.81	0.2821	2.1979	19
20	0.014758	0.8302	0.0196	0.8498	20.121	37.434	57.555	0.0711	0.1346	0.2057	84.00	0.2965	2.3389	20
21	0.015721	0.8330	0.0210	0.8540	21.127	39.908	61.035	0.0745	0.1430	0.2175	88.18	0.3107	2.4878	21
22	0.016741	0.8359	0.0224	0.8583	22.133	42.527	64.660	0.0779	0.1519	0.2298	92.36	0.3249	2.6448	22
23	0.017821	0.8387	0.0240	0.8627	23.140	45.301	68.440	0.0813	0.1613	0.2426	96.55	0.3390	2.8105	23
24	0.018963	0.8416	0.0256	0.8671	24.146	48.239	72.385	0.0847	0.1712	0.2559	100.73	0.3531	2.9852	24
25	0.020170	0.8444	0.0273	0.8717	25.153	51.347	76.500	0.0881	0.1817	0.2698	104.91	0.3672	3.1693	25
26	0.021448	0.8472	0.0291	0.8764	26.159	54.638	80.798	0.0915	0.1927	0.2842	109.09	0.3812	3.3633	26
27	0.022798	0.8501	0.0311	0.8811	27.165	58.120	85.285	0.0948	0.2044	0.2992	113.27	0.3951	3.5674	27
28	0.024226	0.8529	0.0331	0.8860	28.172	61.804	89.976	0.0982	0.2166	0.3148	117.45	0.4090	3.7823	28
29	0.025735	0.8558	0.0353	0.8910	29.179	65.699	94.878	0.1015	0.2296	0.3311	121.63	0.4229	4.0084	29
30	0.027329	0.8586	0.0376	0.8962	30.185	69.820	100.006	0.1048	0.2432	0.3481	125.81	0.4367	4.2462	30
31	0.029014	0.8614	0.0400	0.9015	31.192	74.177	105.369	0.1082	0.2576	0.3658	129.99	0.4505	4.4961	31
32	0.030793	0.8643	0.0426	0.9069	32.198	78.780	110.979	0.1115	0.2728	0.3842	134.17	0.4642	4.7586	32
33	0.032674	0.8671	0.0454	0.9125	33.205	83.652	116.857	0.1148	0.2887	0.4033	138.35	0.4779	5.0345	33
34	0.034660	0.8700	0.0483	0.9183	34.212	88.799	123.011	0.1180	0.3056	0.4236	142.53	0.4915	5.3242	34
35	0.036756	0.8728	0.0514	0.9242	35.219	94.236	129.455	0.1213	0.3233	0.4446	146.71	0.5051	5.6280	35
36	0.038971	0.8756	0.0546	0.9303	36.226	99.983	136.209	0.1246	0.3420	0.4666	150.89	0.5186	5.9468	36
37	0.041309	0.8785	0.0581	0.9366	37.233	106.058	143.290	0.1278	0.3617	0.4895	155.07	0.5321	6.2812	37
38	0.043778	0.8813	0.0618	0.9431	38.239	112.474	150.713	0.1311	0.3824	0.5135	159.25	0.5456	6.6315	38
39	0.046386	0.8842	0.0657	0.9498	39.246	119.258	158.504	0.1343	0.4043	0.5386	163.43	0.5590	6.9988	39
40	0.049141	0.8870	0.0698	0.9568	40.253	126.430	166.683	0.1375	0.4273	0.5649	167.61	0.5724	7.3838	40
41	0.052049	0.8898	0.0741	0.9640	41.261	134.005	175.265	0.1407	0.4516	0.5923	171.79	0.5857	7.7866	41
42	0.055119	0.8927	0.0788	0.9714	42.268	142.007	184.275	0.1439	0.4771	0.6211	175.97	0.5990	8.2081	42
43	0.058365	0.8955	0.0837	0.9792	43.275	150.475	193.749	0.1471	0.5041	0.6512	180.15	0.6122	8.6495	43
44	0.061791	0.8983	0.0888	0.9872	44.282	159.417	203.699	0.1503	0.5325	0.6828	184.33	0.6254	9.1110	44
45	0.065411	0.9012	0.0943	0.9955	45.289	168.874	214.164	0.1535	0.5624	0.7159	188.51	0.6386	9.5935	45
46	0.069239	0.9040	0.1002	1.0042	46.296	178.882	225.179	0.1566	0.5940	0.7507	192.69	0.6517	10.0982	46
47	0.073282	0.9069	0.1063	1.0132	47.304	189.455	236.759	0.1598	0.6273	0.7871	196.88	0.6648	10.6230	47
48	0.077556	0.9097	0.1129	1.0226	48.311	200.644	248.955	0.1629	0.6624	0.8253	201.06	0.6778	11.1754	48
49	0.082077	0.9125	0.1198	1.0323	49.319	212.485	261.803	0.1661	0.6994	0.8655	205.24	0.6908	11.7502	49
50	0.086858	0.9154	0.1272	1.0425	50.326	225.019	275.345	0.1692	0.7385	0.9077	209.42	0.7038	12.3503	50
51	0.091918	0.9182	0.1350	1.0532	51.334	238.290	289.624	0.1723	0.7798	0.9521	213.60	0.7167	12.9764	51
52	0.097272	0.9211	0.1433	1.0643	52.341	252.340	304.682	0.1754	0.8234	0.9988	217.78	0.7296	13.6293	52
53	0.102948	0.9239	0.1521	1.0760	53.349	267.247	320.596	0.1785	0.8695	1.0480	221.97	0.7424	14.3108	53
54	0.108954	0.9267	0.1614	1.0882	54.357	283.031	337.388	0.1816	0.9182	1.0998	226.15	0.7552	15.0205	54
55	0.115321	0.9296	0.1713	1.1009	55.365	299.772	355.137	0.1847	0.9698	1.1544	230.33	0.7680	15.7601	55
56	0.122077	0.9324	0.1819	1.1143	56.373	317.499	373.922	0.1877	1.0243	1.2120	234.52	0.7807	16.5311	56
57	0.129243	0.9353	0.1932	1.1284	57.381	336.417	393.798	0.1908	1.0820	1.2728	238.70	0.7934	17.3337	57
58	0.136851	0.9381	0.2051	1.1432	58.389	356.161	414.850	0.1938	1.1432	1.3370	242.88	0.8061	18.1691	58
59	0.144942	0.9409	0.2179	1.1588	59.397	377.788	437.185	0.1969	1.2081	1.4050	247.07	0.8187	19.0393	59
60	0.15354	0.9438	0.2315	1.1752	60.405	400.458	460.863	0.1999	1.2769	1.4768	251.25	0.8313	19.9439	60
61	0.16269	0.9466	0.2460	1.1926	61.413	424.624	486.036	0.2029	1.3500	1.5530	255.44	0.8438	20.8858	61
62	0.17244	0.9494	0.2614	1.2109	62.421	450.377	512.798	0.2059	1.4278	1.6337	259.62	0.8563	21.8651	62
63	0.18284	0.9523	0.2780	1.2303	63.429	477.837	541.266	0.2089	1.5104	1.7194	263.81	0.8688	22.8826	63
64	0.19393	0.9551	0.2957	1.2508	64.438	507.177	571.615	0.2119	1.5985	1.8105	268.00	0.8812	23.9405	64
65	0.20579	0.9580	0.3147	1.2726	65.446	538.548	603.995	0.2149	1.6925	1.9074	272.18	0.8936	25.0397	65
66	0.21848	0.9608	0.3350	1.2958	66.455	572.116	638.571	0.2179	1.7927	2.0106	276.37	0.9060	26.1810	66
67	0.23207	0.9636	0.3568	1.3204	67.463	608.103	675.566	0.2209	1.8999	2.1208	280.56	0.9183	27.3664	67
68	0.24664	0.9665	0.3803	1.3467	68.472	646.724	715.196	0.2238	2.0147	2.2385	284.75	0.9306	28.5967	68
69	0.26231	0.9693	0.4055	1.3749	69.481	688.261	757.742	0.2268	2.1378	2.3646	288.94	0.9429	29.8741	69
70	0.27916	0.9721	0.4328	1.4049	70.489	732.959	803.448	0.2297	2.2699	2.4996	293.13	0.9551	31.1986	70
71	0.29734	0.9750	0.4622	1.4372	71.498	781.208	852.706	0.2327	2.4122	2.6448	297.32	0.9673	32.5734	71
72	0.31698	0.9778	0.4941	1.4719	72.507	833.335	905.842	0.2356	2.5655	2.8010	301.51	0.9794	33.9983	72
73	0.33824	0.9807	0.5287	1.5093	73.516	889.807	963.323	0.2385	2.7311	2.9696	305.70	0.9916	35.4759	73
74	0.36130	0.9835	0.5662	1.5497	74.525	951.077	1025.603	0.2414	2.9104	3.1518	309.89	1.0037	37.0063	74
75	0.38641	0.9863	0.6072	1.5935	75.535	1017.841	1093.375	0.2443	3.1052	3.3496	314.08	1.0157	38.5940	75
76	0.41377	0.9892	0.6519	1.6411	76.543	1090.628	1167.172	0.2472	3.3171	3.5644	318.28	1.0278	40.2369	76
77	0.44372	0.9920	0.7010	1.6930	77.553	1170.328	1247.881	0.2501	3.5486	3.7987	322.47	1.0398	41.9388	77
78	0.47663	0.9948	0.7550	1.7498	78.562	1257.921	1336.483	0.2530	3.8023	4.0553	326.67	1.0517	43.7020	78
79	0.51284	0.9977	0.8145	1.8121	79.572	1354.347	1433.918	0.2559	4.0810	4.3368	330.86	1.0636	45.5248	79
80	0.55295	1.0005	0.8805	1.8810	80.581	1461.200	1541.781	0.2587	4.3890	4.6477	335.06	1.0755	47.4135	80
81	0.59751	1.0034	0.9539	1.9572	81.591	1579.961	1661.552	0.2616	4.7305	4.9921	339.25	1.0874	49.3670	81
82	0.64724	1.0062	1.0360	2.0422	82.600	1712.547	1795.148	0.2644	5.1108	5.3753	343.45	1.0993	51.3860	82
83	0.70311	1.0090	1.1283	2.1373	83.610	1861.548	1945.158	0.2673	5.5372	5.8045	347.65	1.1111	53.4746	83
84	0.76624	1.0119	1.2328	2.2446	84.620	2029.983	2114.603	0.2701	6.0181	6.2882	351.85	1.1228	55.6337	84
85	0.83812	1.0147	1.3518	2.3666	85.630	2221.806	2307.436	0.2729	6.5644	6.8373	356.05	1.1346	57.8658	85
86	0.92062	1.0175	1.4887	2.5062	86.640	2442.036	2528.677	0.2757	7.1901	7.4658	360.25	1.1463	60.1727	86
87	1.01611	1.0204	1.6473	2.6676	87.650	2697.016	2784.666</							

Table 2 Thermodynamic Properties of Water at Saturation, SI Units

Temp °C	Absolute Pressure kPa p	Specific Volume, m ³ /kg			h_f	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K			Temp °C
		Sat. Solid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g		Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Solid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g		
-60	0.00108	0.001082	90942.00	90942.00	-446.40	2836.27	2389.87	-1.6854	13.3065	11.6211	-60	
-59	0.00124	0.001082	79858.69	79858.69	-444.74	2836.46	2391.72	-1.6776	13.2452	11.5677	-59	
-58	0.00141	0.001082	70212.37	70212.37	-443.06	2836.64	2393.57	-1.6698	13.1845	11.5147	-58	
-57	0.00161	0.001082	61805.35	61805.35	-441.38	2836.81	2395.43	-1.6620	13.1243	11.4623	-57	
-56	0.00184	0.001082	54469.39	54469.39	-439.69	2836.97	2397.28	-1.6542	13.0646	11.4104	-56	
-55	0.00209	0.001082	48061.05	48061.05	-438.00	2837.13	2399.13	-1.6464	13.0054	11.3590	-55	
-54	0.00238	0.001082	42455.57	42455.57	-436.29	2837.27	2400.98	-1.6386	12.9468	11.3082	-54	
-53	0.00271	0.001083	37546.09	37546.09	-434.59	2837.42	2402.83	-1.6308	12.8886	11.2578	-53	
-52	0.00307	0.001083	33242.14	33242.14	-432.87	2837.55	2404.68	-1.6230	12.8309	11.2079	-52	
-51	0.00348	0.001083	29464.67	29464.67	-431.14	2837.68	2406.53	-1.6153	12.7738	11.1585	-51	
-50	0.00394	0.001083	26145.01	26145.01	-429.41	2837.80	2408.39	-1.6075	12.7170	11.1096	-50	
-49	0.00445	0.001083	23223.69	23223.70	-427.67	2837.91	2410.24	-1.5997	12.6608	11.0611	-49	
-48	0.00503	0.001083	20651.68	20651.69	-425.93	2838.02	2412.09	-1.5919	12.6051	11.0131	-48	
-47	0.00568	0.001083	18383.50	18383.51	-424.17	2838.12	2413.94	-1.5842	12.5498	10.9656	-47	
-46	0.00640	0.001083	16381.35	16381.36	-422.41	2838.21	2415.79	-1.5764	12.4949	10.9185	-46	
-45	0.00721	0.001084	14612.35	14612.36	-420.65	2838.29	2417.65	-1.5686	12.4405	10.8719	-45	
-44	0.00811	0.001084	13047.65	13047.66	-418.87	2838.37	2419.50	-1.5609	12.3866	10.8257	-44	
-43	0.00911	0.001084	11661.85	11661.85	-417.09	2838.44	2421.35	-1.5531	12.3330	10.7799	-43	
-42	0.01022	0.001084	10433.85	10433.85	-415.30	2838.50	2423.20	-1.5453	12.2799	10.7346	-42	
-41	0.01147	0.001084	9344.25	9344.25	-413.50	2838.55	2425.05	-1.5376	12.2273	10.6897	-41	
-40	0.01285	0.001084	8376.33	8376.33	-411.70	2838.60	2426.90	-1.5298	12.1750	10.6452	-40	
-39	0.01438	0.001085	7515.86	7515.87	-409.88	2838.64	2428.76	-1.5221	12.1232	10.6011	-39	
-38	0.01608	0.001085	6750.36	6750.36	-408.07	2838.67	2430.61	-1.5143	12.0718	10.5575	-38	
-37	0.01796	0.001085	6068.16	6068.17	-406.24	2838.70	2432.46	-1.5066	12.0208	10.5142	-37	
-36	0.02005	0.001085	5459.82	5459.82	-404.40	2838.71	2434.31	-1.4988	11.9702	10.4713	-36	
-35	0.02235	0.001085	4917.09	4917.10	-402.56	2838.73	2436.16	-1.4911	11.9199	10.4289	-35	
-34	0.02490	0.001085	4432.36	4432.37	-400.72	2838.73	2438.01	-1.4833	11.8701	10.3868	-34	
-33	0.02772	0.001085	3998.71	3998.71	-398.86	2838.72	2439.86	-1.4756	11.8207	10.3451	-33	
-32	0.03082	0.001086	3610.71	3610.71	-397.00	2838.71	2441.72	-1.4678	11.7716	10.3037	-32	
-31	0.03425	0.001086	3263.20	3263.20	-395.12	2838.69	2443.57	-1.4601	11.7229	10.2628	-31	
-30	0.03802	0.001086	2951.64	2951.64	-393.25	2838.66	2445.42	-1.4524	11.6746	10.2222	-30	
-29	0.04217	0.001086	2672.03	2672.03	-391.36	2838.63	2447.27	-1.4446	11.6266	10.1820	-29	
-28	0.04673	0.001086	2420.89	2420.89	-389.47	2838.59	2449.12	-1.4369	11.5790	10.1421	-28	
-27	0.05175	0.001086	2195.23	2195.23	-387.57	2838.53	2450.97	-1.4291	11.5318	10.1026	-27	
-26	0.05725	0.001087	1992.15	1992.15	-385.66	2838.48	2452.82	-1.4214	11.4849	10.0634	-26	
-25	0.06329	0.001087	1809.35	1809.35	-383.74	2838.41	2454.67	-1.4137	11.4383	10.0246	-25	
-24	0.06991	0.001087	1644.59	1644.59	-381.82	2838.34	2456.52	-1.4059	11.3921	9.9862	-24	
-23	0.07716	0.001087	1495.98	1495.98	-379.89	2838.26	2458.37	-1.3982	11.3462	9.9480	-23	
-22	0.08510	0.001087	1361.94	1361.94	-377.95	2838.17	2460.22	-1.3905	11.3007	9.9102	-22	
-21	0.09378	0.001087	1240.77	1240.77	-376.01	2838.07	2462.06	-1.3828	11.2555	9.8728	-21	
-20	0.10326	0.001087	1131.27	1131.27	-374.06	2837.97	2463.91	-1.3750	11.2106	9.8356	-20	
-19	0.11362	0.001088	1032.18	1032.18	-372.10	2837.86	2465.76	-1.3673	11.1661	9.7988	-19	
-18	0.12492	0.001088	942.46	942.46	-370.13	2837.74	2467.61	-1.3596	11.1218	9.7623	-18	
-17	0.13725	0.001088	861.17	861.17	-368.15	2837.61	2469.46	-1.3518	11.0779	9.7261	-17	
-16	0.15068	0.001088	787.48	787.48	-366.17	2837.47	2471.30	-1.3441	11.0343	9.6902	-16	
-15	0.16530	0.001088	720.59	720.59	-364.18	2837.33	2473.15	-1.3364	10.9910	9.6546	-15	
-14	0.18122	0.001088	659.86	659.86	-362.18	2837.18	2474.99	-1.3287	10.9480	9.6193	-14	
-13	0.19852	0.001089	604.65	604.65	-360.18	2837.02	2476.84	-1.3210	10.9053	9.5844	-13	
-12	0.21732	0.001089	554.45	554.45	-358.17	2836.85	2478.68	-1.3132	10.8629	9.5497	-12	
-11	0.23775	0.001089	508.75	508.75	-356.15	2836.68	2480.53	-1.3055	10.8208	9.5153	-11	
-10	0.25991	0.001089	467.14	467.14	-354.12	2836.49	2482.37	-1.2978	10.7790	9.4812	-10	
-9	0.28395	0.001089	429.21	429.21	-352.08	2836.30	2484.22	-1.2901	10.7375	9.4474	-9	
-8	0.30999	0.001090	394.64	394.64	-350.04	2836.10	2486.06	-1.2824	10.6962	9.4139	-8	
-7	0.33821	0.001090	363.07	363.07	-347.99	2835.89	2487.90	-1.2746	10.6552	9.3806	-7	
-6	0.36874	0.001090	334.25	334.25	-345.93	2835.68	2489.74	-1.2669	10.6145	9.3476	-6	
-5	0.40178	0.001090	307.91	307.91	-343.87	2835.45	2491.58	-1.2592	10.5741	9.3149	-5	
-4	0.43748	0.001090	283.83	283.83	-341.80	2835.22	2493.42	-1.2515	10.5340	9.2825	-4	
-3	0.47606	0.001090	261.79	261.79	-339.72	2834.98	2495.26	-1.2438	10.4941	9.2503	-3	
-2	0.51773	0.001091	241.60	241.60	-337.63	2834.72	2497.10	-1.2361	10.4544	9.2184	-2	
-1	0.56268	0.001091	223.11	223.11	-335.53	2834.47	2498.93	-1.2284	10.4151	9.1867	-1	
0	0.61117	0.001091	206.16	206.16	-333.43	2834.20	2500.77	-1.2206	10.3760	9.1553	0	
0	0.6112	0.001000	206.141	206.143	-0.04	2500.81	2500.77	-0.0001	9.1554	9.1553	0	
1	0.6571	0.001000	192.455	192.456	4.18	2498.43	2502.61	0.0153	9.1134	9.1286	1	
2	0.7060	0.001000	179.769	179.770	8.39	2496.05	2504.44	0.0306	9.0716	9.1022	2	
3	0.7581	0.001000	168.026	168.027	12.60	2493.68	2506.28	0.0459	9.0301	9.0761	3	
4	0.8135	0.001000	157.137	157.138	16.81	2491.31	2508.12	0.0611	8.9890	9.0501	4	
5	0.8725	0.001000	147.032	147.033	21.02	2488.94	2509.95	0.0762	8.9482	9.0244	5	
6	0.9353	0.001000	137.653	137.654	25.22	2486.57	2511.79	0.0913	8.9076	8.9990	6	
7	1.0020	0.001000	128.947	128.948	29.42	2484.20	2513.62	0.1064	8.8674	8.9738	7	
8	1.0729	0.001000	120.850	120.851	33.62	2481.84	2515.46	0.1213	8.8274	8.9488	8	
9	1.1481	0.001000	113.326	113.327	37.82	2479.47	2517.29	0.1362	8.7878	8.9240	9	
10	1.2280	0.001000	106.328	106.329	42.01	2477.11	2519.12	0.1511	8.7484	8.8995	10	
11	1.3128	0.001000	99.807	99.808	46.21	2474.74	2520.95	0.1659	8.7093	8.8751	11	
12	1.4026	0.001001	93.740	93.741	50.40	2472.38	2522.78	0.1806	8.6705	8.8510	12	
13	1.4979	0.001001	88.084	88.085	54.59	2470.02	2524.61	0.1953	8.6319	8.8272	13	
14	1.5987	0.001001	82.812	82.813	58.78	2467.66	2526.44	0.2099	8.5936	8.8033	14	
15	1.7055	0.001001	77.895	77.896	62.97	2465.30	2528.26	0.2244	8.5556	8.7800	15	
16	1.8185	0.001001	73.305	73.306	67.16	2462.93	2530.09	0.2389	8.5178	8.7568	16	
17	1.9380	0.001001	69.020	69.021	71.34	2460.57	2531.91	0.2534	8.4803	8.7337	17	

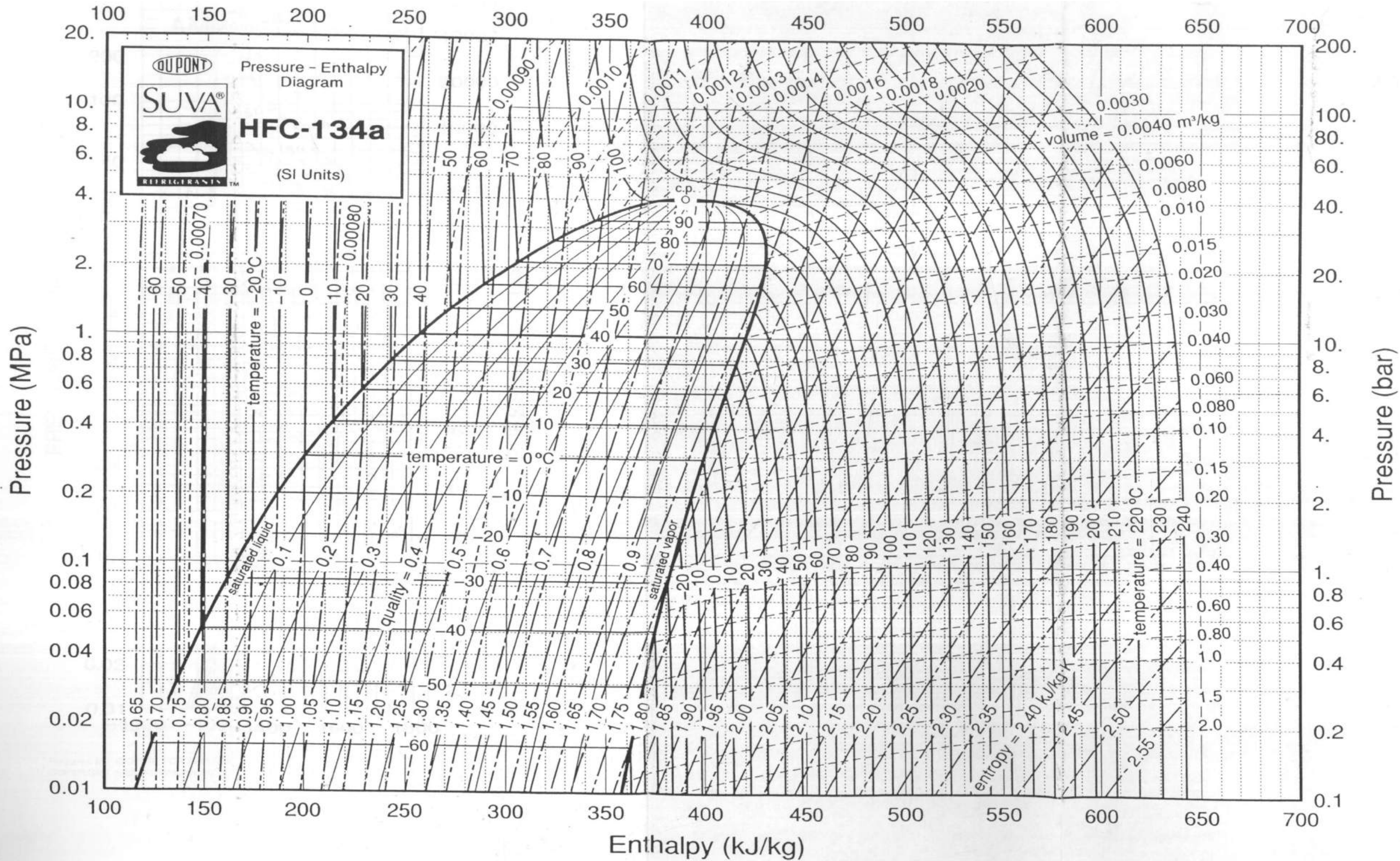
Table 2 Thermodynamic Properties of Water at Saturation, SI Units (Continued)

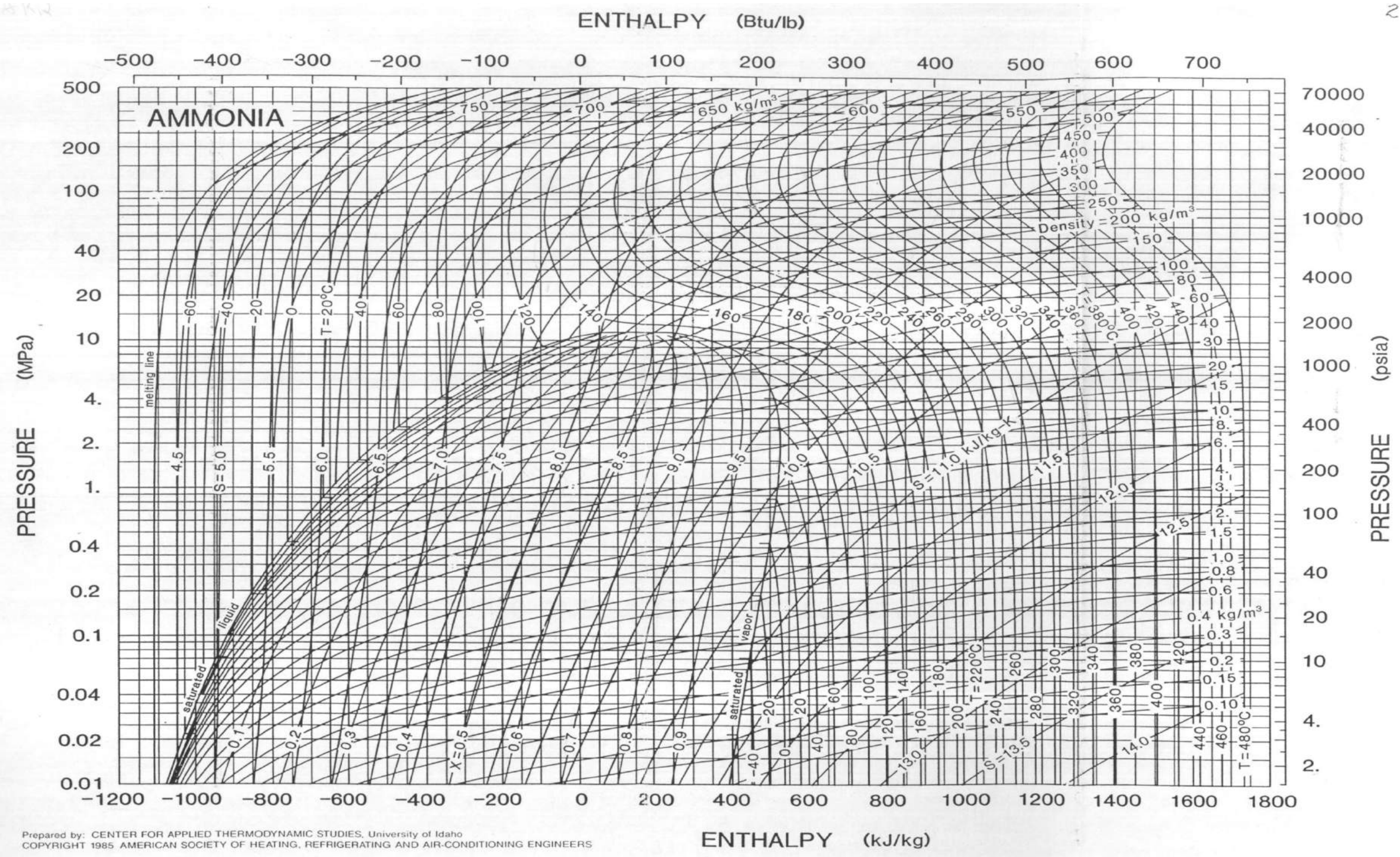
Temp °C	Absolute Pressure kPa <i>P</i>	Specific Volume, m ³ /kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg · K			Temp °C
		Sat. Solid <i>v_f</i>	Evap. <i>v_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>v_g</i>	<i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Solid <i>s_f</i>	Evap. <i>s_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>	
18	2.0643	0.001001	65.015	65.016	75.53	2458.21	2533.74	0.2678	8.4431	8.7109	18
19	2.1979	0.001002	61.272	61.273	79.71	2455.85	2535.56	0.2821	8.4061	8.6883	19
20	2.3389	0.001002	57.772	57.773	83.90	2453.48	2537.38	0.2965	8.3694	8.6658	20
21	2.4878	0.001002	54.497	54.498	88.08	2451.12	2539.20	0.3107	8.3329	8.6436	21
22	2.6448	0.001002	51.432	51.433	92.27	2448.75	2541.02	0.3249	8.2966	8.6215	22
23	2.8105	0.001003	48.560	48.561	96.45	2446.39	2542.84	0.3390	8.2606	8.5996	23
24	2.9852	0.001003	45.870	45.871	100.63	2444.02	2544.65	0.3531	8.2249	8.5780	24
25	3.1693	0.001003	43.349	43.350	104.81	2441.65	2546.47	0.3672	8.1893	8.5565	25
26	3.3633	0.001003	40.983	40.984	108.99	2439.29	2548.28	0.3812	8.1540	8.5352	26
27	3.5674	0.001004	38.764	38.765	113.17	2436.92	2550.09	0.3951	8.1190	8.5141	27
28	3.7823	0.001004	36.681	36.682	117.36	2434.55	2551.90	0.4090	8.0841	8.4932	28
29	4.0084	0.001004	34.725	34.726	121.54	2432.17	2553.71	0.4229	8.0495	8.4724	29
30	4.2462	0.001004	32.886	32.887	125.72	2429.80	2555.52	0.4367	8.0151	8.4518	30
31	4.4961	0.001005	31.158	31.159	129.90	2427.43	2557.32	0.4505	7.9810	8.4314	31
32	4.7586	0.001005	29.534	29.535	134.08	2425.05	2559.13	0.4642	7.9470	8.4112	32
33	5.0345	0.001005	28.005	28.006	138.26	2422.67	2560.93	0.4779	7.9133	8.3913	33
34	5.3242	0.001006	26.565	26.566	142.44	2420.29	2562.73	0.4915	7.8798	8.3713	34
35	5.6280	0.001006	25.211	25.212	146.62	2417.91	2564.53	0.5051	7.8465	8.3516	35
36	5.9468	0.001006	23.935	23.936	150.80	2415.53	2566.33	0.5186	7.8134	8.3320	36
37	6.2812	0.001007	22.733	22.733	154.98	2413.14	2568.12	0.5321	7.7805	8.3126	37
38	6.6315	0.001007	21.598	21.599	159.16	2410.76	2569.91	0.5456	7.7478	8.2934	38
39	6.9988	0.001008	20.529	20.530	163.34	2408.37	2571.71	0.5590	7.7154	8.2743	39
40	7.3838	0.001008	19.519	19.520	167.52	2405.98	2573.49	0.5724	7.6831	8.2554	40
41	7.7866	0.001008	18.566	18.567	171.70	2403.58	2575.28	0.5857	7.6510	8.2367	41
42	8.2081	0.001009	17.667	17.668	175.88	2401.19	2577.07	0.5990	7.6191	8.2181	42
43	8.6495	0.001009	16.817	16.818	180.06	2398.79	2578.85	0.6122	7.5874	8.1996	43
44	9.1110	0.001010	16.014	16.015	184.24	2396.39	2580.63	0.6254	7.5559	8.1813	44
45	9.5935	0.001010	15.255	15.256	188.42	2393.99	2582.41	0.6386	7.5246	8.1632	45
46	10.0982	0.001010	14.536	14.537	192.60	2391.58	2584.19	0.6517	7.4935	8.1452	46
47	10.6250	0.001011	13.857	13.858	196.78	2389.18	2585.96	0.6648	7.4626	8.1274	47
48	11.1754	0.001011	13.214	13.215	200.97	2386.77	2587.73	0.6778	7.4318	8.1097	48
49	11.7502	0.001012	12.605	12.606	205.15	2384.36	2589.50	0.6908	7.4013	8.0921	49
50	12.3503	0.001012	12.028	12.029	209.33	2381.94	2591.27	0.7038	7.3709	8.0747	50
51	12.9764	0.001013	11.482	11.483	213.51	2379.52	2593.04	0.7167	7.3407	8.0574	51
52	13.6293	0.001013	10.964	10.965	217.70	2377.10	2594.80	0.7296	7.3107	8.0403	52
53	14.3108	0.001014	10.473	10.474	221.88	2374.68	2596.56	0.7424	7.2808	8.0232	53
54	15.0205	0.001014	10.007	10.008	226.06	2372.25	2598.32	0.7552	7.2512	8.0064	54
55	15.7601	0.001015	9.565	9.566	230.25	2369.83	2600.07	0.7680	7.2217	7.9897	55
56	16.5311	0.001015	9.145	9.146	234.43	2367.39	2601.82	0.7807	7.1923	7.9730	56
57	17.3337	0.001016	8.747	8.748	238.61	2364.96	2603.57	0.7934	7.1632	7.9566	57
58	18.1691	0.001016	8.369	8.370	242.80	2362.52	2605.32	0.8061	7.1342	7.9402	58
59	19.0393	0.001017	8.009	8.010	246.98	2360.08	2607.06	0.8187	7.1053	7.9240	59
60	19.9444	0.001017	7.6676	7.6686	251.17	2357.63	2608.80	0.8313	7.0767	7.9079	60
61	20.886	0.001018	7.3426	7.3436	255.36	2355.18	2610.54	0.8438	7.0482	7.8920	61
62	21.865	0.001018	7.0335	7.0345	259.54	2352.73	2612.28	0.8563	7.0198	7.8761	62
63	22.883	0.001019	6.7395	6.7406	263.73	2350.28	2614.01	0.8688	6.9916	7.8604	63
64	23.941	0.001019	6.4597	6.4607	267.92	2347.82	2615.74	0.8812	6.9636	7.8448	64
65	25.040	0.001020	6.1933	6.1943	272.11	2345.36	2617.46	0.8936	6.9357	7.8293	65
66	26.181	0.001020	5.9397	5.9407	276.29	2342.89	2619.18	0.9060	6.9080	7.8140	66
67	27.366	0.001021	5.6980	5.6991	280.48	2340.42	2620.90	0.9183	6.8804	7.7987	67
68	28.597	0.001022	5.4678	5.4688	284.67	2337.95	2622.62	0.9306	6.8530	7.7836	68
69	29.874	0.001022	5.2483	5.2493	288.86	2335.47	2624.33	0.9429	6.8257	7.7686	69
70	31.199	0.001023	5.0391	5.0401	293.05	2332.99	2626.04	0.9551	6.7986	7.7537	70
71	32.573	0.001023	4.8394	4.8405	297.25	2330.50	2627.75	0.9673	6.7716	7.7389	71
72	33.998	0.001024	4.6491	4.6501	301.44	2328.01	2629.45	0.9794	6.7448	7.7242	72
73	35.476	0.001025	4.4673	4.4684	305.63	2325.51	2631.15	0.9916	6.7181	7.7096	73
74	37.006	0.001025	4.2940	4.2950	309.83	2323.02	2632.84	1.0037	6.6915	7.6952	74
75	38.594	0.001026	4.1282	4.1292	314.02	2320.51	2634.53	1.0157	6.6651	7.6808	75
76	40.237	0.001026	3.9701	3.9711	318.22	2318.01	2636.22	1.0278	6.6388	7.6666	76
77	41.939	0.001027	3.8189	3.8200	322.41	2315.49	2637.90	1.0398	6.6127	7.6525	77
78	43.702	0.001028	3.6744	3.6754	326.61	2312.98	2639.58	1.0517	6.5867	7.6384	78
79	45.525	0.001028	3.5364	3.5374	330.80	2310.46	2641.26	1.0636	6.5608	7.6245	79
80	47.414	0.001029	3.4043	3.4053	335.00	2307.93	2642.93	1.0755	6.5351	7.6106	80
81	49.367	0.001030	3.2780	3.2790	339.20	2305.40	2644.60	1.0874	6.5095	7.5969	81
82	51.386	0.001030	3.1572	3.1582	343.40	2302.86	2646.26	1.0993	6.4840	7.5833	82
83	53.475	0.001031	3.0416	3.0426	347.60	2300.32	2647.92	1.1111	6.4587	7.5697	83
84	55.634	0.001032	2.9309	2.9320	351.80	2297.78	2649.58	1.1228	6.4335	7.5563	84
85	57.866	0.001032	2.8249	2.8260	356.00	2295.22	2651.23	1.1346	6.4084	7.5430	85
86	60.173	0.001033	2.7234	2.7245	360.21	2292.67	2652.88	1.1463	6.3834	7.5297	86
87	62.554	0.001034	2.6262	2.6273	364.41	2290.11	2654.52	1.1580	6.3586	7.5165	87
88	65.017	0.001035	2.5330	2.5340	368.62	2287.54	2656.16	1.1696	6.3338	7.5035	88
89	67.558	0.001035	2.4437	2.4447	372.82	2284.97	2657.79	1.1812	6.3093	7.4905	89
90	70.182	0.001036	2.3581	2.3591	377.03	2282.39	2659.42	1.1928	6.2848	7.4776	90
91	72.890	0.001037	2.2760	2.2770	381.24	2279.80	2661.04	1.2044	6.2604	7.4648	91
92	75.685	0.001037	2.1972	2.1983	385.45	2277.22	2662.66	1.2159	6.2362	7.4521	92
93	78.567	0.001038	2.1217	2.1227	389.66	2274.62	2664.28	1.2274	6.2121	7.4395	93
94	81.543	0.001039	2.0491	2.0502	393.87	2272.02	2665.89	1.2389	6.1881	7.4270	94
95	84.609	0.001040	1.9796	1.9806	398.08	2269.41	2667.49	1.2504	6.1642	7.4145	95



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
COPYRIGHT 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 6 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22





Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Idaho
COPYRIGHT 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

Fig. 15 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 717

