



UNIJUI - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul
UERGS – Universidade Estadual do Rio Grande do Sul
DeTEC - Departamento de Tecnologia

Refrigeração

Prof. Luiz Carlos Martinelli Júnior

Panambi, janeiro de 2003.

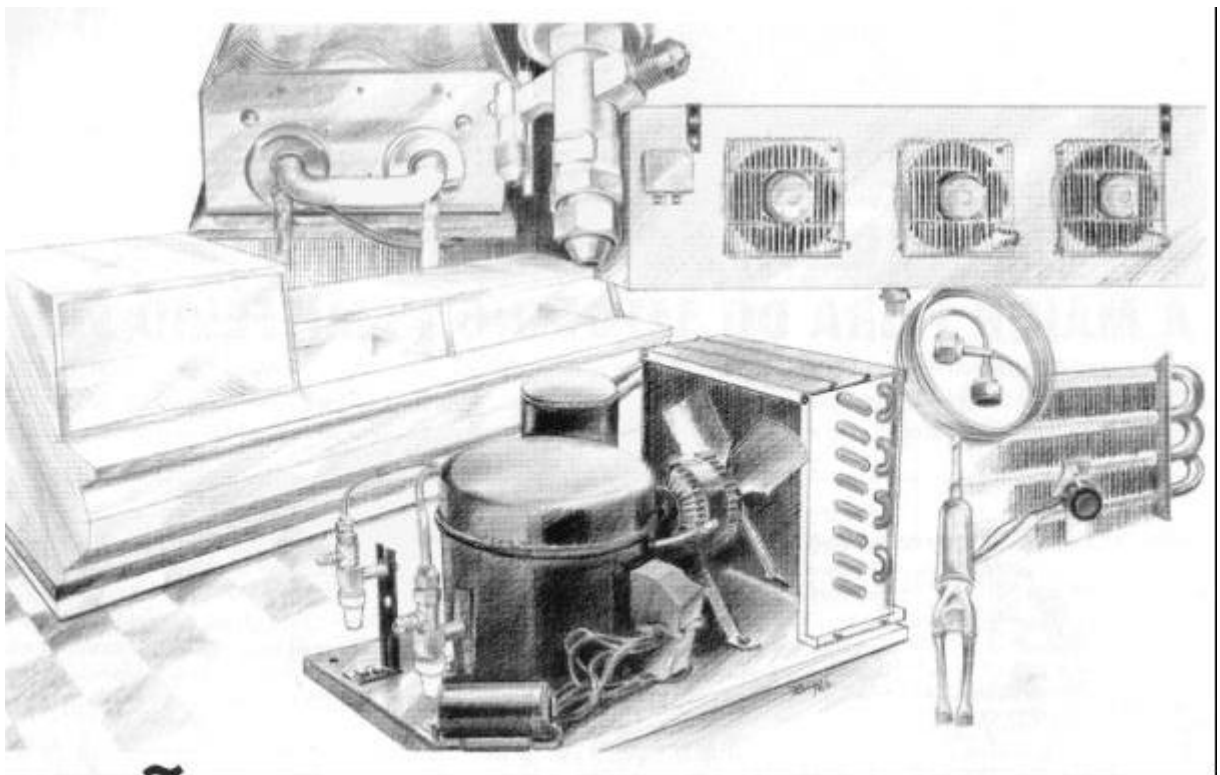
Sumário

PARTE I - HISTÓRICO, DIAGRAMA DE MOLLIER, REFRIGERANTES	4
O HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO	5
DEFINIÇÕES	7
<i>Calor e Transmissão de Calor</i>	7
<i>Terminologia utilizada em refrigeração</i>	9
DIAGRAMAS DE MOLLIER	24
CICLO DE REFRIGERAÇÃO	25
REFRIGERANTES	31
<i>O que é um Refrigerante ?</i>	31
<i>A Reunião de Copenhague</i>	31
<i>Refrigerantes Freon⁰</i>	32
<i>Refrigerantes Alternativos</i>	48
PARTE II - CICLO DE COMPRESSÃO, BALANÇO DE ENERGIA	52
INTRODUÇÃO	53
CICLO TEÓRICO SIMPLES	53
CICLO REAL SIMPLES	54
BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO	55
<i>Capacidade Frigorífica do Ciclo</i>	56
<i>Potência Teórica do Compressor</i>	56
<i>Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador</i>	57
<i>Válvula de Expansão</i>	57
<i>Trocador de Calor Intermediário</i>	58
<i>Parâmetros que Influenciam a Eficácia (b) do Ciclo de Refrigeração</i>	59
PARTE III - COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	64
TROCADORES DE CALOR	65
<i>Condensadores</i>	65
<i>Evaporadores</i>	74
DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	82
<i>Tubo Capilar</i>	82
<i>Válvulas de Expansão</i>	87
COMPRESSORES	96
<i>Compressores Alternativos</i>	98
<i>Compressores de Parafuso</i>	117
<i>Compressores de Palhetas (Rotativos)</i>	123
<i>Compressores Centrífugos</i>	124
<i>Compressores Scroll</i>	127
<i>Compressores Automotivos</i>	129
BIBLIOGRAFIA REFRIGERAÇÃO	133
PARTE IV - PSICROMETRIA	135
PSICROMETRIA	136
<i>Ar</i>	136
<i>Lei de Dalton</i>	137
<i>Propriedades Termodinâmicas do Ar Úmido</i>	138

DIAGRAMA PSICROMÉTRICO.....	146
DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES DO AR	150
<i>Processos Psicrométricos</i>	152
MÉTODOS DE MEDIÇÃO DE UMIDADE EM GASES	168
1. <i>Introdução</i>	168
2. <i>O que é a Umidade?</i>	168
3. <i>Métodos de Medição de Umidade</i>	169
4. <i>Vantagens e Limitações</i>	176
5. <i>Seleção de um Tipo de Higrômetro</i>	179
6. <i>Calibração de Higrômetros</i>	180
7. <i>Referências</i>	180
EQUAÇÕES PSICROMÉTRICAS	181
<i>Notação Utilizada</i>	181
<i>ASAE</i>	182
<i>Albright</i>	183
BIBLIOGRAFIA PSICROMETRIA.....	185

Parte I - Histórico, Diagrama de Mollier, Refrigerantes

Prof. Luiz Carlos Martinelli Jr. - DeTEC.



O Histórico da Refrigeração

O emprego dos meios de refrigeração já era do conhecimento humano mesmo na época das mais antigas civilizações. Pode-se citar a civilização chinesa que, muitos séculos antes do nascimento de Cristo, usava o gelo natural (colhido nas superfícies dos rios e lagos congelados e conservado com grandes cuidados, em poços cobertos com palha e cavados na terra) com a finalidade de conservar o chá que consumiam. As civilizações gregas e romanas que também aproveitavam o gelo colhido no alto das montanhas, a custo do braço escravo, para o preparo de bebidas e alimentos gelados.

Já a civilização egípcia, que devido a sua situação geográfica e ao clima de seu país, não dispunham de gelo natural, refrescavam a água por evaporação, usando vasos de barro, semelhantes às *moringas*¹, tão comuns no interior do Brasil. O barro, sendo poroso, deixa passar um pouco da água contida no seu interior, a evaporação desta para o ambiente faz baixar a temperatura do sistema. Entretanto, durante um longo período de tempo, na realidade muitos séculos, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar.

No final do século XVII, foi inventado o microscópio e, com o auxílio deste instrumento, verificou-se a existência de microorganismos (micróbios, bactérias) invisíveis à vista sem auxílio de um instrumento dotado de grande poder de ampliação. Os micróbios existem em quantidades enormes, espalhados por todas as partes, água, alimentos e organismos vivos.

Estudos realizados por cientistas, entre eles o célebre químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias. Ainda através de estudos, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida em muitos casos ou pelo menos limitada pela aplicação do frio, i.e., baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos proliferam. Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente.

Antes da descoberta, os alimentos eram deixados no seu estado natural, estragando-se rapidamente. Para conservá-los por maior tempo era necessário submetê-los a certos tratamentos como a salgação, a defumação ou o uso de condimentos. Esses tratamentos, na maioria dos casos, diminuía a qualidade do alimento e modificavam o seu sabor. Com a descoberta, abria-se a possibilidade de se conservar os alimentos frescos, com todas as suas qualidades, durante um período de tempo maior.

Contudo, o uso do gelo natural trazia consigo uma série de inconvenientes que prejudicavam seriamente o desenvolvimento da refrigeração, tornando-a de valia relativamente pequena.

Assim, ficava-se na dependência direta da natureza para a obtenção da matéria primordial, i.e., o gelo, que só se formava no inverno e nas regiões de clima bastante frio. O fornecimento, portanto, era bastante irregular e, em se tratando de países mais quentes, era sujeita a um transporte demorado, no qual a maior parte se perdia por derretimento, especialmente porque os meios de conservá-lo durante este transporte

¹ Moringa: s.f. Vaso bojudo, de gargalo estreito para água, ordinariamente de barro.

eram bastante deficiente. Mesmo nos locais onde o gelo se formava naturalmente, i.e., nas zonas frias, este último tinha grande influência, pois a estocagem era bastante difícil, só podendo ser feita por períodos relativamente curtos.

Por este motivo, engenheiros e pesquisadores voltaram-se para a busca de meios e processos que permitissem a obtenção artificial de gelo, liberando o homem da dependência da natureza. Em consequência desses estudos, em 1834 foi inventado, nos Estados Unidos, o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial e, que constituiu a base precursora dos atuais sistemas de compressão frigorífica.

Em 1855 surgiu na Alemanha um outro tipo de mecanismo para a fabricação do gelo artificial, este, baseado no princípio da absorção, descoberto em 1824 pelo físico e químico inglês Michael Faraday.

Durante por cerca de meio século os aperfeiçoamentos nos processos de fabricação de gelo artificial foram se acumulando, surgindo sistematicamente melhorias nos sistemas, com maiores rendimentos e melhores condições de trabalho. Entretanto, a produção propriamente dita fez poucos progressos neste período, em consequência da prevenção do público consumidor contra o gelo artificial, pois apesar de todos estarem cientes das vantagens apresentadas pela refrigeração, era crença geral que o gelo produzido pelo homem era prejudicial à saúde humana.

Tal crença é completamente absurda, mas como uma minoria aceitava o gelo artificial, o seu consumo era relativamente pequeno. Todavia, a própria natureza encarregou-se de dar fim a tal situação. Em 1890, o inverno nos Estados Unidos, um dos maiores produtores de gelo natural da época, foi muito fraco. Em consequência, quase não houve formação de gelo neste ano, naquele país. Como não havia gelo natural, a situação obrigou que se usasse o artificial, quebrando o tabú existente contra este último e mostrando, inclusive, que o mesmo era ainda melhor que o produto natural, por ser feito com água mais pura e poder ser produzido à vontade, conforme as necessidades de consumo.

A utilização do gelo natural levou a criação, no princípio do século XIX, das primeiras geladeiras (Figura 1).

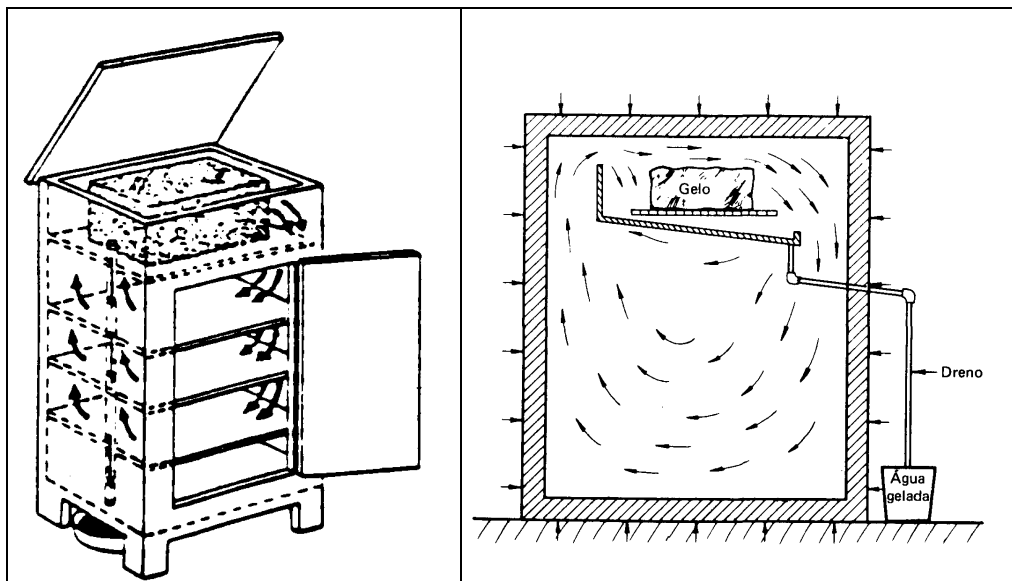


Figura 1 – Geladeiras de Gelo

Tais aparelhos eram constituídos simplesmente por um recipiente, quase sempre isolado por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a conservar. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira.

Surgiu, dessa forma, o impulso que faltava à indústria de produção mecânica de gelo. Uma vez aceito pelo consumidor, a demanda cresceu vertiginosamente e passaram a surgir com rapidez crescente as usinas de fabricação de gelo artificial por todas as partes.

Apesar da plena aceitação do gelo artificial e da disponibilidade da mesma para todas as classes sociais, a sua fabricação continuava a ter de ser feita em instalações especiais, as usinas de gelo, não sendo possível a produção do mesmo na própria casa dos consumidores. Figura típica da época era o *geleiro*, que, com sua carroça isolada, percorria os bairros, entregava nas casas dos consumidores, periodicamente, as pedras de gelo que deviam ser colocadas nas primeiras geladeiras.

No alvorecer do século XX, começou a se disseminar outra grande conquista, a eletricidade. Os lares começaram a substituir os candeeiros de óleo e querosene e os lampiões de gases, pelas lâmpadas elétricas, notável invenção de Edison, e a dispor da eletricidade para movimentar pequenas máquinas e motores. Com esta nova fonte de energia, os técnicos buscaram meios de produzir o frio em pequena escala, na própria residência dos usuários. O primeiro refrigerador doméstico surgiu em 1913, mas sua aceitação foi mínima, tendo em vista que o mesmo era constituído de um sistema de operação manual, exigindo atenção constante, muito esforço e apresentando baixo rendimento.

Só em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido a eletricidade, e que foi fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos. A partir de 1920, a evolução foi tremenda, com uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos.

Definições

Calor e Transmissão de Calor

A matéria pode apresentar-se em três estados físicos: sólido, líquido e gasoso. Contudo, dependendo da temperatura e da pressão, uma mesma espécie de matéria pode apresentar-se em qualquer outro estado físico. A água, por exemplo, pode ser encontrada nos estados sólido, líquido e gasoso.

Fazer uma substância mudar de estado físico é simplesmente vencer as forças de atração e de repulsão existentes entre as partículas que a constituem. De acordo com o modo como são processadas, as mudanças de estado físico ou mudanças de fase recebem nomes especiais.

A **Fusão** e a **Vaporização** são transformações que absorvem calor e por isso são chamadas endotérmicas. A **Solidificação** e a **Liquefação** se processam com desprendimento de calor e são denominadas exotérmicas.

Conforme a maneira de se processar a vaporização, que é a passagem do estado líquido para o gasoso, ela recebe nomes diferentes. A evaporação ocorre mediante um processo lento que se verifica apenas na superfície do líquido, seja qual for a sua temperatura. A ebulição se dá mediante um processo tumultuoso, e a vaporização se

verifica em toda a massa líquida. Ela ocorre numa determinada temperatura, chamada temperatura de ebulição, que pode variar de acordo com a pressão. A calefação é um processo rápido, numa temperatura superior à temperatura de ebulição da substância (é o que acontece quando se joga água numa chapa de fogão bem aquecida)

Todos os corpos possuem energia térmica, que é a energia associada ao estado de agitação das partículas que o compõem. A temperatura é a medida dessa agitação. Quanto maior a temperatura, mais agitadas estão as partículas, i.e., mais energia térmica está presente. Todavia, um aumento da energia térmica não eleva necessariamente a temperatura de um corpo, notadamente quando este corpo está sofrendo uma mudança de estado físico. Quando o gelo, e.g., está se fundindo, i.e., passando para o estado líquido, a temperatura de fusão permanece constante, apesar do aumento de energia térmica.

Quando dois corpos com temperaturas diferentes são postos em contato, espontaneamente há transferência de energia térmica do corpo mais quente para o mais frio, até ser atingido o equilíbrio térmico. Isso é transmissão de calor, e pode ocorrer segundo três processos diferentes: Condução, convecção e radiação.

Condução é o processo de transmissão de calor em que a energia térmica passa de um local para outro através de partículas existentes entre eles. Na região mais quente as partículas têm mais energia e vibram com maior intensidade; essa vibração se transmite de molécula para molécula até o extremo oposto, espalhando calor pelo corpo inteiro.

Convecção é o processo de transmissão de calor com formação de correntes em que as moléculas de matéria sobem e descem. A convecção só ocorre em fluidos (líquidos e gases). A convecção pode ser natural, quando ocasionada por diferença de densidades devido à diferença de temperaturas entre as massas do fluido, ou forçada, quando ocasionada por bombas ou ventiladores.

No verão, o ar resfriado deve ser introduzido nas salas pela parte superior para que, devido a sua densidade, desça e provoque a circulação de ar. No inverno, o ar quente deve ser introduzido pela parte inferior da sala. Se ocorresse o contrário, o ar frio (mais denso) continuaria embaixo e o ar quente (menos denso) continuaria em cima, não havendo, portanto, circulação.

Nos refrigeradores residenciais, o evaporador é sempre instalado na parte superior, para que o ar resfriado desça, dando lugar ao ar mais quente, que sobe ao receber calor dos alimentos e da abertura de portas. As prateleiras são gradeadas para possibilitar a convecção do ar no interior do refrigerador.

Radiação é o processo de transmissão de calor no vácuo ou num meio material. No entanto, nem todos os meios materiais permitem a propagação das ondas de calor através deles. Desta forma, podemos classificar os meios materiais em *diatérmicos* e *atérmicos*, conforme eles permitam ou não a propagação das ondas de calor, respectivamente. O ar atmosférico permite e por isso é um meio diatérmico. Uma parede de tijolos não permite e por isso é um meio atérmico.

É importante salientar que toda energia radiante, como ondas de rádio, radiações infravermelhas, luz visível, luz ultravioleta, raios X e outras, podem converter-se em energia térmica por absorção. Entretanto, só as radiações infravermelhas são chamadas **ondas de calor**, i.e., radiações térmicas. A energia radiante não aquece o meio em que se propaga, mas só o meio pelo qual é absorvida, deixando então de ser energia radiante.

Quando uma fonte térmica emite calor, há uma distinção entre calor luminoso e

calor obscuro. O primeiro é o que vem acompanhado de luz (sol, lâmpada incandescente), enquanto que o segundo não é acompanhado de luz (forno, ferro de passar roupa). É fato conhecido que os corpos de cores escuras são bons absorventes e bons emissores de calor e que os corpos de cores claras são maus absorventes e maus emissores de calor, porém bons refletores. Os condensadores dos refrigeradores são pintados com tinta escura para facilitar a emissão do calor pela radiação ao ambiente.

Terminologia utilizada em refrigeração

Água Gelada

Meio refrigerante que retira calor da área a ser refrigerada e cede calor ao resfriador.

Almofada de ar

Ar preso em tubulações e equipamentos, como radiadores, etc., que impede a máxima transferência de calor; ar preso no lado da sucção de uma bomba, causando perda de sucção.

Amônia

Comercialmente chamada de anidra, é um refrigerante (NH_3).

Anidro

Isento de água, especialmente de água de cristalização

Ar saturado

É uma mistura de ar seco e de vapor d'água saturado. Mais precisamente é o vapor d'água que é saturado e não o ar.

Ar não saturado

É uma mistura de ar seco e vapor d'água superaquecido.

Bombas de baixo e alto vácuo

As bombas de vácuo são usadas para evacuar e desidratar a unidade selada. Podem ser de baixo e de alto vácuo. Bombas de baixo vácuo são aquelas que não podem produzir um vácuo superior a 685,8 mm Hg ou 27". Portanto, teoricamente, uma bomba de baixo vácuo atingirá, no máximo, um vácuo de 685,8mm Hg ou 27".

Bombas de alto vácuo são as que produzem um vácuo acima de 736 mm Hg ou 29". Essas bombas atingem, no máximo, um vácuo de 760mm Hg ou 29,92".

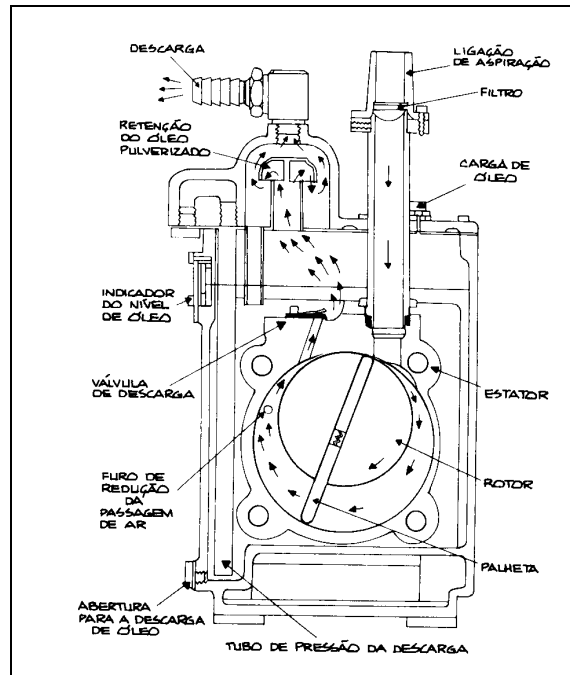


Figura 2 – Bomba de Vácuo

Calor Específico

Calor Específico indica a quantidade de calor que cada unidade de massa do corpo precisa receber ou ceder para que sua temperatura possa variar de um grau. É uma característica natural da substância, isto é, cada substância tem seu calor específico. Os metais são substâncias de baixo calor específico, por isso, quando cedem calor sofrem grandes variações de temperatura.

O calor específico depende do estado físico do sistema, sendo maior no estado líquido do que no sólido. O calor específico dos sólidos e líquidos mudará consideravelmente se o intervalo de variação da temperatura for muito grande. Para os gases, o calor específico também varia com a pressão e o volume.

Caloria

Quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de um quilograma de água destilada de 1°C.

Calorimetria

A calorimetria estuda a medida das quantidades de calor trocadas entre sistemas com diferentes temperaturas colocados em contato.

O Calor já era investigado quantitativamente bem antes de ser demonstrada sua natureza energética, o que levou os pesquisadores a estabelecer o conceito de quantidade de calor. Sendo o calor uma forma de energia, sua quantidade pode ser medida com a mesma unidade com que se medem outras formas. No Sistema Internacional (SI) de unidades, a quantidade de calor é medida em Joule (J). Entretanto, no campo da refrigeração são usadas outras unidades, como a caloria (cal) e a quilocaloria (kcal). Os países de língua inglesa usam o British Thermal Unit (BTU) como unidade.

Uma caloria é a quantidade de calor necessária para elevar de 14,5°C a 15,5°C a

temperatura de um grama de água pura a pressão normal. Inversamente, se retirarmos uma caloria de um grama de água com temperatura de 15,5°C, a pressão normal, obtemos 14,5°C. Uma BTU é a quantidade de calor necessária para aquecer 1lb (1 libra-massa = 435,6g) de água pura de 58,5°F a 59,5°F, sob pressão normal. É comum aparecer nos manuais técnicos de refrigeração as mais variadas unidades de calor, com seus múltiplos e submúltiplos.

Calor Sensível e Calor Latente

Um corpo que cede ou recebe calor pode sofrer dois efeitos diferentes: variação de temperatura ou mudança de estado.

Quando o efeito do calor é de variação de temperatura, o calor é chamado de **Sensível**. Se o efeito do calor é de mudança de estado, o calor é chamado **Latente**. Observe-se que enquanto ocorre a mudança de estado, a temperatura do corpo mantém-se constante.

Chiller

Trocador de calor no qual o refrigerante, à baixa pressão, se evapora, absorvendo o calor da área refrigerada.

Ciclo

É um processo ou uma série de processos onde os estados inicial e final do sistema (da substância) são idênticos.

Coefficiente de Eficácia (de Desempenho)

É a relação entre o efeito refrigerante e o trabalho de compressão. Um alto coeficiente de desempenho significa alto rendimento. Os valores teóricos deste coeficiente variam desde 2,5 até mais de 5.

$$\mathbf{b} = \frac{\text{ENERGIA util}}{\text{ENERGIA gasta}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Condições para a Tonelada de Refrigeração Padrão

Temperatura de evaporação de -15°C, temperatura de condensação de 30°C, temperatura do líquido antes da válvula de expansão de 25°C e temperatura do gás de sucção de 10°C constituem as condições de referência da tonelada de refrigeração padrão. As condições nominais das máquinas de refrigeração são freqüentemente inferiores às da tonelada padrão.

Congelamento

Formação de gelo no dispositivo de expansão do sistema de refrigeração, tornando-o inoperante.

Contrapressão

Termos sinônimo de pressão de sucção.

Desidratar

Retirar água de qualquer tipo de matéria.

Desumidificar

Reduzir a quantidade de vapor d'água contida num espaço

Efeito Refrigerante

Ou Capacidade Frigorífica, é a quantidade de calor absorvida no evaporador, que é a mesma quantidade de calor retirado do espaço que deve ser refrigerado. Mede-se o efeito refrigerante subtraindo-se o calor contido em 1kg de refrigerante que entra na válvula de expansão do calor contido no mesmo quilograma de refrigerante ao entrar no compressor.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_1 - h_4)$$

Eletricidade

Cada equipamento está programado para trabalhar com determinada tensão e corrente e oferece certo tipo de resistência. A relação entre essas grandezas é muito bem calculada pelo fabricante. Valores fora dos limites preestabelecidos provocam mau funcionamento e podem até danificar os aparelhos.

Mas como saber se os valores do circuito são os ideais para o sistema? A eletricidade não pode ser vista, por isso deve-se usar o raciocínio e os medidores. Mas, o raciocínio só vai funcionar se as leis e fórmulas das cargas elétricas forem conhecidas e aplicadas como fórmulas. Os medidores só podem ser úteis se o operador souber como usá-los.

São cinco os principais instrumentos de medição para um circuito elétrico: o voltímetro, o amperímetro, o ohmímetro, o wattímetro e o megôhmetro. O primeiro mede a tensão em volts (V). Serve, entre outras coisas, para ver se a tensão que está operando no circuito é ideal - se estiver baixa pode diminuir o rendimento, se estiver alta pode danificar o equipamento. O **amperímetro** mede a corrente em ampères (A). Se o motocompressor estiver gerando corrente alta, o protetor térmico pode desligar ou os fios, se não forem bem dimensionados, podem pegar fogo. O **ohmímetro** mede a resistência em ohms (Ω). Serve, por exemplo, para verificar se o condutor está funcionando, isto é, se há continuidade no circuito, ou se existe algum problema com as resistências dos aparelhos. O **wattímetro** mede a potência em watts (W). É usado para verificar se o equipamento está trabalhando dentro das normas especificadas pelo fabricante. Por fim, o **megôhmetro** mede alta isolação, ou seja, resistências suficientemente altas para impedir que a corrente passe através delas. Serve, por exemplo, para verificar se não tem fuga de corrente para a carcaça do compressor, que pode dar choque em quem tocá-lo.

Uma alternativa prática e econômica é o **alicate amperímetro**, que reúne três instrumentos num só: o amperímetro, o voltímetro e o ohmímetro.

Como Usar!

Para medir a tensão de um circuito, o voltímetro tem que ser ligado em paralelo, isto é, sem entrar no circuito, ao contrário do amperímetro e do ohmímetro, que devem ser ligados em série, isto é, como parte integrante do circuito (Figura 3). O ohmímetro só pode ser usado com o circuito desligado. Caso contrário, o instrumento pode ser danificado. O mesmo procedimento deve ser aplicado ao megôhmetro.

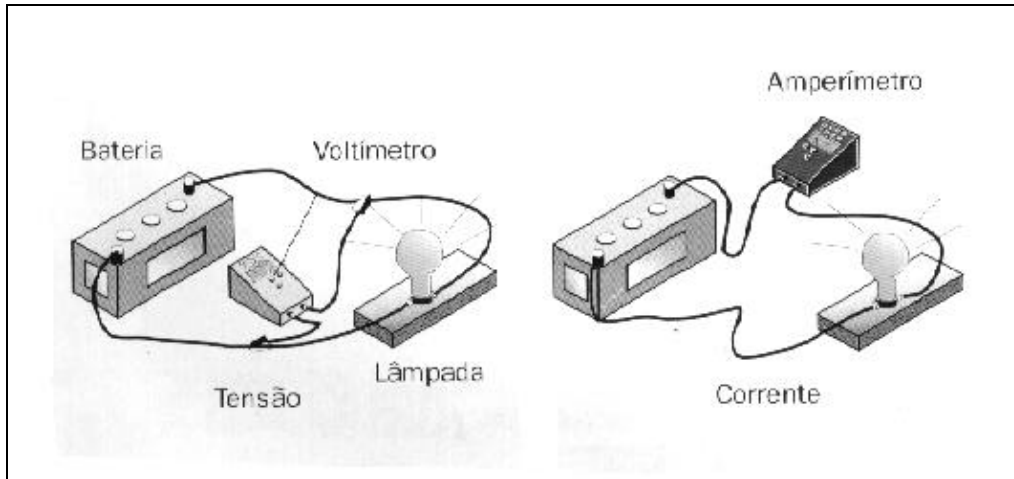


Figura 3 - Instalação de Voltímetro e Amperímetro no circuito elétrico

Usando as leis da eletricidade, porém, muitas vezes é possível calcular os valores das grandezas de um circuito. Sabendo que a potência é igual ao produto da tensão pela corrente ($P = U \times I$, onde P é a potência em watts, U é tensão em volts e I é corrente em ampéres), fica fácil quando se tem dois dos valores. Supondo que no circuito age uma tensão de 110 V e uma corrente de 2 A, a potência vai ser: $P = 110 \times 2$; $P = 220 \text{ W}$.

Cuidado!

Talvez a primeira coisa que todo mundo deve saber sobre eletricidade é que ela é perigosa. Assim, a instalação e a manutenção corretas do aparelho são mais do que aconselháveis: elas são necessárias.

A principal medida de segurança é o aterramento. Todo aparelho vem munido de um fio de terra, que deve ser ligado a uma barra metálica, feita especialmente para essa função. A barra é enterrada no chão e, cada vez que houver fuga de corrente do circuito, em vez de ela danificar o equipamento ou machucar o usuário, vai se desviar para o fio de terra e deste para a barra. O processo é simples o nosso corpo oferece maior resistência para a corrente elétrica do que o fio de terra; por isso ela escapa por ele em vez de dar um choque na gente.

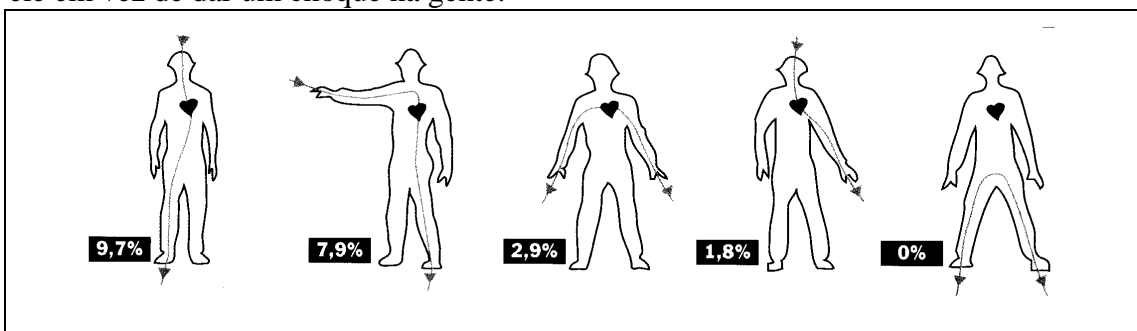


Figura 4 - Porcentagem da corrente que circula pelo coração em função do tipo de contato

Também é importante, sempre que se fizer manutenção num aparelho, verificar se as ligações do circuito estão bem conectadas. Um fio solto pode causar mau

funcionamento ou fuga de corrente. As conseqüências podem ser muitas: aquecimento dos componentes do circuito, queima de fusíveis, danos nas bitolas ou choques no usuário (Figura 4).

Leis da Eletricidade

1ª lei de Kirchhoff: Em um circuito elétrico em série, a soma das tensões parciais é igual à tensão aplicada no circuito e o valor da corrente elétrica é igual em todos os pontos do circuito.

2ª lei de Kirchhoff: Em um circuito elétrico em paralelo, a soma das correntes parciais é igual à corrente de entrada do circuito e o valor da tensão aplicada é igual em todos os componentes do circuito.

Lei de Ohm: A corrente de um circuito elétrico é diretamente proporcional à tensão e inversamente proporcional à resistência.

Entalpia

É o calor total ou o calor contido em uma substância, expresso em kcal/kg.

Entropia

É um coeficiente termodinâmico que indica o grau de perdas irreversíveis em um sistema.

Equivalente Mecânico

Uma quilocaloria (kcal) é igual a 427,1 quilogramas força-metro (kgf.m).

Escalas Termométricas

As escalas termométricas usuais são:

1. A **Celsius**, inventada em 1742 pelo sueco Anders Celsius (1701 – 1744);
2. A **Fahrenheit**, de Gabriel Fahrenheit (1686 – 1736), utilizada pelos países de língua inglesa (exceto a Grã-Bretanha).

A escala absoluta relacionada com a escala Celsius é chamada de escala Kelvin (em honra a William Thomson, 1824 – 1907, também chamado Lord Kelvin) e designada por **K**. A escala absoluta relacionada à escala Fahrenheit é chamada de escala Rankine, e designada por **°R**.

Segue abaixo as relações entre as escalas.

$$T_K = 273,15 + t_c = \frac{5}{9} T_R$$

$$T_R = 459,67 + t_F = 1,8 T_K$$

$$t_c = \frac{5}{9} (t_F - 32) = T_K - 273,15$$

$$t_F = 1,8 t_c + 32 = T_R - 459,67$$

Onde:

T_K – Temperatura em Kelvin (K)

T_R – Temperatura em Rankine (R)

t_c – Temperatura em Celsius (°C)

t_F – Temperatura em Fahrenheit (°F)

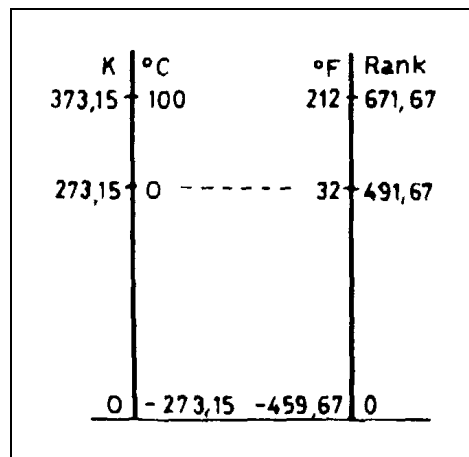


Figura 5 – Escala Termométrica

Evacuação

Evacuação é o ato de produzir vácuo, com a eliminação dos vapores incondensáveis do interior do sistema de refrigeração.

A tarefa de evacuação precisa ser executada para recuperar uma unidade refrigeradora. Está comprovado pela experiência que uma unidade refrigeradora não funciona normalmente se contiver teores de umidade ou de gases incondensáveis. A umidade causa entupimento no circuito refrigerante devido ao congelamento na saída do capilar. Os gases incondensáveis promovem aumento de pressão no condensador, dificultando a condensação do refrigerante. O oxigênio, principalmente, pode oxidar o óleo nos locais onde a temperatura é mais alta.

É, portanto, necessário que se faça simultaneamente a evacuação e a desidratação do sistema de refrigeração, antes de efetuar a carga de fluido refrigerante. A evacuação e a desidratação são feitas por meio de bombas de vácuo (Figura 2)

Fator de Resfriamento pelo Vento

Efeito de temperatura, devido ao vento, sobre a pele desprotegida, para determinadas velocidades e temperaturas, como mostra a Tabela 1. Por exemplo, se a

temperatura local é de 10°C e o vento sopra à velocidade de 12km/h, o fator de resfriamento devido ao vento é de 0°C.

Lado de Alta Pressão

A parte do sistema de refrigeração que fica à pressão de descarga ou do condensador. Ele compreende desde a descarga do compressor até a entrada da válvula de expansão.

Tabela 1 – Índice de resfriamento devido ao vento.

Velocidad e do vento (km/h)	Indicação do termômetro (°C)											
	10	4	-1	-7	-12	-18	-23	-29	-34	-40	-46	-51
	Efeito equivalente na pele desprotegida											
Calmaria	10	4	-1	-7	-12	-18	-23	-29	-34	-40	-46	-51
3	9	3	-3	-9	-14	-21	-26	-32	-38	-44	-49	-56
6	4	-2	-9	-16	-23	-29	-36	-43	-50	-57	-64	-71
9	2	-6	-13	-21	-28	-38	-43	-50	-58	-65	-73	-81
12	0	-8	-16	-23	-32	-39	-47	-55	-63	-71	-79	-85
16	-1	-9	-18	-26	-34	-42	-51	-59	-67	-76	-83	-92
19	-2	-11	-19	-28	-36	-44	-53	-62	-70	-78	-87	-96
22	-3	-12	-20	-29	-37	-45	-55	-63	-72	-81	-89	-98
25	-3	-12	-21	-29	-38	-47	-56	-65	-73	-82	-91	-100
	Pouco perigo com roupas adequadas				Perigo de congelamento da pele exposta				Grande perigo de congelamento da pele exposta			

- Fonte: Elonka, S.M. e Minich, Q.W.; página 14

Lado de Baixa Pressão

A parte do sistema de refrigeração que fica à baixa pressão. Ele compreende desde a saída da válvula de expansão até a entrada de sucção do compressor.

Líquido Saturado

Se uma substância existe como líquido à temperatura e pressão de saturação, esta é chamada de Líquido Saturado.

Líquido Sub-Resfriado/Líquido Comprimido

Se a temperatura do líquido é menor do que a temperatura de saturação para a pressão existente, o líquido é chamado de **Líquido Sub-Resfriado**.

Se a pressão é maior do que a pressão de saturação para a temperatura dada, o líquido é chamado de **Líquido Comprimido**.

Meio Refrigerante

Qualquer fluido usado para absorver calor que circula no trocador de calor do qual o calor é retirado, e.g., água gelada e salmoura.

Ponto de Orvalho

Menor temperatura a que podemos esfriar o ar, sem que ocorra alguma condensação de vapor de água ou umidade, ou seja, a temperatura à qual a umidade relativa do ar é 100%.

Pressão

Pressão é a força exercida por um corpo perpendicularmente a uma superfície dividida pela área de contato desse corpo com a superfície. Portanto, pressão é força por unidade de área.

$$P = \frac{F}{A}$$

A pressão é:

- diretamente proporcional à força, isto é, aumentando a força, a pressão aumenta.
- inversamente proporcional à área, isto é, diminuindo a área, a pressão aumenta.

Unidades de Pressão

Segundo o Sistema Internacional (SI), a unidade de **força** é o Newton (N) e a unidade de **área** é o metro quadrado (m²). Como pressão é a força exercida por unidade de área, isto é, $P = \frac{F}{A}$, sua unidade, segundo o SI, é $\frac{N}{m^2}$. Esta unidade recebe o nome de **pascal** (Pa).

$$\text{Assim, } 1 \frac{N}{m^2} = 1 Pa$$

$$N \rightarrow kg.m/s^2$$

$$1 kgf \rightarrow 9,81 N$$

$$1 N \rightarrow 0,102 kgf$$

O Pascal é a unidade oficial recomendada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) e pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO), mas há outras unidades de pressão usadas na prática, em razão dos aparelhos de medição que ainda trazem essas unidades. Assim, temos bária (bar) e megabária (Mbar); (kgf/m²); (kgf/cm²), que recebe o nome de atmosfera técnica absoluta (ata); atmosfera (atm); milímetro de mercúrio (mm de Hg); Torricelli (Torr); libra-força por polegada (psig), etc.

Pressão Atmosférica e Vácuo

É fato conhecido que a Terra está envolvida por uma camada gasosa denominada atmosfera. A atmosfera exerce sobre a Terra uma pressão conhecida por pressão atmosférica. O primeiro a medi-la foi o físico italiano Torricelli, a partir de uma experiência realizada ao nível do mar. Torricelli usou um tubo de vidro, com cerca de um metro de comprimento, fechado em um dos extremos. Encheu o tubo com mercúrio e tampou a extremidade aberta com o dedo. Em seguida, inverteu o tubo e mergulhou-o em um recipiente também contendo mercúrio. Só então retirou o dedo do tubo (Figura 6).

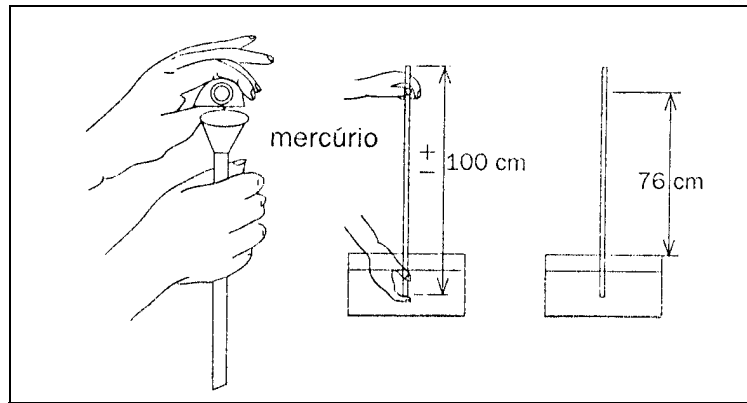


Figura 6 - Experiência de Torricelli

Torricelli verificou que o mercúrio contido no tubo desceu até parar na altura de 76cm acima do nível do mercúrio contido no recipiente aberto. *Por que todo o mercúrio do tubo não desceu para o recipiente?* Simplesmente porque a pressão atmosférica, agindo sobre a superfície livre do mercúrio contido no recipiente, equilibrou a pressão exercida pela coluna de mercúrio contida no tubo (Figura 7).

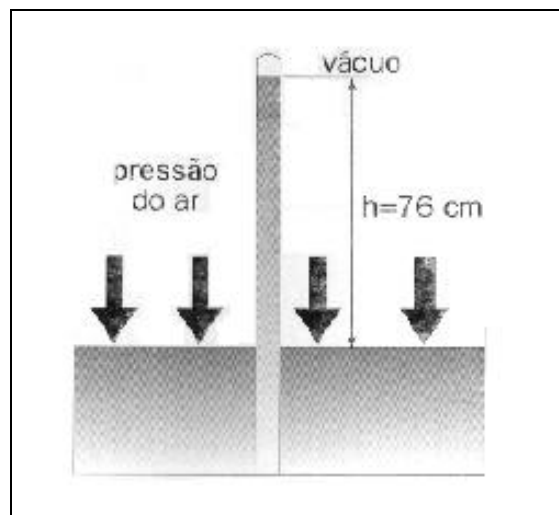


Figura 7 - Pressão do ar sobre o mercúrio

Torricelli concluiu que a pressão atmosférica equivale à pressão exercida por uma coluna de mercúrio de 76cm de altura ao nível do mar; para esse valor deu o nome de atmosfera, cujo símbolo é atm.

Assim, $1 \text{ atm} = 76 \text{ cm de Hg} = 760 \text{ mm de Hg}$.

O aparelho inventado por Torricelli foi denominado barômetro. Posteriormente, foram realizadas várias experiências para medir a pressão atmosférica em diferentes altitudes e chegou-se à conclusão de que a pressão atmosférica varia com a altitude. De fato, a cada 100m de variação na altitude, a pressão atmosférica varia 1cm de coluna de mercúrio. Nos lugares elevados, a pressão diminui; nos lugares mais baixos, aumenta.

A unidade mm de Hg é chamada Torricelli (Torr):

$1 \text{ mm de Hg} = 1 \text{ Torr}$,

logo, $1 \text{ atm} = 760 \text{ mm de Hg} = 760 \text{ Torr}$

Pascal repetiu a experiência de Torricelli usando água em lugar de mercúrio e verificou que a Pressão Atmosférica equilibra uma coluna de água de 10,33m de altura.

Assim, $1 \text{ atm} = 10,33\text{m de coluna de água}$.

Para um cálculo da Pressão Atmosférica mais preciso, a ASHRAE indica a equação abaixo, para altitudes de até 10.000 m.

$$P = 101,325 \cdot 10^3 \left(1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} H\right)^{5,2559} \quad (\text{Pa})$$

A Tabela 2 apresenta algumas conversões de unidade para a pressão.

Tabela 2 – Conversão de Unidades

Pressão	ba $\left(\frac{\text{dyn}}{\text{cm}^2}\right)$	Pa $\left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)$	atm	bar	ata $\left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right)$	Torr (mmHg)	m de col de H ₂ O	psi
1 ba	1	0,1	$0,987 \cdot 10^{-6}$	10^{-6}	$0,102 \cdot 10^{-5}$	$7,5 \cdot 10^{-4}$	$10,2 \cdot 10^{-6}$	$1,45 \cdot 10^{-5}$
1 Pa	10	1	$9,87 \cdot 10^{-5}$	10^{-5}	$0,102 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	$10,2 \cdot 10^{-5}$	$1,45 \cdot 10^{-4}$
1 atm	$1,013 \cdot 10^6$	$1,013 \cdot 10^5$	1	1,013	1,033	760	10,33	14,69
1 bar	10^6	10^5	0,987	1	1,02	750	10,2	14,50
1 ata	$9,81 \cdot 10^5$	$9,81 \cdot 10^4$	0,968	0,981	1	736	10	14,22
1 Torr	$1,33 \cdot 10^3$	133	$1,31 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	1	$13,6 \cdot 10^{-3}$	0,01934
1 mH ₂ O	$9,81 \cdot 10^4$	$9,81 \cdot 10^3$	$9,68 \cdot 10^{-2}$	$9,81 \cdot 10^{-2}$	0,1	73,6	1	1,425
1 psi	$68,96 \cdot 10^2$	6,895	$6,807 \cdot 10^2$	$6,896 \cdot 10^2$	0,0703	51,7	$70,17 \cdot 10^{-2}$	1

Pressão de Descarga

Pressão na saída (descarga) do compressor ou na entrada do condensador.

Pressão de Sucção

Pressão na entrada (sucção) do compressor ou na saída do evaporador.

Processo

É uma mudança do estado que pode ser definida como qualquer mudança nas propriedades da substância. Uma descrição de um processo típico envolve a especificação dos estados de equilíbrio inicial e final.

Pump Down

Operação pela qual todo o refrigerante é bombeado até se depositar, em estado líquido, no condensador receptor.

Refrigeração

Refrigeração é todo processo de remoção de calor. É definida como a parte da ciência que trata do processo de redução e manutenção de temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura ambiente. Refrigeração significa esfriar constantemente, conservar frio. Para se obter o frio, deve-se extrair o calor do corpo que se quer refrigerar, transferindo-o para outro corpo com temperatura menor.

Refrigerante Circulante

A quantidade de refrigerante que circula no sistema para cada tonelada de capacidade.

Resfriador

Ver “Chiller”.

Salmoura

Em sistemas de refrigeração, é qualquer líquido resfriado pelo refrigerante e bombeado pela serpentina de resfriamento para absorver calor. A salmoura não sofre nenhuma mudança de estado mas, apenas, de temperatura. Usa-se a salmoura em sistemas indiretos.

Sistema de Refrigeração Inundado

Tipo de sistema de refrigeração em que só uma parte do refrigerante que circula é evaporado, sendo o restante separado do vapor e recirculado (ver evaporadores – Caderno Unijuí Refrigeração e Ar Condicionado 2ª parte).

Substância Pura

É qualquer substância que tem composição química invariável e homogênea. Ela pode existir em mais de uma fase (sólida, líquida ou gasosa), mas a composição química é a mesma em todas as fases.

Termômetros

O instrumento usado para medir temperatura é o termômetro. O mesmo pode utilizar diversas grandezas físicas como medida de temperatura, entre elas, o volume de um líquido, o comprimento de uma barra, a resistência elétrica de um fio, etc. Assim, pode-se utilizar o mercúrio para baixas temperaturas, o álcool para temperaturas muito baixas e, ao contrário, pode-se usar um par termoelétrico ou a dilatação de uma barra para altas temperaturas.

Para isso, houve necessidade de se tomar uma referência, ou seja, todos os termômetros devem fornecer a mesma temperatura em uma determinada situação controlada. Assim, em 1954, na Décima Conferência de Pesos e Medidas, as medidas de temperatura foram redefinidas em termos de um único **ponto fixo**. Esse ponto fixo foi escolhido a partir da água, ou seja, um ponto em que o gelo, a água líquida e o vapor d'água coexistam em equilíbrio: o **ponto triplo da água**. Esse ponto só pode ser conseguido para uma mesma pressão (a pressão do vapor d'água é de 4,58 mmHg). A temperatura deste ponto fixo (ponto triplo) foi estabelecida como padrão, ou seja, como 273,16 graus Kelvin e 0,01 graus na escala Celsius.

Pode-se observar ainda uma escala absoluta de temperatura. Com base na

segunda lei da termodinâmica pode-se definir uma escala de temperatura que é independente da substância termométrica. Essa escala absoluta é usualmente denominada Escala Termodinâmica de Temperatura.

Temperatura

Temperatura é uma propriedade intrínseca da matéria. É uma medida do nível da intensidade calorífica de pressão térmica de um corpo. Uma elevada temperatura indica um alto nível de pressão térmica e diz-se que o corpo está quente. Da mesma forma, uma baixa temperatura indica um baixo nível de pressão térmica e diz-se que o corpo está frio. A temperatura é uma função da energia cinética interna e, como tal, é um índice da velocidade média molecular.

A temperatura é uma grandeza escalar, é uma variável termodinâmica. Se dois sistemas estão em equilíbrio termodinâmico, pode-se afirmar que as suas temperaturas são iguais.

Temperatura Ambiente

A temperatura do ar em um espaço, e.g., a temperatura de uma sala.

Temperatura de Saturação

O termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. Essa pressão é chamada Pressão de Saturação para a temperatura dada. Para a água, por exemplo, a 100°C, a pressão de saturação é de 1,033 kgf/cm² ou, estando a água a 100°C, a pressão de saturação é de 1,033 kgf/cm².

Para uma substância pura há uma relação bem definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação.

Título

Quando uma substância existe parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação, a relação entre a massa de vapor pela massa total (massa de líquido + massa de vapor) é chamada de Título e representada por X , matematicamente:

$$X = \frac{m_v}{m_t} = \frac{m_v}{m_L + m_v}$$

Trabalho de Compressão

Quantidade de calor acrescida ao refrigerante no compressor. Pode ser medido subtraindo-se o calor contido em um quilograma de refrigerante na sucção do compressor do calor contido no mesmo quilograma de refrigerante na descarga do compressor.

Tubulação de Líquido

Tubulação de refrigerante através da qual o refrigerante, em estado líquido, flui do condensador até a válvula de expansão.

Umidade Absoluta

Peso de vapor d'água existente por unidade de volume de ar, expressa em gramas por metro cúbico.

Umidade Relativa (j)

Umidade relativa é definido como sendo a relação entre a pressão parcial do vapor d'água na mistura e a pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco da mistura.

$$j = \frac{P_v}{P_s}$$

Vácuo

Vácuo é o termo que designa ausência de matéria em um espaço. A ciência admite que ainda não é possível produzir vácuo perfeito. Portanto, vácuo em espaço fechado, por exemplo, no interior de um refrigerador, significa que esse espaço tem gases a uma pressão bastante inferior à pressão atmosférica.

A pressão atmosférica, ao nível do mar, vale 1,03 kgf/cm² ou 14,7 lbf/pol² ou 1 atm ou 760 mm Hg, a 0°C de temperatura. Assim um espaço fechado cuja pressão seja bastante inferior a 1,03 kgf/cm² ou 760mm Hg será considerado vácuo. Para o sistema de refrigeração, onde normalmente a pressão de vácuo deve ter valor muito inferior a 1mm Hg, adota-se a unidade militorr (mmTorr), equivalente a 0,001mm Hg ou 10³ Torr.

Esse valor não pode ser medido com manômetros comuns. Nas pressões com valores abaixo de 1 Torr usam-se medidores eletrônicos de vácuo, que indicam pressões abaixo de 50 mmTorr.

Vacuômetro

É um instrumento utilizado para medir vácuo. O vacuômetro utilizado em refrigeração é o eletrônico.

Este vacuômetro tem duas escalas que dão leitura direta. A escala A, de baixo, dá a leitura em miliampéres. A escala B, de cima, dá leitura em Torr; Esta escala é apresentada com potenciação negativa, isto é, 10⁻³, 10⁻², 10⁻¹, 10⁰.

Para que você possa ler essa escala, vamos relembrar o que você aprendeu sobre potenciação.

Um número elevado a um expoente deve ser multiplicado por si mesmo tantas vezes quanto o valor do expoente indicar.

Assim, $10^1 = 10$
 $10^2 = 10 \times 10 = 100$
 $10^3 = 10 \times 10 \times 10 = 1000$

Portanto, o número 10 elevado ao expoente 2 é igual a 100. Esta é chamada potência positiva.

Quando o expoente é negativo, a potência não deve multiplicar e sim dividir; logo, a potência será uma fração.

$$10^{-1} = \frac{1}{10^1} = 0,1$$

$$10^{-2} = \frac{1}{10} \times \frac{1}{10} = \frac{1}{100} = 0,01$$

$$10^{-3} = \frac{1}{10^3} = \frac{1}{10} \times \frac{1}{10} \times \frac{1}{10} = \frac{1}{1000} = 0,001$$

Portanto, o número 10 elevado ao expoente -1 é igual a 0,1. Esta é chamada potência negativa.

A escala do vacuômetro pode ser dada em Torr; a leitura pode se transformar em mmHg. Sabemos que 1 mmHg é igual a 10^3 miliTorr ou 1 Torr.

A leitura da escala é feita da direita para esquerda; essa escala inicia com o valor 10^0 , que corresponde a 1mmHg ou 1 Torr ou 10^3 miliTorr. Deve-se ler o número indicado pelo ponteiro e multiplicá-lo pela potência negativa à esquerda desse número.

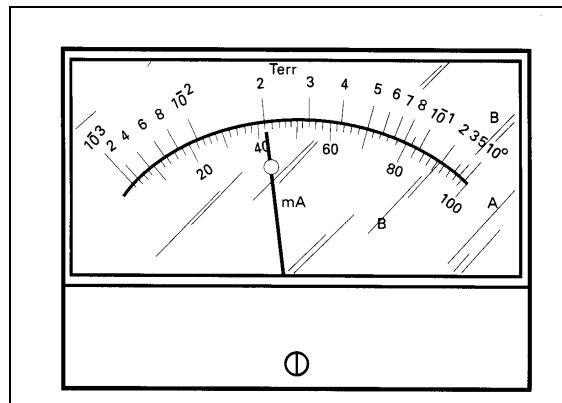


Figura 8 - Leitura em um Vacuômetro Analógico

Na Figura 8, o ponteiro indica o número 2 e, logo em seguida, à esquerda, a potência 10^{-2} ; portanto,

$$2 \times 10^{-2} = \frac{2}{10^2} = \frac{2}{100} = 0,02 \text{ Torr}$$

como 1 Torr = 1000 miliTorr, então 0,02 Torr = X

$$X = \frac{1000 \text{ mTorr} \times 0,02 \text{ Torr}}{1 \text{ Torr}}$$

$$X = 20 \text{ mTorr}$$

se o ponteiro indicar 10^{-3} , teremos

$$1 \text{ Torr} = 10^3 \text{ mTorr}$$

$$X = \frac{10^{-3} \text{ Torr} \times 1000 \text{ mTorr}}{1 \text{ Torr}}$$

$X = 1$ mTorr

Vapor Superaquecido

Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação, o mesmo é chamado de Vapor Superaquecido. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes, pois a temperatura pode ser aumentada mantendo-se uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A Figura 9 retrata a terminologia explicada anteriormente.

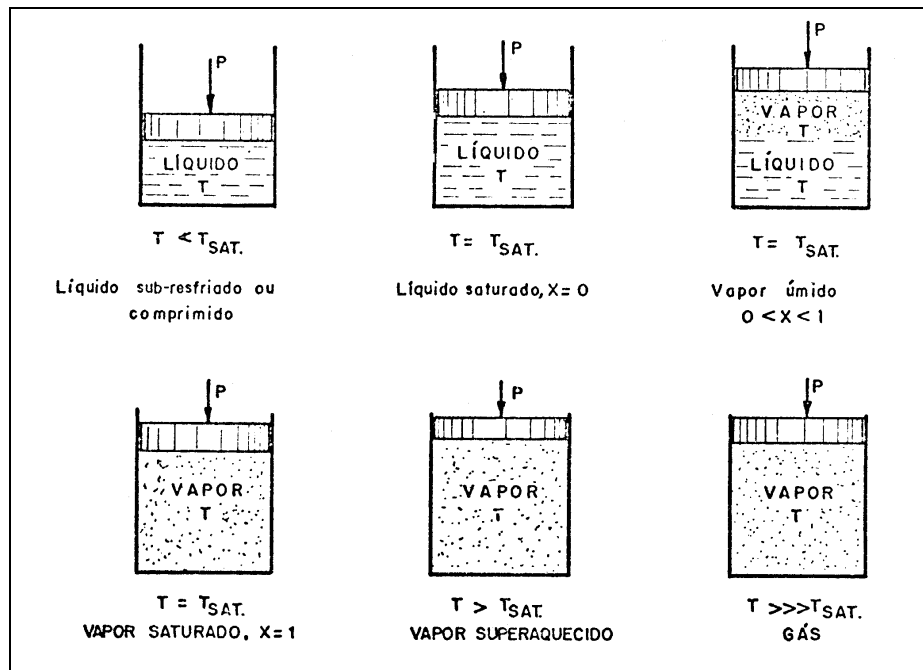


Figura 9 – Representação da Terminologia para uma Substância Pura.

Vapor Saturado

Se uma substância existe como vapor na temperatura de saturação, esta é chamada de vapor saturado. Neste caso o Título é igual a 1 ($X=1$) ou 100% pois a massa total (m_T) é igual a massa de vapor (m_V). Frequentemente usa-se o termo “Vapor Saturado Seco” para esta situação.

Volátil

Facilmente evaporável. Esta é uma propriedade essencial de todos os refrigerantes de compressão.

Diagramas de Mollier

As propriedades termodinâmicas de uma substância são frequentemente apresentadas, além de tabelas, em diagramas que podem ter por ordenada e abcissa,

temperatura e entropia, entalpia e entropia ou pressão absoluta e entropia respectivamente.

O diagrama tendo como ordenada pressão absoluta (p) e como abcissa a entalpia (h) é mais freqüente nos fluidos frigoríficos porque nestas coordenadas é mais adequado à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração. Estes diagramas são conhecidos por DIAGRAMA DE MOLLIER. A Figura 10 mostra os elementos essenciais dos diagramas, pressão-entalpia (p-h) para o refrigerante 22. As características gerais de tais diagramas são as mesmas para todas as substâncias puras.

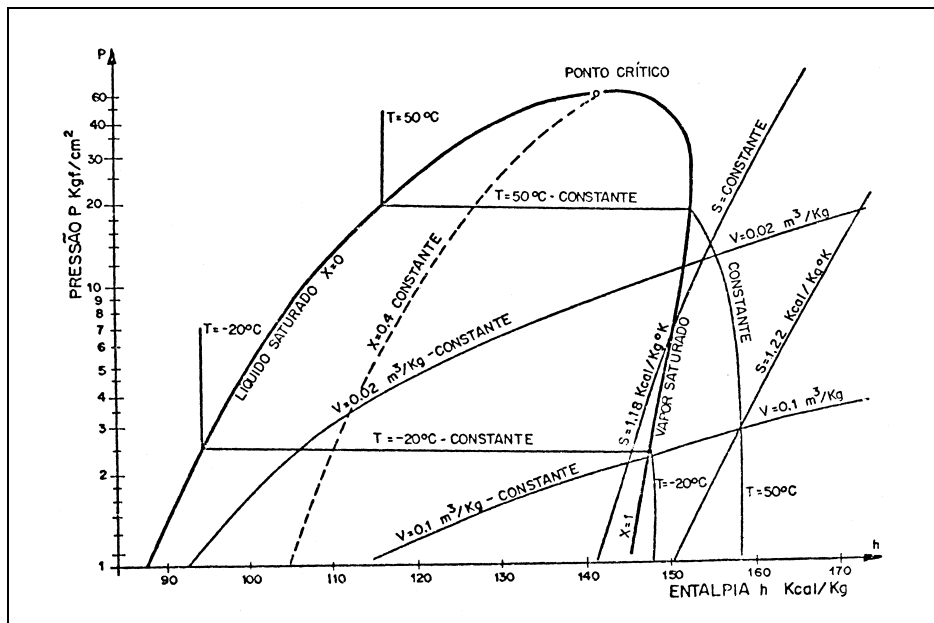


Figura 10- Principais Linhas do Diagrama de Mollier P-h para o R-22.

Esses diagramas são úteis tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas como porque possibilitam a visualização dos processos que ocorrem em cada parte do sistema. Assim, no estudo de um ciclo frigorífico, usaremos o diagrama de Mollier para mostrar o que ocorre em cada componente do sistema frigorífico (compressor, condensador, válvula e evaporador). **Representamos também sobre o diagrama de Mollier o ciclo completo de refrigeração.**

No diagrama de Mollier, podemos destacar três regiões características, que são:

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

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

Ciclo de Refrigeração

Pode-se chamar de Ciclo de Refrigeração, uma situação onde, em circuito fechado, o gás refrigerante, transformando-se sucessivamente em líquido e vapor, possa absorver calor a baixa temperatura e pressão pela sua evaporação e rejeitar calor a alta temperatura e pressão pela condensação.

Na prática, isso é conseguido a partir de quatro elementos fundamentais:

1. o **Compressor**, que aspira e comprime o vapor refrigerante;
2. o **Condensador**, onde o vapor refrigerante é condensado, passando ao estado líquido;
3. o **Tubo Capilar** ou a **Válvula de Expansão**, que abaixa a pressão do sistema por meio de uma expansão teoricamente isoentálpica e controla o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador e
4. o **Evaporador**, onde o calor latente de vaporização é absorvido e enviado ao compressor, iniciando-se um novo ciclo.

A Figura 11 e a Figura 12 mostram como isso se processa:

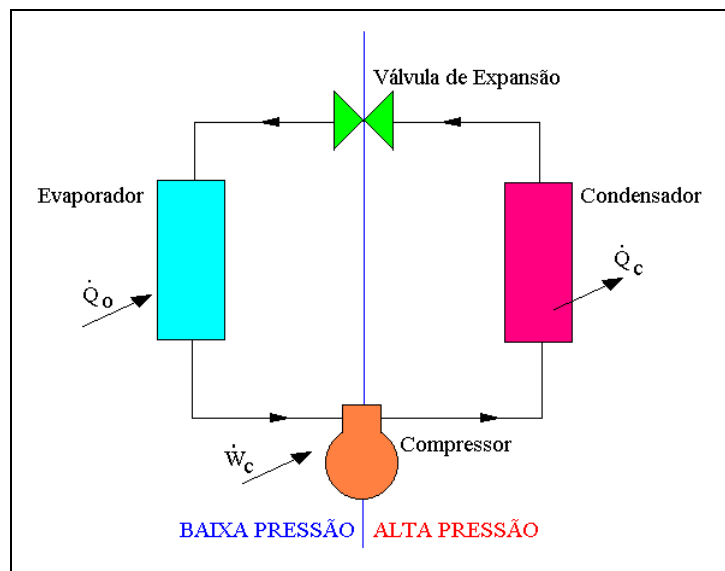


Figura 11 – Esquema Simplificado do Ciclo de Refrigeração

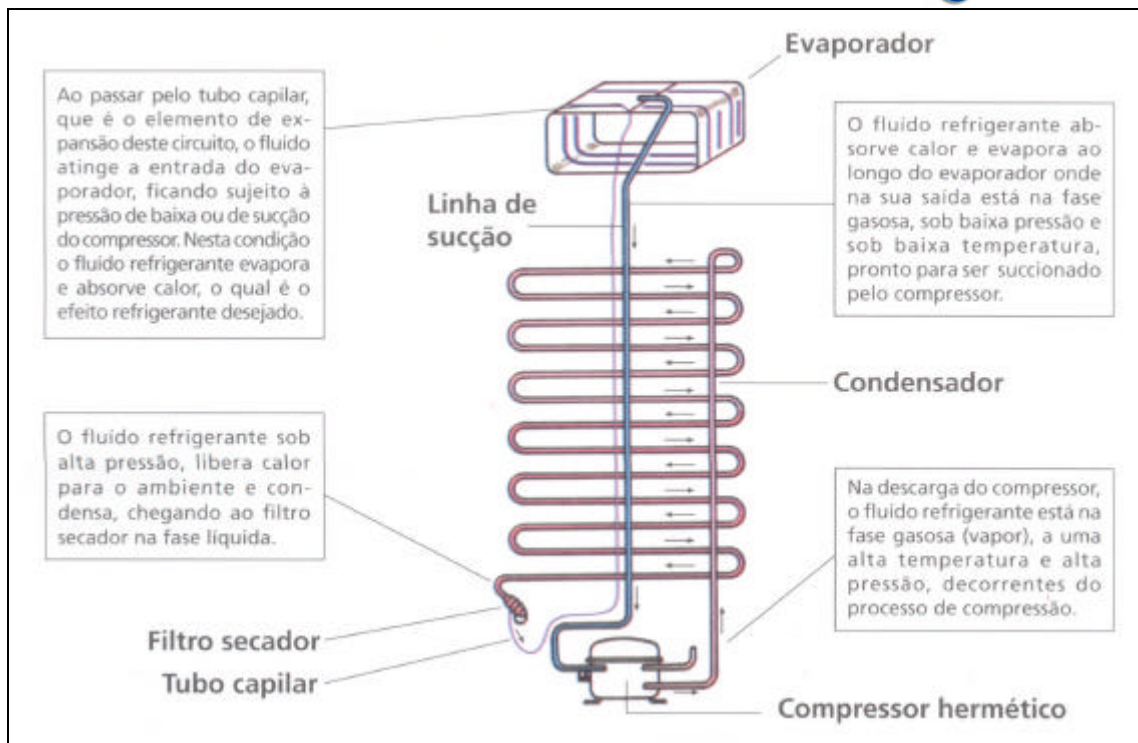


Figura 12 – Esquema do Ciclo de Refrigeração

Da Figura 13 à Figura 17 são mostrados exemplos dos principais componentes (Compressor, Condensador, Válvula de Expansão/Tubo Capilar e Evaporador)

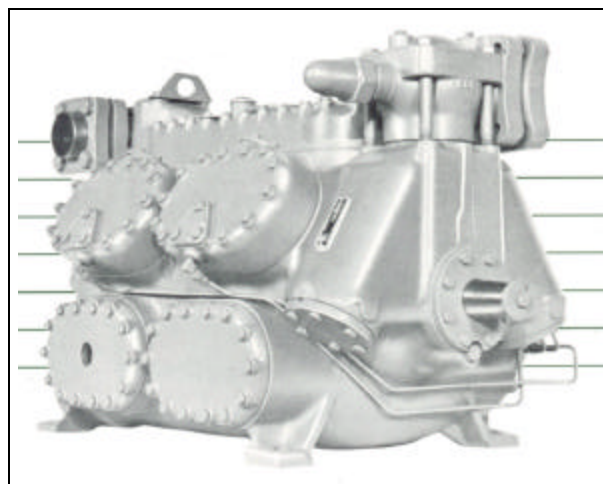


Figura 13 – Compressor para refrigeração



Figura 14 – Condensador



Figura 15 – Válvula de Expansão

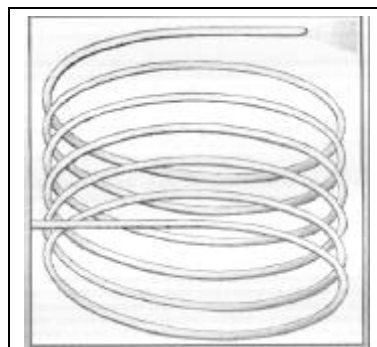


Figura 16 - Tubo Capilar

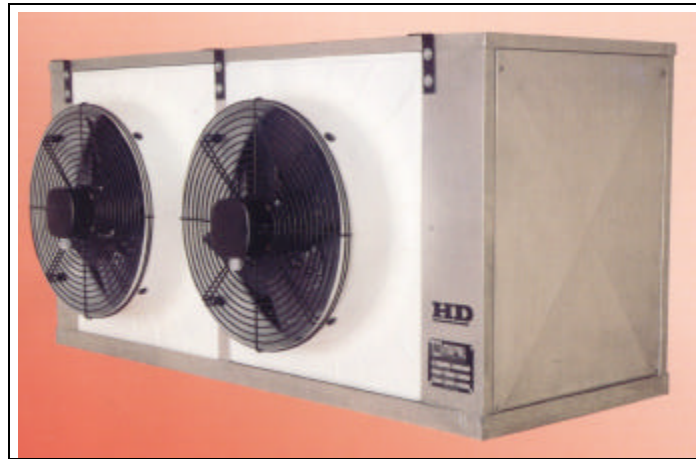


Figura 17 – Evaporador

Estes componentes, juntamente com uma série de controles (têrmicos, de corrente, de pressão alta, de pressão baixa, etc.), constituem o sistema de refrigeração e possibilitam a construção de equipamentos de grande capacidade térmica e também sistemas residenciais, como na Figura 18.

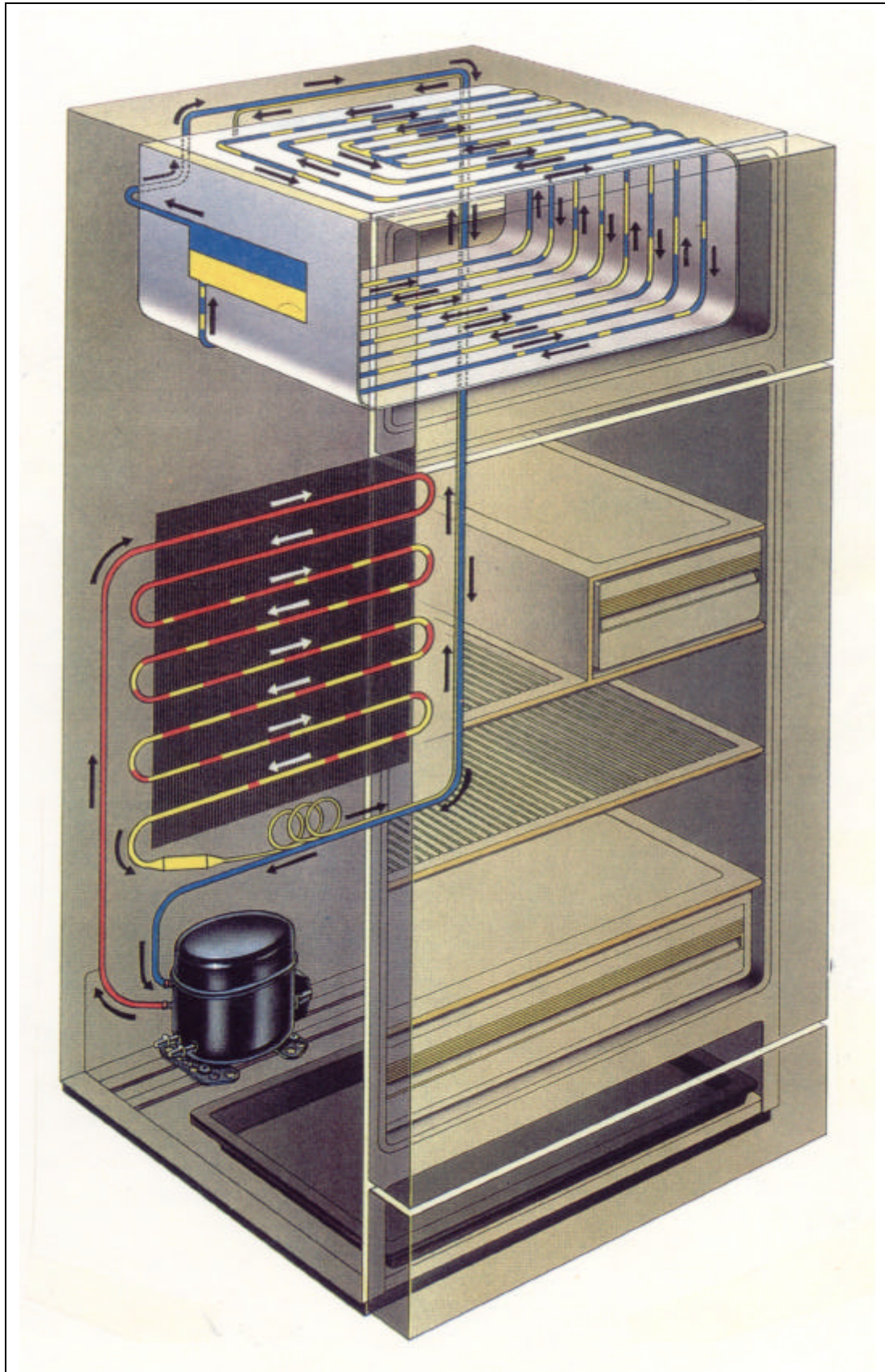


Figura 18 – Ciclo de Refrigeração em uma geladeira residencial

Refrigerantes

O que é um Refrigerante ?

É o fluido que absorve calor de uma substância do ambiente a ser resfriado.

Não há um fluido refrigerante que reúna todas as propriedades desejáveis, de modo que, um refrigerante considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado em outra. O bom refrigerante é aquele que reúne o maior número possível de boas qualidades, relativamente a um determinado fim.

As principais propriedades de um bom refrigerante são:

- ↪ Condensar-se a pressões moderadas;
- ↪ Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;
- ↪ Ter pequeno volume específico;
- ↪ Ter elevado calor latente de vaporização;
- ↪ Ser quimicamente estável (não se altera apesar de suas repetidas mudanças de estado no circuito de refrigeração);
- ↪ Não ser corrosivo;
- ↪ Não ser inflamável;
- ↪ Não ser tóxico;
- ↪ Deve permitir fácil localização de vazamentos;
- ↪ Não deve atacar o óleo lubrificante ou ter qualquer efeito indesejável sobre os outros materiais da unidade e
- ↪ Não deve atacar ou deteriorar os alimentos, no caso de vazamentos.
- ↪ Não deve atacar a camada de ozônio, em caso de vazamentos.

A Reunião de Copenhague

Na reunião de Copenhague, os países signatários decidiram estabelecer o controle sobre novas substâncias e antecipar o “phase out” das que já eram controladas. Os principais pontos do novo acordo são:

1. CFCs

- a.) 75% de redução em 01/01/1994.
- b.) 100% de redução em 01/01/1996.

2. Halons

100% de redução em 01/01/1994.

3. Tetracloro de carbono

- a.) 85% de redução em 01/01/1995.

b.) 100% de redução em 01/01/1996.

4. *Metil clorofórmio* (1,1,1 - tricloroetano)

a.) 50% de redução em 01/01/1994, em relação à produção de 1986.

b.) 100% de redução em 01/01/1996.

Emendas

5. *HCFCs*

a.) Congelamento da produção em 01/01/1996. baseado em:

b.) 3,1% do consumo de CFCs em 1989, mais 100% do consumo de HCFCs em 1989.

c.) 35% de redução em 01/01/2004.

d.) 65% de redução em 01/01/2010.

e.) 90% de redução em 01/01/2015.

f.) 99,5% de redução em 01/01/2020.

g.) 100% de redução em 01/01/2030.

6. *HBFCs*

100% de redução em 01/01/1996.

7. *Brometo de metila*

a.) Listado como substância controlada

b.) O ano base é 1991.

c.) Congelamento da produção em 1995 aos níveis de 1991.

d.) Resolução: avaliar usos e produção do brometo de metila por meio do Painel de Avaliação Científica do Protocolo; estabelecer, na próxima reunião, os prazos para redução da produção e a data final para o “phase out”.

Nota: Para os países em desenvolvimento foram mantidos os dez anos de carência em relação ao “phase out” estabelecido para os países desenvolvidos.

Refrigerantes Freon^{®2}

1. *Tabela dos Compostos*

Os produtos FREON[®] são compostos orgânicos que contêm um ou mais átomos de carbono e flúor. Átomos de cloro, bromo e hidrogênio também podem estar presentes. Entre suas principais características estão a não-inflamabilidade, baixa toxicidade, excelente estabilidade térmica e química, alta densidade associada ao baixo ponto de ebulição, baixa viscosidade e baixa tensão superficial. As páginas seguintes

² Retirado de Material da DuPont - FREON é uma marca registrada da DuPont do Brasil S.A.

apresentam uma breve discussão de suas propriedades e aplicações. Maiores informações a respeito de pontos específicos estão à disposição no Departamento FREON[®] da DUPONT do BRASIL S.A.

Tabela 3 – Tabela dos Compostos

Produto	Fórmula	Peso Molecular	Ponto de ebulição	
			°F	°C
FREON [®] 14	CF ₄	88,0	-198,3	-128,0
FREON [®] 503	CHF ₃ /CCIF ₃	87,3	-127,6	-88,7
FREON [®] 23	CHF ₃	70,0	-115,7	-82,0
FREON [®] 13	CCIF ₃	104,5	-114,6	-81,4
FREON [®] 116	CF ₃ - CF ₃	138,0	-108,8	-78,2
FREON [®] 13B1	CBrF ₃	148,9	-72,0	-57,8
FREON [®] 502	CHCIF ₂ /CCIF ₂ - CF ₃	111,6	-49,8	-45,4
FREON [®] 22	CHCIF ₂	86,5	-41,4	-40,8
FREON [®] 115	CCIF ₂ - CF ₃	154,5	-37,7	-38,7
FREON [®] 500	CCI ₂ F ₂ /CH ₃ CHF ₂	99,3	-28,3	-33,5
FREON [®] 12	CCI ₂ F ₂	120,9	-21,6	-29,8
FREON [®] 114	CCIF ₂ - CCIF ₂	170,9	38,8	3,8
FREON [®] 11	CCI ₃ F	137,4	74,9	23,8
FREON [®] 113	CCI ₂ F - CCIF ₂	187,4	117,6	47,6

II. Segurança

Embora os compostos fluorcarbonados apresentem toxicidades relativamente baixas quando comparados com outros produtos químicos, os usuários devem conhecer suas características:

A. Inflamabilidade

Nenhum dos compostos FREON[®] é inflamável ou explosivo. No entanto, a mistura com líquidos ou gases inflamáveis pode ser inflamável e deve ser tratada com cuidado.

B. Toxicidade

O potencial de risco dos fluorcarbonos está apresentando na Tabela II. Os riscos específicos são discutidos abaixo.

i) Toxicidade Relativa e o Valor Limite do Limiar (TLV)

A ACGIH - American Conference of Governmental Industrial Hygienists - estabeleceu um Valor Limite do Limiar (TLV) para diversos compostos comumente utilizados. Esses valores são “concentrações de substâncias no ar”, representando condições sob as quais se acredita que quase todos os trabalhadores fiquem expostos diariamente, sem qualquer efeito adverso. O TLV refere-se a concentração medida no tempo, para um período de trabalho de 7-8 horas e uma semana de 40 horas. Com base em experimentos e experiência, o TLV proporciona uma avaliação quantitativa da toxicidade relativa dos compostos. Normalmente expressa - se o TLV em partes por milhão do volume e abrevia-se como “ppm”.

A exposição a produtos químicos deve ser mínima e não deve exceder o TLV. Como este valor é uma concentração medida no tempo, prevêem-se períodos ocasionais de exposição acima do TLV. A Tabela VIII mostra com maiores detalhes o TLV, os períodos ocasionais de exposição e o TLV das misturas dos compostos.

ii) Efeitos Dérmicos (Contato com a Pele) e Contato com os olhos

Os fluorcarbonos líquidos, cujos pontos de ebulição estão abaixo de 0°C (32°F) podem congelar a pele, ao contato, e provocar queimaduras por congelamento. Luvas e roupas adequadas proporcionam isolamento protetor. Deve-se proteger os olhos. No caso de queimaduras por congelamento, é preciso aquecer a área afetada até atingir a temperatura do corpo. Os olhos devem ser abundantemente lavados com água. As mãos podem ser colocadas nas axilas ou imersas em água morna. É preciso providenciar cuidados médicos imediatamente.

Os fluorcarbonos que têm pontos de ebulição na temperatura ambiente ou acima dessa temperatura, apresentam uma tendência a dissolver a gordura protetora da pele, provocando secura e irritação, principalmente após contato ou repetido. Deve-se evitar esse contato por meio de luva de borracha ou de plástico. Quando existe a possibilidade de respingos, é preciso recorrer ao uso de máscaras para a proteção do rosto e dos olhos. Se houver irritação após um contato acidental, procure um médico.

iii) Toxicidade Oral

A julgar pela administração de uma única dose ou de várias doses em períodos prolongados, os fluorcarbonos têm baixa toxicidade oral. Quando se administrou FREON® 11 e 114 em ratos e cachorros, durante 90 dias, não houve efeitos adversos com relação aos índices nutricionais, bioquímicos, hematológicos, urinoanalíticos ou histopatológicos, mesmo nos níveis mais altos de dosagem testados. Um estudo de administração de FREON® 12, durante dois anos, chegou a conclusões semelhantes. Além disso, o FREON® 12 não apresentou efeitos adversos nos índices mutagênicos, teratogênicos e de reprodução por três gerações.

Entretanto, o contato direto dos fluorcarbonos líquidos como o tecido pulmonar

(aspiração) pode resultar em pneumonia química, edema pulmonar e hemorragia.

A exemplo de muitos produtos destilados de petróleo, o FREON[®] 11 (Ponto de Ebulição 23,8°C) e o 113 (Ponto de Ebulição 47,6°C) são solventes de gorduras e podem produzir esses efeitos. se produtos que contenham esses fluorcarbonos forem ingeridos acidentalmente ou propositadamente, a indução ao vômito seria contraindicada.

iv) Efeitos sobre o Sistema Nervoso Central (SNC)

A inalação de vapores concentrados de fluorcarbonos pode provocar efeitos sobre o SNC (SISTEMA NERVOSO CENTRAL) semelhantes aos de uma anestesia geral. Os sintomas, à medida que o tempo de exposição aumenta, começam com uma sensação de intoxicação seguida de perda de coordenação e inconsciência. Sob condições severas, pode levar à morte. Quando esses sintomas estiverem presentes, o indivíduo exposto deve ir ou ser levado imediatamente para um local onde haja ar fresco. Deve-se procurar um médico imediatamente. Vide também a Seção II.B.v - Sensibilização Cardíaca. Os indivíduos expostos aos fluorcarbonos não devem ser tratados com adrenalina (epinefrina).

v) Sensibilização Cardíaca

Da mesma maneira que diversos líquidos orgânicos voláteis e não-solúveis em água, os fluorcarbonos podem produzir sensibilização cardíaca, quando a concentração de vapor for suficiente. A sensibilização cardíaca é uma sensibilização do coração à adrenalina, proveniente da exposição a altas concentrações de vapores orgânicos. Sob condições de exposição suficientemente graves, podem ocorrer arritmias cardíacas devido à sensibilização do coração aos próprios níveis de adrenalina do corpo, sobretudo sob condições de “stress” emocional ou físico, medo, pânico, etc. Essas arritmias cardíacas podem levar a uma fibrilação ventricular e à morte. Como foi indicado no item II.B.iv., os indivíduos expostos devem ir ou ser levados para um local onde haja ar fresco imediatamente (onde o risco de efeitos cardíaco diminui rapidamente). Deve-se providenciar cuidados e observação médica após a exposição acidental. Os trabalhadores afetados gravemente pelos vapores de fluorcarbonos não devem ser tratados com adrenalina (epinefrina) ou outros estimulantes cardíacos semelhantes, pois esses medicamentos aumentariam o risco de arritmias cardíacas.

C. Decomposição Térmica dos Produtos

Os fluorcarbonos se decompõem quando diretamente expostos a altas temperaturas. Por exemplo, as chamas e os aquecedores de resistência elétrica provocarão a pirólise dos vapores dos fluorcarbonos. Os produtos dessa decomposição no ar incluem os halógenos, os ácidos halógenos (hidroclorídrico, hidrobrômico) e outros compostos irritantes. Embora muito mais tóxicos do que o fluorcarbono que lhes deu origem, esses produtos da decomposição irritam o nariz, os olhos e as vias aéreas superiores, o que significa um aviso de sua presença.

O risco, na prática, é relativamente pequeno, pois é difícil que uma pessoa permaneça voluntariamente na presença de produtos de decomposição em

concentrações que possam causar danos fisiológicos.

Quando são detectados esses produtos irritantes de fluorcarbonos, a área deve ser evacuada, ventilada e deve-se sanar a causa do problema.

Esses produtos de decomposição térmica podem, por exemplo, formar-se quando os vapores são atraídos por tabaco aceso. Portanto não é permitido fumar na presença dos vapores de fluorcarbonos.

Tabela 4 – Propriedades dos Refrigerantes quanto ao Potencial de Risco

Condição	Potencial de risco	Proteção
Os vapores podem ser nas chamas ou em contato com superfícies quentes.	Inalação de produtos tóxicos da decomposição.	Boa ventilação. Os produtos irritantes resultantes da decomposição servem como agentes de precaução.
Os vapores são 4 a 5 vezes mais pesados do que o ar. Altas concentrações podem se acumular em lugares baixos.	A inalação de vapores concentrados pode ser fatal.	Evitar o uso inadequado. Ventilação de ar sob pressão ao nível do vapor. Utilizar aparelhos de respiração que forneçam ar. Utilizar tubos de respiração
Inalação deliberada para provocar intoxicação.	Pode ser fatal.	quando entrar em tanques ou outras áreas confinadas. Não administrar epinefrina ou outras drogas similares.
Alguns fluorcarbonos líquidos tendem a remover os óleos naturais na pele.	Irritação na pele.	Usar luvas e roupas protetoras.
Os líquidos com pontos de ebulição mais baixos podem respingar na pele.	Congelamento.	Usar luvas e roupas protetoras.
Os líquidos podem respingar nos olhos.	Os líquidos com pontos de ebulição mais baixos podem causar congelamento. Os de pontos de ebulição mais altos podem causar irritação temporária, se houver outros produtos químicos dissolvidos, podem causar danos graves.	Usar proteção para os olhos. Procurar cuidado médico. Lavar os olhos com água corrente durante vários minutos.
Contato com metais altamente reagentes	Pode ocorrer uma explosão violenta.	Testar o sistema proposto e tomar as precauções de segurança apropriadas.

D. Grandes Vazamentos e Escapes de Vapor

Embora a toxicidade dos fluorcarbonos seja baixa, existe a possibilidade de danos graves ou morte, sob condições de exposição inusitada ou descontrolada, ou quando há abuso deliberado de inalação dos vapores concentrados. Como os vapores de fluorcarbonos são mais densos do que o ar, podem se formar altas concentrações em áreas baixas, que persistirão sob condições de ventilação precárias ou se o ar for parado. O pessoal deve ser evacuado imediatamente das áreas fechadas, no caso de um grande vazamento ou derrame, e não voltar até que a área contaminada tenha sido bem ventilada. Para o FREON[®] 12, o Valor Limite do Limiar (TLV) corresponde a aproximadamente um terço de uma libra de vapor de FREON[®] 12 por 1000 pés cúbicos de ar (cerca de 5 gramas/metro cúbico).

O acesso de emergência às áreas que contêm altas concentrações de fluorcarbonos (por exemplo, num tanque de armazenamento, cheio de vapor) requer a utilização de equipamento de respiração e supervisão especializada.

III. Propriedades Físicas e Químicas

A. Propriedades Físicas

A combinação incomum de propriedades físicas encontrada nos compostos FREON[®] é base para sua aplicação e utilidade. As Tabelas VII e VIII apresentam um resumo das propriedades físicas e as utilizações. Normalmente, os compostos têm alto peso molecular em relação ao ponto de ebulição, baixa viscosidade, baixa tensão superficial e baixo calor latente de congelamento e vaporização. Também apresentam baixa condutividade e boas propriedades dielétricas. Mediante solicitação, maiores detalhes das propriedades termodinâmicas de cada composto FREON[®] podem ser fornecidos.

B. Propriedades Químicas

i. Estabilidade Térmica

A seção II.C apresenta os riscos da decomposição térmica dos fluorcarbonos. Os fluorcarbonos FREON[®] não se decompõem só pela aplicação de calor, exceto a temperatura muito altas. A Tabela 5 apresenta as temperaturas às quais vários compostos foram aquecidos para se obter índices mensuráveis de decomposição. Também apresenta as temperaturas em que os índices de decomposição são calculados como 1% ao ano. Esse último índice pode ser considerado como o limite de temperatura imposto pela estabilidade inerente das moléculas.

Tabela 5 - Temperatura de Decomposição dos Fluorcarbonos

Fluorcarbonos	Temperatura de Decomposição ³	
	Teste de Laboratório ⁴	1%/ano ⁵
FREON [®] 11	590°C (1100°F)	> 300°C (>570°F)
FREON [®] 12	760°C (1400°F)	> 480°C (>900°F)
FREON [®] 13	840°C (1550°F)	>535°C (>1000°F)
FREON [®] 22	425°C (800°F)	250°C (480°F)
FREON [®] 114	590°C (1100°F)	375°C (710°F)
FREON [®] 115	625°C (1160°F)	390°C (740°F)

ii. Reações com Outros Materiais

Quando os fluorcarbonos são aquecidos a altas temperaturas, em contato com outros materiais (como ar, umidade, materiais plásticos e metálicos, óleos lubrificantes, etc.), podem ocorrer reações químicas entre o fluorcarbono e o outro material. Isso ocorre a temperaturas mais baixas do que as apresentadas na Tabela III. Além disso, os produtos da reação são diferentes. As temperaturas em que ocorre uma reação significativa, e os produtos da reação, serão diferentes para cada material; portanto, não se pode fazer qualquer generalização com relação à estabilidade dos fluorcarbonos FREON[®] associados com outros materiais. Abaixo, alguns casos específicos importantes são apresentados.

a) Ar

Descobriu-se que o FREON[®] 22, a pressões acima de 150 psi, é ligeiramente combustível com o ar ou com o oxigênio e não deveria ser misturado com o ar para testes de vazamento. Não se encontrou qualquer outra evidência da interação dos fluorcarbonos com o ar na ampla variedade que os fluorcarbonos têm tido nas últimas décadas, exceto quando misturas de fluorcarbono-ar são submetidas a temperaturas extremas, como as de chamas (onde as temperaturas estão acima de 1650°C [3000°F]) ou de aquecedores de resistência elétrica (em que as temperaturas estarão acima de 700°C [1300°F], se a resistência estiver vermelha). Estas reações já foram discutidas na Seção II.C.

b) Água (hidrólise)

³ Para o composto puro (na ausência de ar).

⁴ O índice de decomposição nesta temperatura é ordem de 1% por minuto. Os testes foram processados em tubos de platina e, exceto para o FREON[®] 11, representam índices homogêneos de decomposição (sem efeito de parede).

⁵ Essas temperaturas foram calculadas extrapolando-se os dados dos índices de alta temperatura.

Os compostos perhalogenados FREON[®] não se hidrolizam no sentido normal da palavra, em derivados do ácido carbônico. Os índices de hidrólise em água pura são baixos demais para serem medidos, sendo menores do que 0,1 gramas/litro de água/ano a 25°C (77°F). A presença de materiais oxidáveis pode aumentar a hidrólise aparente.

O FREON[®] 22 e o FREON[®] 23, que contêm hidrogênio, hidrolizam-se a índices proporcionais à concentração em solução e à concentração de íons hidroxil. A Tabela 6 apresenta os índices de hidrólise medidos em solução de hidróxido de sódio e os valores extrapolados em água.

c) Óleos Lubrificantes (Hidrocarbonetos)

A estabilidade dos fluorcarbonos FREON[®] com óleos lubrificantes tem sido amplamente demonstrada através de seu uso bem sucedido, durante muitos anos, nos sistemas de refrigeração. Nos sistemas pequenos e herméticos, em que o FREON[®] 12, FREON[®] 22 e FREON[®] 502⁶ são usados, as misturas óleo-fluorcarbono são expostas a motores elétricos que operam a temperaturas de até 107°C (225°F). Na válvula de descarga do compressor, as misturas de gás de fluorcarbono e névoa de óleo podem chegar a temperaturas de 177°C (350°F) ou mais elevados, mas o tempo de exposição é curto. A Tabela 7 relaciona as temperaturas máximas sugeridas para exposição contínua de vários fluorcarbonos FREON[®], em contato com óleos e metais.

Se os limites de estabilidade forem ultrapassados, ocorre uma reação química entre o refrigerante e o óleo. Em alguns fluorcarbonos, como o FREON[®] 12 e 22, acredita-se que a reação envolva a troca de um átomo de cloro do fluorcarbono com um átomo de hidrogênio do óleo. O óleo clorado resultante pode se decompor em ácido clorídrico e óleo não-saturado, o qual, por sua vez, pode polimerizar-se em óleo degradado e, finalmente, em borra.

Tabela 6 - Taxa de hidrolização em gramas/litros de água/hora
Condições Saturadas a 25°C (77°F)

Composto	Somente em Água	Em solução de Hidróxido de Sódio a 10%
FREON [®] 22	$1,40 \times 10^{-6}$	$2,2 \times 10^{-1}$
FREON [®] 23	3×10^{-10}	$1,6 \times 10^{-4}$

⁶ Mistura azeotrópica de FREON[®] 22 e FREON[®] 115

Tabela 7 - Estabilidade Térmicas dos Compostos FREON[®]

Composto	Fórmula	Temperatura máxima de exposição contínua, na presença de óleo, aço e cobre °C (°F)	Taxa de decomposição a 204 °C (400°F) no aço, porcentagem/ano (a)
FREON [®] 11	CCl ₃ F	107(225)	2
FREON [®] 113	CCl ₂ F-CClF ₂	107(225)	6
FREON [®] 12	CCl ₂ F ₂	121(250)	<1
FREON [®] 114	CClF ₂ -CClF ₂	121(250)	1
FREON [®] 22	CHClF ₂	149(300)	(b)
FREON [®] 13	CClF ₃	>149 (>300)	(b)

(a) sem presença de óleo (b) não medido

d) Metais

A maioria dos metais normalmente utilizados, como o aço, ferro fundido, latão, cobre, estanho, chumbo e alumínio podem ser usados satisfatoriamente com os compostos FREON[®] sob condições normais. A altas temperaturas, alguns dos metais podem agir como catalisadores para dissociar o composto. A tendência dos metais de promover a decomposição térmica dos compostos FREON[®] aparece na seguinte ordem geral:

Menor decomposição: inonel < aço inoxidável 18-8 < níquel < aço 1340 < alumínio < cobre < bronze < latão < prata: maior decomposição. Essa ordem é apenas aproximada e podem ser encontradas exceções em determinados compostos FREON[®] ou sob condições especiais de uso.

As ligas de magnésio e o alumínio com mais de 2% de magnésio não são recomendados para uso em sistemas que contenham compostos FREON[®], que haja a presença de água.

Não se recomenda o uso de zinco com FREON[®] 11 ou FREON[®] 113. Experiências com zinco e outros compostos FREON[®] têm sido limitadas e não se tem observado reatividade fora do comum. Contudo, o zinco é um pouco mais reativo quimicamente, do que os outros metais comuns, e seria bom evitar sua utilização com os compostos FREON[®], a menos que se realizem testes adequados.

Os metais, cuja utilização pode ser questionada nas aplicações que exigem contato

com os compostos FREON[®], durante períodos prolongados ou sob condições incomuns de exposição, podem contudo ser limpos com segurança com os solventes FREON[®]. As aplicações de limpeza normalmente são para períodos curtos de exposição, a temperaturas moderadas.

Os halocarbonos podem reagir violentamente com os materiais altamente reagentes, como os álcalis e os metais alcalinos-terrosos, sódio, potássio e bário, etc., na sua forma metálica livre. Os materiais tornam-se ainda mais reativos quando são moídos finamente ou pulverizados e nesse estado, o magnésio e o alumínio podem reagir com os fluorcarbonos, especialmente a temperaturas mais elevadas. Os materiais altamente reativos não devem ser colocados em contato com os fluorcarbonos até que se proceda a um estudo cuidadoso e se tomem medidas de segurança adequadas.

e) **Compatibilidade com os Plásticos**

As diferenças na estrutura polimérica, peso molecular, tipo e conteúdo do plastificante e temperatura podem resultar em alterações significativas na resistência dos plásticos aos compostos FREON[®]. Assim, devem-se realizar testes de compatibilidade para aplicações específicas. Um breve resumo é dado abaixo.

Plásticos ABS - A resistência apresenta considerável variação com formulações específicas. Há necessidade de testes cuidadosos.

Resinas Acetais - Adequados para utilização com os compostos FREON[®] na maioria das condições.

Fibra Acrílica (poliacrilonitrilo) - Normalmente adequada para utilização com os compostos FREON[®].

Resina Acrílica (polímeros de metacrilato) - Pode ser dissolvida pelo FREON[®] 22, mas normalmente é adequada para uso com FREON[®] 12 e FREON[®] 14, especialmente para períodos curtos de exposição. Em períodos de exposição mais prolongada pode haver rachaduras e fendas e o plástico pode tornar-se opaco. Questiona-se o seu uso com FREON[®] 113 e FREON[®] 11, devendo ser testados cuidadosamente. As resinas fundidas são normalmente muito mais resistentes do que as resinas estruturadas.

Acetato de Celulose e Nitrato de Celulose - De um modo geral, são adequados para ser usados com os compostos FREON[®].

Resinas de Epóxi - Altamente resistentes quando curadas e, de um modo geral, totalmente adequadas para utilização com os compostos FREON[®].

Nylon - Normalmente adequado, porém pode apresentar tendências a tornar-se frágil a altas temperaturas, na presença de ar ou de água. Testes realizados, a 121°C (250°F), com FREON[®] 12 e FREON[®] 22 indicaram que a presença de água ou álcool é indesejável. Há necessidade de testes específicos, principalmente para serviços em alta temperatura.

Resinas Fenólicas - Normalmente não são afetadas pelos compostos FREON[®]. As resinas desse tipo abrangem uma grande gama de composições e recomendam-se testes.

Resinas de policarbonato - Normalmente sofre grande inchamento e extração. não se recomenda.

Policlorotrifluoroetileno - ligeiro inchamento, porém normalmente adequado para ser usado com os compostos FREON®.

Polietileno e Polipropileno - Normalmente adequados para aplicações a temperatura ambiente. A resistência aos compostos FREON® se torna mais variável à medida que se eleva a temperatura.

Poliestireno - Há grande variação na resistência. Algumas aplicações com FREON® 114 poderão ser satisfatórias. Geralmente a utilização com os compostos FREON® não é satisfatória. É preciso efetuar testes cuidadosos. De um modo geral, menos adequado para utilização com fluorcarbonos do que os plásticos ABS.

Álcool de Polivinila - Não é afetado pelos compostos FREON®, porém é altamente sensível à água. Usado na tubulação de serviço de fluorcarbonos, com uma cobertura protetora externa.

Cloreto de Polivinila e Outros Plásticos Vinílicos - A resistência aos compostos FREON® depende do tipo de vinila e da quantidade e tipo do plastificante. Há necessidade de testes.

Resina de Silicone - Normalmente incha demais. Não se recomenda.

TFE - Resina de Fluorcarbono (Teflon) - Não se observou inchamento, porém ocorre difusão através da resina com o FREON® 12 e o FREON® 22.

f) Compatibilidade com Elastômeros

Encontra-se considerável variação nos efeitos dos compostos FREON® sobre os elastômeros, dependendo do composto específico e do tipo de elastômero. Em quase todos os casos é possível achar uma combinação satisfatória. Em outros casos, a presença de outros materiais, como óleos, pode dar resultados inesperados. Assim sendo, recomenda-se teste preliminar do sistema.

A comparação do inchamento linear dos elastômeros frequentemente proporciona uma indicação do uso adequado com os compostos FREON®. A Tabela 8 apresenta essa comparação.

Foram realizados testes de inchamento, imergindo os elastômeros no líquido, até que fosse atingido o equilíbrio ou o inchamento máximo. Os elastômeros que incham demais não são recomendados para as aplicações que exigem exposição prolongada. No entanto, em muitos casos, as peças que contêm esses elastômeros podem ser limpas com segurança, com solventes FREON®, quando o tempo de exposição é relativamente curto.

C. Propriedades de Solubilidade

O poder de solubilidade dos compostos FREON® varia de precário, para o FREON® 115, FREON® 114 e FREON® 12, a bastante bom para o FREON® 11, FREON® 22 e 113. Sendo líquidos tipicamente não-polares, os fluorcarbonos são bons solventes de outros materiais não - polares e maus solventes para os compostos polares.

A solubilidade da água nos compostos FREON[®], e destes na água, é baixa. Os óleos lubrificantes normalmente são miscíveis com os compostos FREON[®], a temperatura ambiente, mas pode haver separação a temperaturas baixas. A Tabela 8 apresenta solubilidade em água, valores Kauri-Butanol (KB) e parâmetros de solubilidade (δ).

Tabela 8 - Inchamento dos Elastômeros por Fluorcarbonso FREON[®] e Outros Compostos

Produto	Aumento Percentual do Comprimento a Temperatura Ambiente					
	Neoprene GN	Buna N (butadieno/ acrilonitrilo)	Buna S (butadieno/ estireno)	Butil (isopreno/ isobutileno)	Tipo Polissulfí -dico	Borracha Natural
FREON [®] 11	17	6	21	41	2	23
FREON [®] 12	0	2	3	6	1	6
FREON [®] 13	0	1	1	0	0	1
FREON [®] 22	2	26	4	1	4	6
FREON [®] 113	3	1	9	21	1	17
FREON [®] 114	0	0	2	2	0	2
FREON [®] 115	0	0	0	0	0,2	0
FREON [®] 502	1	7	3	1,6	1,6	4
FREON [®] 13B1	2	1	1	2	00	1
Cloreto de metila	22	35	20	16	11	26
Cloreto de metileno	37	52	26	23	59	34
Clorofórmio Metílico (1,1,1-tricloroetano)	54	24	44	35	12	59

D. Equações de Estado para o R-12

$$p = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{1}{(v-b)^i} (A_i + B_i T + C_i e^{-KT/T_c}) \quad (1.a)$$

$$U = U_0 + \sum_{i=1}^4 \frac{G_i}{i} (T^i - T_0^i) + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + (1 + KT/T_c) C_i e^{-KT/T_c}}{(i+1)(v-b)^{i-1}} \quad (1.b)$$

$$h = U + Pv \quad (1.c)$$

$$S = S_0 + R \ln(v - b) + G_1 \ln(T/T_0) + \sum_{i=2}^4 \frac{G_i}{(i-1)} (T^{i-1} - T_0^{i-1}) - \sum_{i=2}^5 \frac{B_i - (K/T_c) C_i e^{-KT/T_c}}{(i-1)(v-b)^{i-1}} \quad (1.d)$$

As equações (1.a) a (1.d) são válidas para *vapor saturado* e *vapor superaquecido*.

$$r_l = \sum_{i=1}^5 D_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{(i-1)/3} + D_6 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/2} + D_7 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2 \quad (1.e)$$

$$\ln(P_{sat}) = F_1 + \frac{F_2}{T} + F_3 \ln(T) + F_4 T \quad (1.f)$$

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \left(F_4 + \frac{F_3}{T} - \frac{F_2}{T^2}\right) P_{sat} \quad (1.g)$$

$$V_{lg} = V_g - V_l \quad (1.h)$$

$$H_{lg} = T V_{lg} \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} \quad (1.i)$$

$$S_{lg} = \frac{H_{lg}}{T} \quad (1.j)$$

$$H_l = H_g - H_{lg} \quad (1.k)$$

$$S_l = S_g - S_{lg} \quad (1.l)$$

$$X = \frac{(\mathbf{x} - \mathbf{x}_l)}{\mathbf{x}_{lg}} \quad (1.m)$$

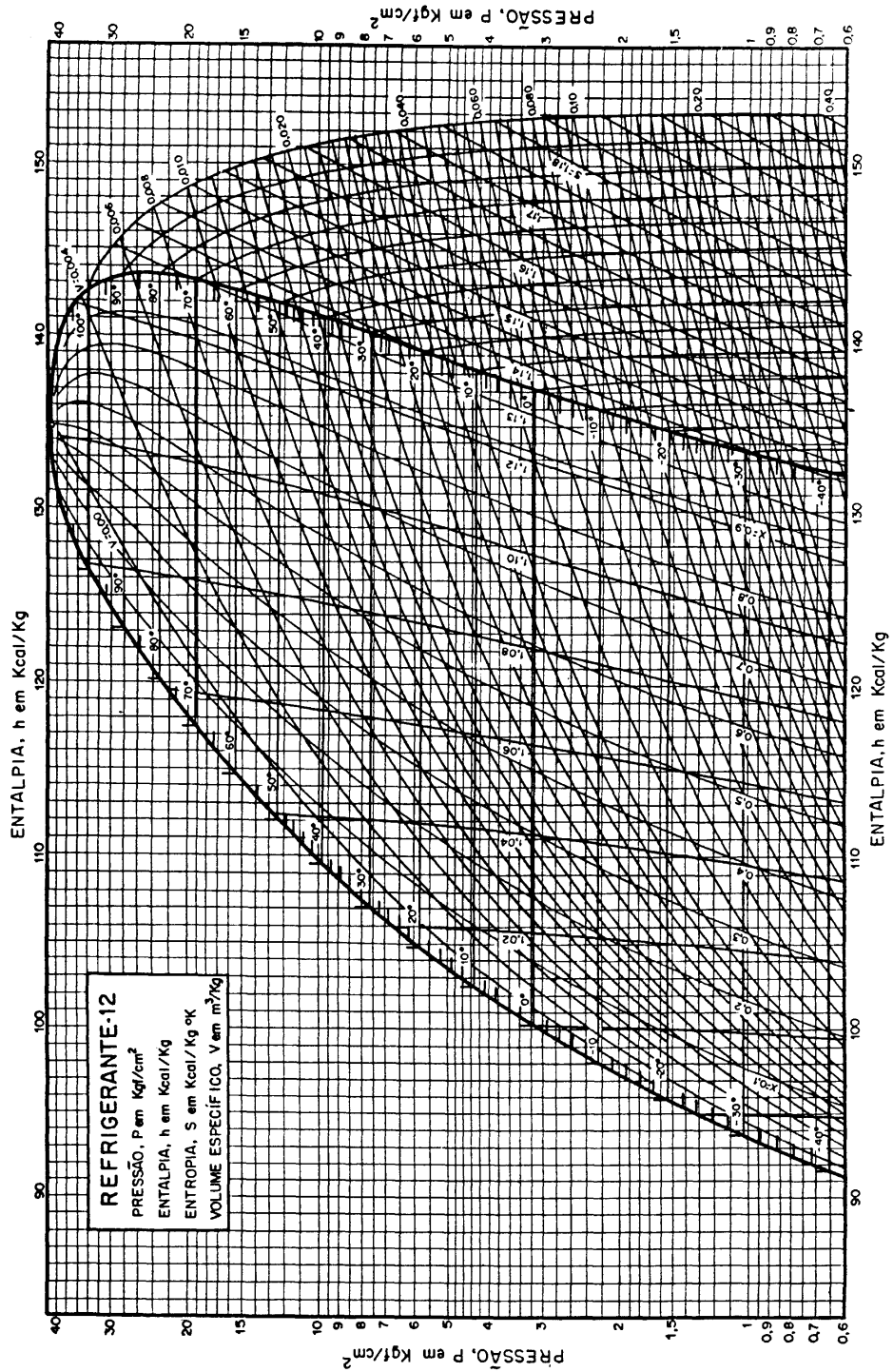
onde, ξ , na equação (1.m), é qualquer propriedade da substância, e.g. v (volume específico), h (entalpia), s (entropia), etc.

As constantes para o R-12 são:

$M = 120,93 \left(\frac{kg}{kmol}\right)$ $T_c = 385,17(K)$ $P_c = 4,1159(MPa)$	T em (K) r_c em $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ P em (Pa)	$r_c = 588,08 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ $T_0 = 200(K)$ $V_c = \frac{1}{r_c}$	U, h em $\left(\frac{J}{kg}\right)$ s em $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$
---	---	---	---

$R = 68,7480$	$C_2 = -1,52524293 \cdot 10^3$	$F_1 = 9,33438056 \cdot 10^1$
$b = 4,06366926 \cdot 10^{-4}$	$C_3 = 2,19982681$	$F_2 = -4,39618785 \cdot 10^3$
$A_2 = -9,16210126 \cdot 10^1$	$C_4 = 0,0$	$F_3 = -1,24715223 \cdot 10^1$
$A_3 = 1,01049598 \cdot 10^{-1}$	$C_5 = -1,66307226 \cdot 10^{-7}$	$F_4 = 1,96060432 \cdot 10^{-2}$
$A_4 = -5,74640225 \cdot 10^{-5}$	$D_1 = 5,580845400 \cdot 10^2$	$G_1 = 3,389005260 \cdot 10^1$
$A_5 = 0,0$	$D_2 = 8,544458040 \cdot 10^2$	$G_2 = 2,507020671$
$B_2 = 7,71136428 \cdot 10^{-2}$	$D_3 = 0,0$	$G_3 = -$
$B_3 = -5,67539138 \cdot 10^{-5}$	$D_4 = 2,994077103 \cdot 10^2$	$3,274505926 \cdot 10^{-3}$
$B_4 = 0,0$	$D_5 = 0,0$	$G_4 = 1,641736815 \cdot 10^6$
$B_5 = 4,08193371 \cdot 10^{-11}$	$D_6 = 3,521500633 \cdot 10^2$	$k = 5,475$
	$D_7 = -$	$U_0 = 1,6970187 \cdot 10^5$
	$5,047419739 \cdot 10^1$	$S_0 = 8,944876 \cdot 10^2$

E- Diagrama de Mollier para R-12



IV - Aplicação dos Compostos Fluorcarbonos

Tabela 9 – Aplicação dos compostos fluorcarbonos

Fluorcarbono	Refrigerante	Propelente Aerosol	Solventes, Agentes de Expansão, Extintores de Incêndio, Flúidos Dielétricos e Outros Usos
FREON® 14	Especialização para aplicações de baixa temperatura.	-	
FREON® 23	Azeótropo componente do FREON® 503.	-	
FREON® 13	Especializado para aplicações de baixa temperatura.	-	
FREON® 116	Especializado para aplicações de baixa temperatura.	-	Gás dielétrico
FREON® 13B1	Intermediário entre o FREON® 13 e o FREON® 22 para aplicações de baixa a média temperatura. Não é muito usado.	-	Extintor de incêndio eficiente (Halon® 1301), especialmente adequado para proteção automática de materiais sujeitos a danos por água e de áreas ocupadas por pessoal.
FREON® 22	Aplicações na refrigeração doméstica e comercial e ar condicionado. Permite uso de equipamento menor. Componente de azeótropos.	Propelente de alta pressão para utilizações de produtos não-alimentícios.	
FREON® 115	Usado como componentes azeótropos no FREON® 502.	Aceito como propelente de produtos alimentícios; material adequado para aerossóis de alimentos e também em cremes gordurosos emulsionados. Boa estabilidade da espuma, com ausência de odor ou sabor.	Fluido dielétrico, substituo econômico para o FREON® 116 na maioria das aplicações dielétricas
FREON® 12	Muito usado na refrigeração doméstica, de carros e comercial e nos sistemas de ar condicionado de azeótropos e em forma de alta pureza, aprovado como agente congelador de contato direto para alimentos.	Propelente de alta pressão.	Agente de expansão para aplicações de plásticos esponjosos. Gás dielétrico.

FREON® 114	em grandes sistemas de processo industrial de refrigeração e de ar condicionado que utilizem compressores centrífugos de estágios múltiplos.	Propelente de baixa pressão, alternativo para o FREON®11, com menores propriedades de solubilidade e menos odor. Usado especialmente em produtos pessoais.	Agente de expansão para aplicações de plásticos esponjosos.
FREON® 11	Largamente usado em compressores centrífugos para sistemas de ar condicionado industrial e comercial, e para refrigeração de água, salmoura de processo. Baixa viscosidade e ponto de congelamento permitem o uso como líquido de arrefecimento de, baixa temperatura.	Propelente de baixa temperatura.	Ocasionalmente utilizado como solvente. Agente de expansão para espumas.
FREON® 113	Em ar condicionado industrial e comercial, e água ou salmoura de processamento para resfriamento em compressores centrífugos especialmente em aplicações de pequena tonelagem	Solvente em algumas formulações de aerosol, normalmente propelido com FREON® 12.	Extensamente usado como solvente (FREON® TF), isoladamente e em formulações para fins especiais, numa grande variedade de necessidades críticas de limpeza. Em formulações de fluido refrigerante, meios de reação, agente de extração, etc.

Refrigerantes Alternativos

A maior contribuição para o problema do ozônio vem dos clorofluorcarbonos plenamente halogenados (CFC's), que têm um longo tempo de vida na atmosfera, e quase a totalidade emitida atinge a estratosfera podendo interferir no equilíbrio ozônio/oxigênio. O longo tempo de vida na atmosfera é responsável pelo alto potencial de efeito estufa destes compostos.

As incertezas sobre o efeito dos CFC's sobre a degradação da camada de ozônio e o efeito estufa deu início a uma discussão sobre o uso dos mesmos. Conforme visto anteriormente, um acordo internacional chamado "Protocolo de Montreal", foram estipulados prazos para redução do consumo até o final da produção.

Tabela 10 – Refrigerantes Alternativos

Nome (Ashrae)	DuPont	ELF ATOCHEM	Hoescht	Substitui
R-134a	SUVA 134a	FORANE 134a	RECLIN 134a	CFC-12
R-123	SUVA 123			CFC-11
R-124	SUVA 124			CFC-114
R-401	SUVA MP 39			CFC-12
R-401b	SUVA MP 66			CFC-12
R-404a	SUVA HP 62	FORANE FX 70		R-502
R-402a	SUVA HP 80			R-502
R-402b	SUVA HP 81			R-502
R-407c		FORANE 407 C		R-407
R-408a		FORANE FX 10		R-502
R-409a		FORANE FX 56		CFC-12

Tabela 11 - Composição Química dos Refrigerantes

	HCFC-22	HFC-125	Propano
SUVA HP 80	38%	60%	2%
SUVA HP 81	60%	38%	2%
	HCFC-125	HFC-143a	HFC-134a
SUVA HP 62	44%	52%	4%
	HCFC-22	HFC-152a	HFC-124
SUVA MP 39	53%	13%	34%
SUVA MP 66	61%	11%	28%

O CFC mais importante é o R-12, usado principalmente em sistemas de ar-condicionado automotivo, refrigeradores e freezers domésticos, etc. O alternativo isento de cloro para o R-12 é o R-134a.

R - 134a

O R-134a (1,1,1,2-Tetrafluoretano) tem propriedades físicas e termodinâmicas similares ao R-12. Pertence ao grupo dos HFC's Fluorcarbonos parcialmente halogenados, com potencial de destruição do ozônio (ODP) igual a zero, devido ao menor tempo de vida na atmosfera, apresenta uma redução no potencial de efeito estufa de 90% comparado ao R-12. Além disso, é não inflamável, não tóxico, possui alta estabilidade térmica e química, tem compatibilidade com os materiais utilizados e tem propriedades físicas e termodinâmicas adequadas.

A Hoescht e a DuPont, grandes fabricantes de fluidos frigoríficos, produzem o R-134a, sendo que a segunda começou produzindo quantidades comerciais em

dezembro de 1990 em Corpus Christ, Texas (Estados Unidos).

Propriedades Físicas do R-134a

Tabela 12 – Propriedades Físicas do R-134a

	unidade	R-134a
Fórmula Química		CH ₂ F-CF ₃
Denominação Química		1,1,1,2-Tetrafluoretano
Massa Molecular	g/Mol	102,03
Ponto de Ebulição, a 1,013 bar	°C	-26,2
Ponto de Solidificação	°C	-101
Temperatura Crítica	°C	101,15
Pressão Crítica (abs.)	bar	40,64
Densidade Crítica	kg/l	0,508
Calor específico do líquido (ponto de ebulição)	kJ/(kg.K)	1,26
Calor Latente de Vaporização	kJ/kg	215,5
Tensão Superficial	nM/m	14,9
Densidade do Líquido: ponto de ebulição	kg/l	1,377
25 °C	kg/l	1,207
Expoente isoentrópico (30 °C, 1,013 bar)	x	1,093
Solubilidade da água na forma líquida (25°C)	g/kg	2,2
Solubilidade em água (25°C, 1 bar)	g/l	1,7
Viscosidade (25°C): líquido em ebulição	mPa.s	0,205
vapor saturado	mPa.s	0,012
Condutividade térmica (25°C): líquido em ebulição	mW/(mK)	82,3
vapor saturado	mW/(mK)	14,3

O R-134a é similar ao R-12, sendo compatível com todos os metais e ligas normalmente utilizados nos equipamentos de refrigeração. Deve-se evitar o uso de zinco, magnésio, chumbo e ligas de alumínio com mais de 2% de magnésio em massa.

Testes de armazenamento com refrigerante úmido apresentaram boa estabilidade à hidrólise e nenhum ataque corrosivo em metais como aço inoxidável, cobre, latão e alumínio.

O R-134a é isento de cloro e, por isso, apresenta boa compatibilidade com elastômeros. Os testes de extração com diversos materiais normalmente utilizados como CR (cloroprene), NBR (acrilonitrilobutadieno) e NEM (HNBR) resultaram em baixa alteração de volume e mínima quantidade de extrato. Borrachas fluoradas dos tipos FKM/FPM não são recomendadas para uso devido à um significativo aumento de volume e formação de bolhas. Se o sistema não contiver óleo mineral, podem ser utilizadas borrachas do tipo EPDM. Como o refrigerante não é o único fluido no

sistema de refrigeração, a compatibilidade mencionada deve ser avaliada em conjunto com o lubrificante do compressor.

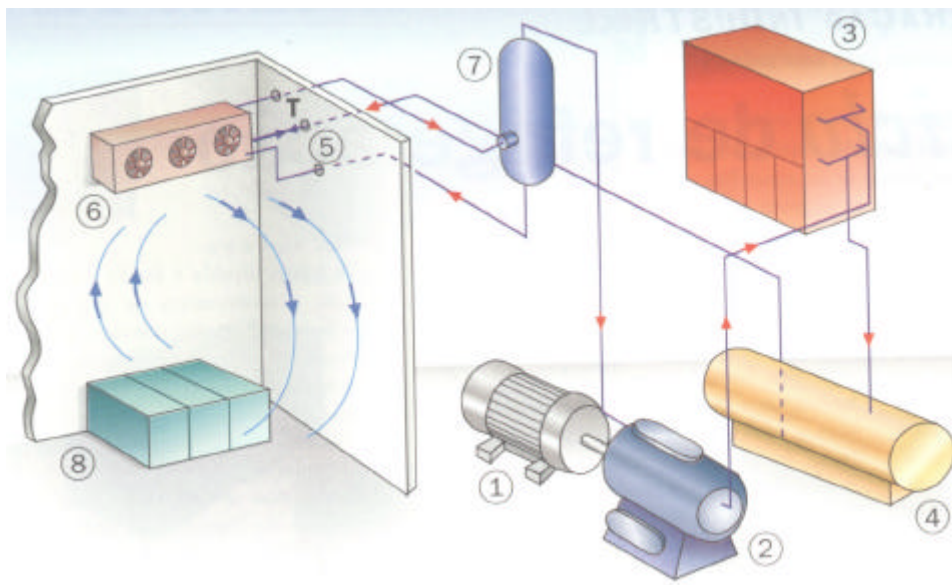
O R-134a não forma misturas inflamáveis com o ar sob condições normais a pressão atmosférica mas, a flamabilidade pode ocorrer a pressão acima da atmosférica se a mistura exceder a 60% de ar. Este refrigerante não deve ser usado junto com ar ou oxigênio para o caso de pressurização do sistema em teste de vazamento.

As propriedades toxicológicas do R-134a foram testadas pelo PAFT I (Programme for Alternative Fluorcarbon Toxicity Testing), Programa para Teste de Toxicidade de Fluorcarbonos Alternativos, que é um consórcio financiado pelos maiores produtores mundiais de refrigerantes. Os resultados indicam que o mesmo é um produto tão seguro quanto o R-12 ou mais, podendo ser utilizado em todas as aplicações na área de refrigeração.



Parte II - Ciclo de Compressão, Balanço de Energia

Prof. Luiz Carlos Martinelli Jr. - DeTEC.



Introdução

Este item trata dos ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor. Inicialmente definir-se-á o ciclo teórico simples de refrigeração e a seguir será feita uma análise do ciclo real comparativamente ao ciclo teórico. Dado o objetivo do assunto, trataremos aqui somente de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, tendo por base compressores alternativos, centrífugos, rotativos, etc.

Não nos deteremos em definições rigorosas da termodinâmica neste caderno, entretanto, certas definições devem ser abordadas, pelo menos de forma simplificada, para que possamos com base sólidas estudar o ciclo de refrigeração real, que nos fornecerá métodos adequados para o projeto e manutenção dos sistemas de refrigeração.

Ciclo Teórico Simples

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico. Entretanto, dado as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor definiu-se um outro ideal em que, o ciclo real mais se aproxima, e portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo ideal. Este ciclo ideal é aquele que terá melhor eficácia operando nas mesmas condições do ciclo real.

O ciclo teórico simples de refrigeração por compressão de vapor é mostrado na Figura 19 construído sobre um diagrama de Mollier no plano P-h. A figura 03 é um esquema básico com os componentes principais de um sistema frigorífico suficientes, teoricamente, para obter o ciclo indicado na Figura 20.

Os dispositivos indicados na Figura 20 representam genericamente qualquer equipamento que consiga realizar o processo específico.

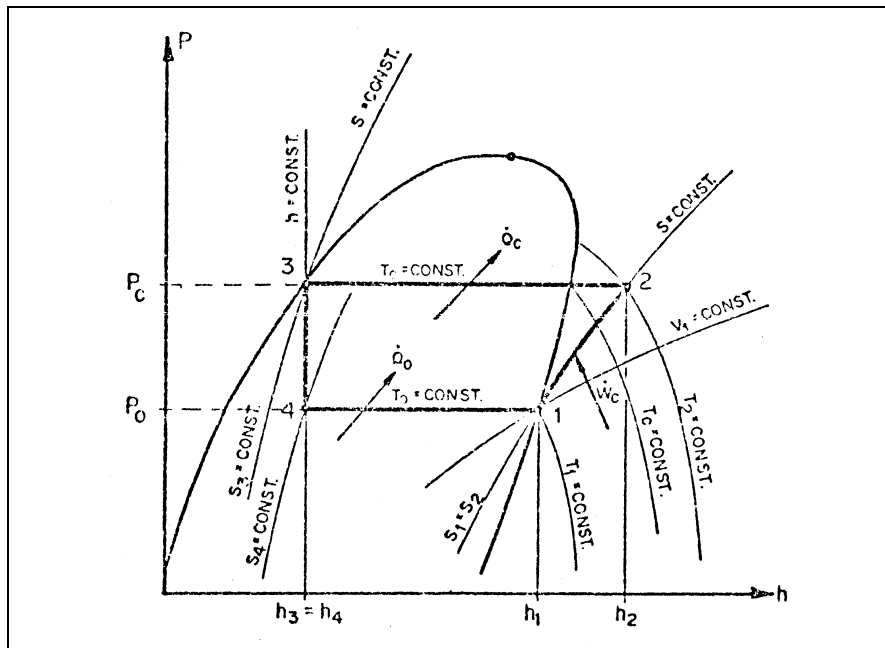


Figura 19- Ciclo Teórico Simples de Refrigeração por Compressão de Vapor

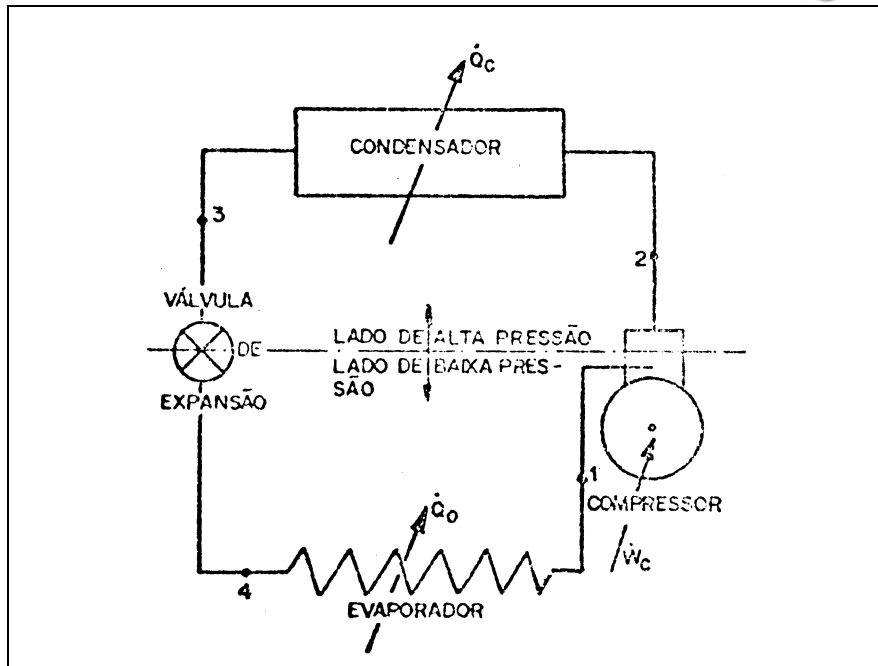


Figura 20 - Esquema do Sistema de Refrigeração com os Equipamentos Básicos

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

- a) Processos 1-2, que ocorre no compressor (que pode ser um compressor alternativo, centrífugo de parafuso etc.) é um processo adiabático reversível, e neste caso, a compressão ocorre, então, a entropia (S) constante, ou seja, $S_1=S_2$, como mostra a Figura 19. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_0) e com título $X=1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação, e neste estado, ele está superaquecido com temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação (T_C).
- b) Processo 2-3, que ocorre no condensador (que pode ser condensação a água ou ar, em convecção forçada ou natural), é um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento desde a temperatura T_2 de saída do compressor até a temperatura de condensação (T_C) e a seguir rejeição de calor na temperatura T_C até que todo vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação (P_c).
- c) Processo 3-4, que ocorre na válvula de expansão, é uma expansão irreversível a entalpia constante desde a pressão P_c e líquido saturado ($X=0$), até atingir a pressão do evaporador P_0 . Observe-se que o processo é irreversível, e portanto, a entropia (S) do refrigerante ao deixar a válvula de expansão (S_4) é maior que a entropia do refrigerante ao entrar na válvula (S_3).
- d) Processo 4-1, que ocorre no evaporador é um processo de transferência de calor a pressão constante (P_0), conseqüentemente a temperatura constante (T_0), desde vapor úmido no estado 4 até atingir o estado de vapor saturado seco ($X=1$). Observe-se que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda o seu estado.

Ciclo Real Simples

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo ideal simples por compressão de vapor estão mostrados na Figura 21, abaixo.

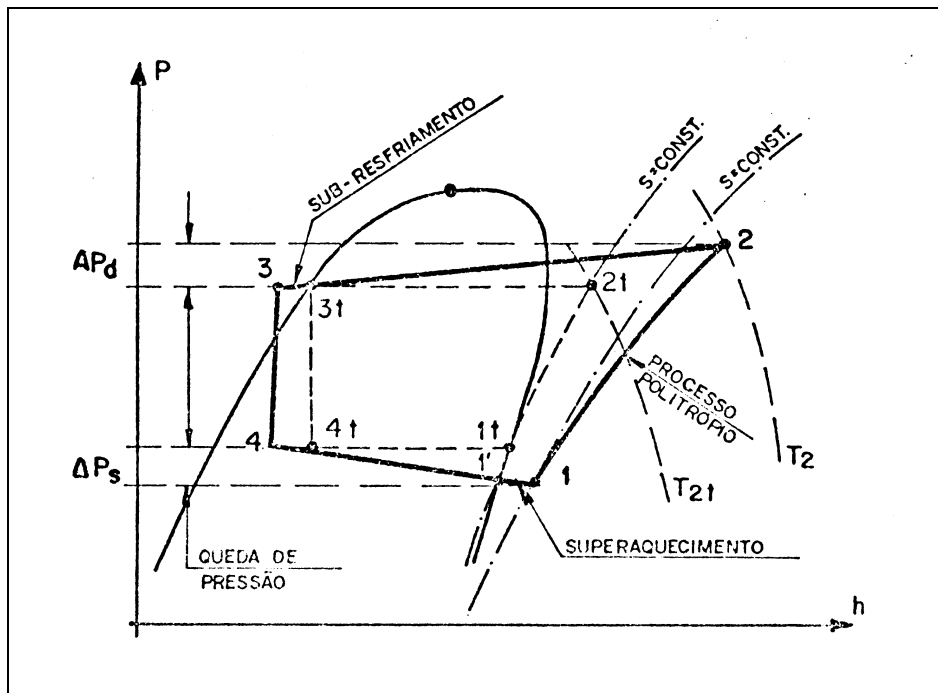


Figura 21 - Diferenças entre o Ciclo Real e o Teórico Simples

Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga ΔP_d e ΔP_s estão mostrados na Figura 21. Outra diferença é o **sub-resfriamento** do refrigerante na saída do condensador (na maioria dos sistemas). O **superaquecimento** na sucção com finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor (obrigatório em compressores alternativos) é um processo muito importante. Outra diferença importante é quanto ao processo de compressão ao compressor, que no ciclo real é um processo de compressão politrópico ($S_1 \neq S_2$), no lugar do processo isentrópico do ciclo ideal. Devido a esta diferença, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema com relação aos óleos lubrificantes usados em compressores frigoríficos, obrigando a um resfriamento forçado do cabeçote do compressor (normalmente com R-22 e R-717). Muitos outros problemas de ordem técnica dependendo do sistema e das características de operação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas até aqui.

Balanco de Energia para o Ciclo

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente, nas condições de projeto, ou seja à temperatura de condensação (T_C) e temperatura de vaporização (T_0). O sistema real e ideal têm comportamento idênticos tendo o real apenas um coeficiente de eficácia inferior ao ciclo ideal. A análise do ciclo ideal nos permitirá, de forma simples, verificar quais parâmetros têm influência no coeficiente de eficácia do ciclo.

Capacidade Frigorífica do Ciclo

A capacidade frigorífica (Q_0) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar (produto) através do evaporador do sistema frigorífico. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia e potencial, da primeira lei da termodinâmica, temos: (ver Figura 22)

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_1 - h_4)$$

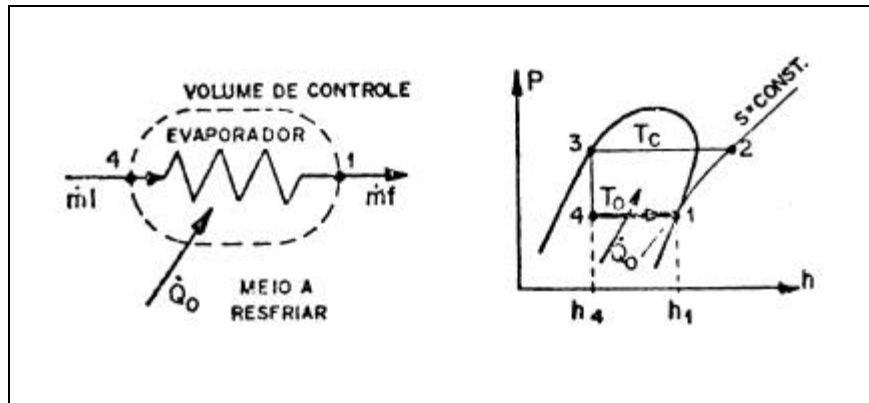


Figura 22 - Volume de Controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4-1 no diagrama de Mollier P-h

Q_0 é a capacidade frigorífica (diferente de carga térmica) do ciclo operando com temperatura T_c e T_0 em kcal/h para m_f em kg/h e entalpia específica h_1 e h_4 em kcal/kg. O fluxo de massa de refrigerante (m_f) deve ser mantido pelo compressor. Normalmente se conhece a capacidade frigorífica que deve ter o sistema de refrigeração, que deve ser igual a carga térmica, se estabelecermos o ciclo frigorífico que deve operar o sistema podemos determinar o fluxo de massa (m_f) e conseqüentemente o compressor (es) necessário (s) ao sistema.

A quantidade de calor retirada por um quilo de refrigerante através do evaporador é chamada de “EFEITO FRIGORÍFICO (E. F.)”, isto é:

$$E.F. = h_1 - h_4$$

Potência Teórica do Compressor

Chama-se de potência teórica do compressor a quantidade de energia na unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, pelo compressor, para que ele passe do estado 1, na sucção do compressor, para o estado 2, descarga do compressor, sendo este processo isoentrópico. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica em regime permanente e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial têm-se: (ver Figura 23)

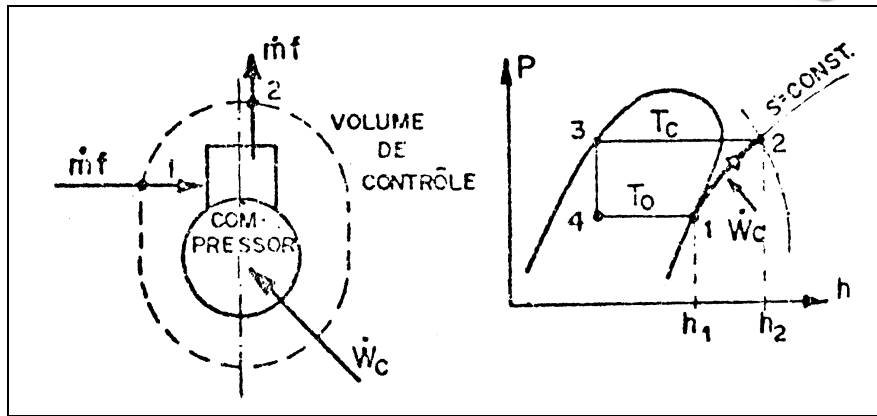


Figura 23 - Processo de Compressão isoentrópico no compressor.

$$W_c = m_f (h_2 - h_1)$$

A equação acima fornece a potência, em (kcal/h) teoricamente necessária para que o fluxo de refrigerante (m_f), em (kg/h), que entra no compressor passe do estado 1 ao estado 2. Para se obter W_c em kW basta dividir a equação dada por 860, ou seja:

$$W_c = \frac{m_f (h_2 - h_1)}{860}, \text{ em kW}$$

Fluxo de Calor Rejeitado no Condensador

Da mesma maneira que fizemos para o evaporador, a quantidade de calor por unidade de tempo a ser rejeitada no condensador para o sistema operando em regime permanente nas temperaturas T_c e T_0 é calculado pela equação abaixo (ver Figura 24)

$$Q_c = m_f (h_2 - h_3)$$

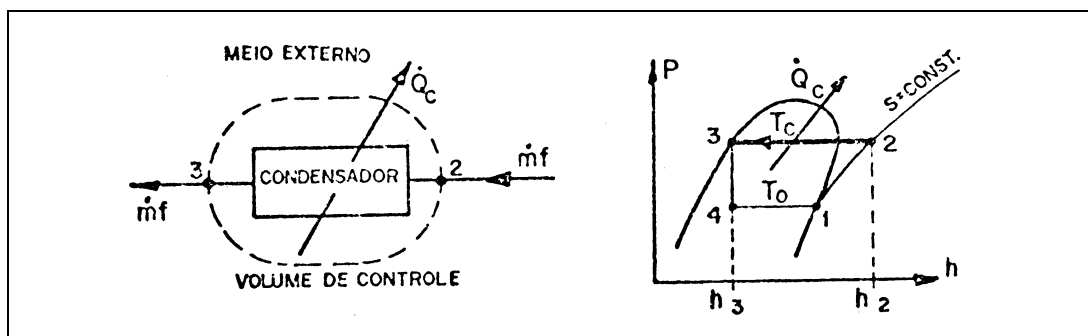


Figura 24 - Volume de Controle sobre o Condensador e sua representação no Diagrama de Mollier.

Assim o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar o fluxo de calor dado pela equação dada acima.

Válvula de Expansão

Na válvula de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo é adiabático

(ver Figura 25), e neste caso, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, desprezando-se a variação de energia cinética e potencial temos:

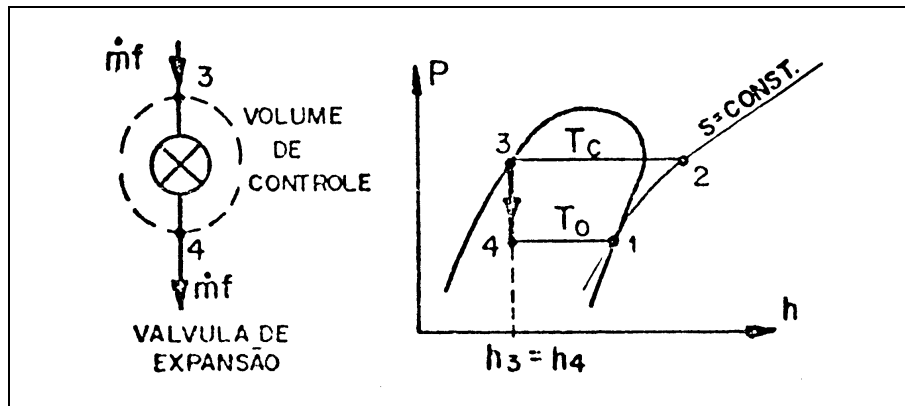


Figura 25 - Volume de Controle sobre a Válvula de Expansão e sua representação no Diagrama de Mollier.

Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β / COP)

O coeficiente de eficácia (β ou COP) é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o coeficiente de eficácia do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo ideal para as mesmas condições de operação podemos com o ciclo ideal verificar quais os parâmetros que o influenciam assim como o grau de influência de cada parâmetro. O coeficiente de eficácia β é definido como segue:

$$\beta = \frac{\text{ENERGIA util}}{\text{ENERGIA gasta}} = \frac{Q_0}{W_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Pode-se inferir da equação acima que para o ciclo ideal a eficácia é função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, do refrigerante das temperaturas de condensação e vaporização como será mostrado mais adiante. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor e deste, assim como dos demais equipamentos.

O coeficiente de eficácia (β) deve ser sempre maior que 01 (um). Quanto mais próximo de 01, pior.

Trocador de Calor Intermediário

Alguns sistemas frigoríficos utilizam trocadores de calor que resfriam o líquido saído do condensador com o vapor que se dirige para o compressor, vindo do evaporador. (ver Figura 26). O líquido saturado no estado 3 vindo do condensador, é resfriado até atingir o ponto 3 pelo vapor que sai do evaporador no estado 1, que por sua vez se aquece até atingir o estado 1, de vapor superaquecido. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica ao trocador e admitindo-se que o processo é adiabático, temos:

$$h_3' - h_3 = h_1 - h_1'$$

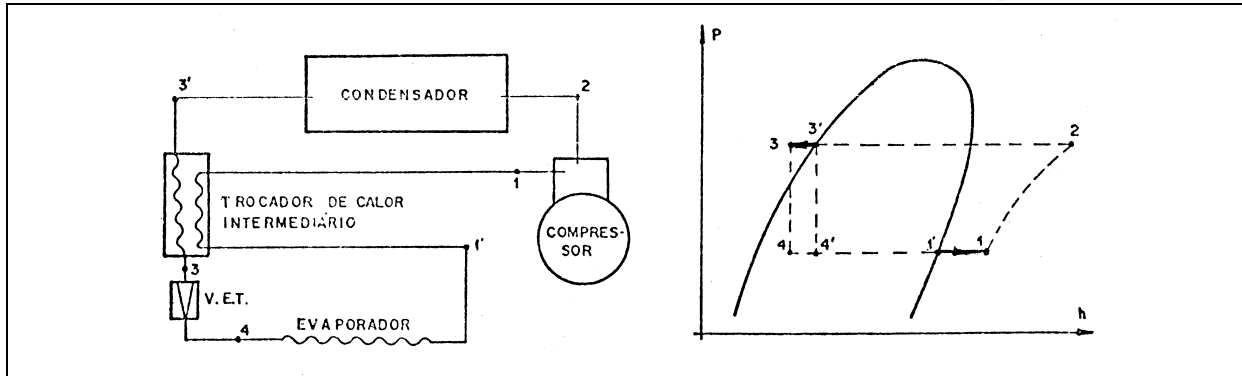


Figura 26 - Esquema frigorífico com trocador de calor intermediário e sua representação no Diagrama de Mollier

Comparando com ciclo ideal de compressão de vapor, o ciclo com trocador de calor intermediário é vantajoso devido ao aumento do efeito frigorífico ($h_1' - h_4$). Tanto a capacidade frigorífica quanto o coeficiente de eficácia (β) parece melhor com o trocador intermediário, o que nem sempre é verdade devido à maior temperatura de sucção.

O trocador de calor intermediário é interessante em situações onde o vapor aspirado pelo compressor deva ser superaquecido para evitar a entrada de líquido no compressor. Outra razão de ordem prática para o uso do trocador de calor é o sub-resfriamento do líquido vindo do condensador com o fim de evitar formação de bolhas de vapor de refrigerante, que poderiam dificultar o escoamento pela válvula de expansão.

Parâmetros que Influenciam a Eficácia (β) do Ciclo de Refrigeração

Vários parâmetros influenciam a eficácia do ciclo de refrigeração. A seguir analisaremos a influência de cada um deles separadamente.

Influência da temperatura de vaporização na eficácia do ciclo

Para ilustrar o efeito que a temperatura de vaporização (T_0) tem sobre a eficácia do ciclo vamos considerar um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de vaporização é alterada (a temperatura de condensação é mantida constante). Estes ciclos estão mostrados na Figura 27. Nesta análise usou-se o refrigerante-22 típico de sistemas de ar-condicionado.

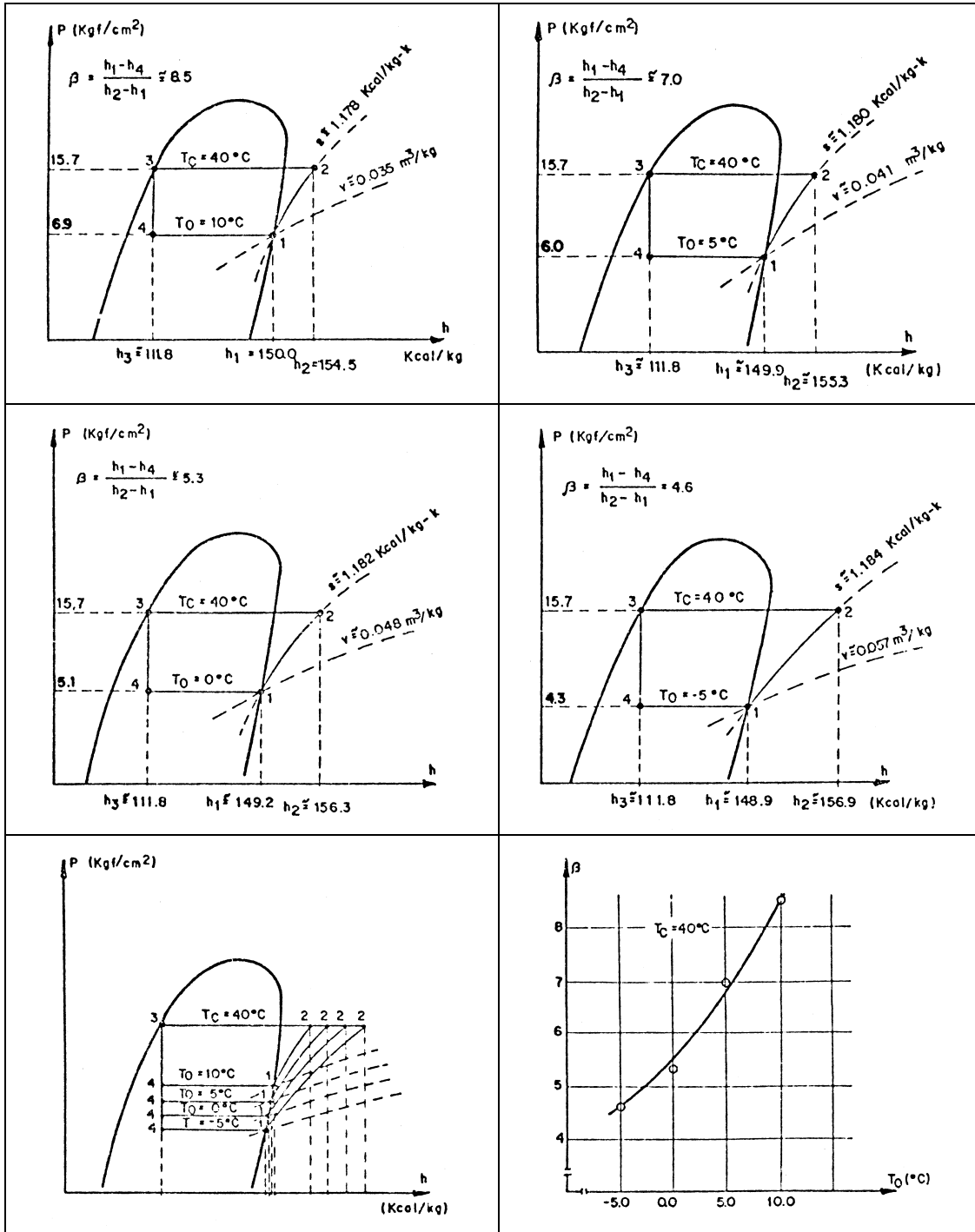


Figura 27 - Influência da Temperatura de Vaporização no Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β)

Influência da temperatura de condensação na eficácia do ciclo

Assim como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada num conjunto de ciclos onde apenas se altera a temperatura de condensação (T_C).

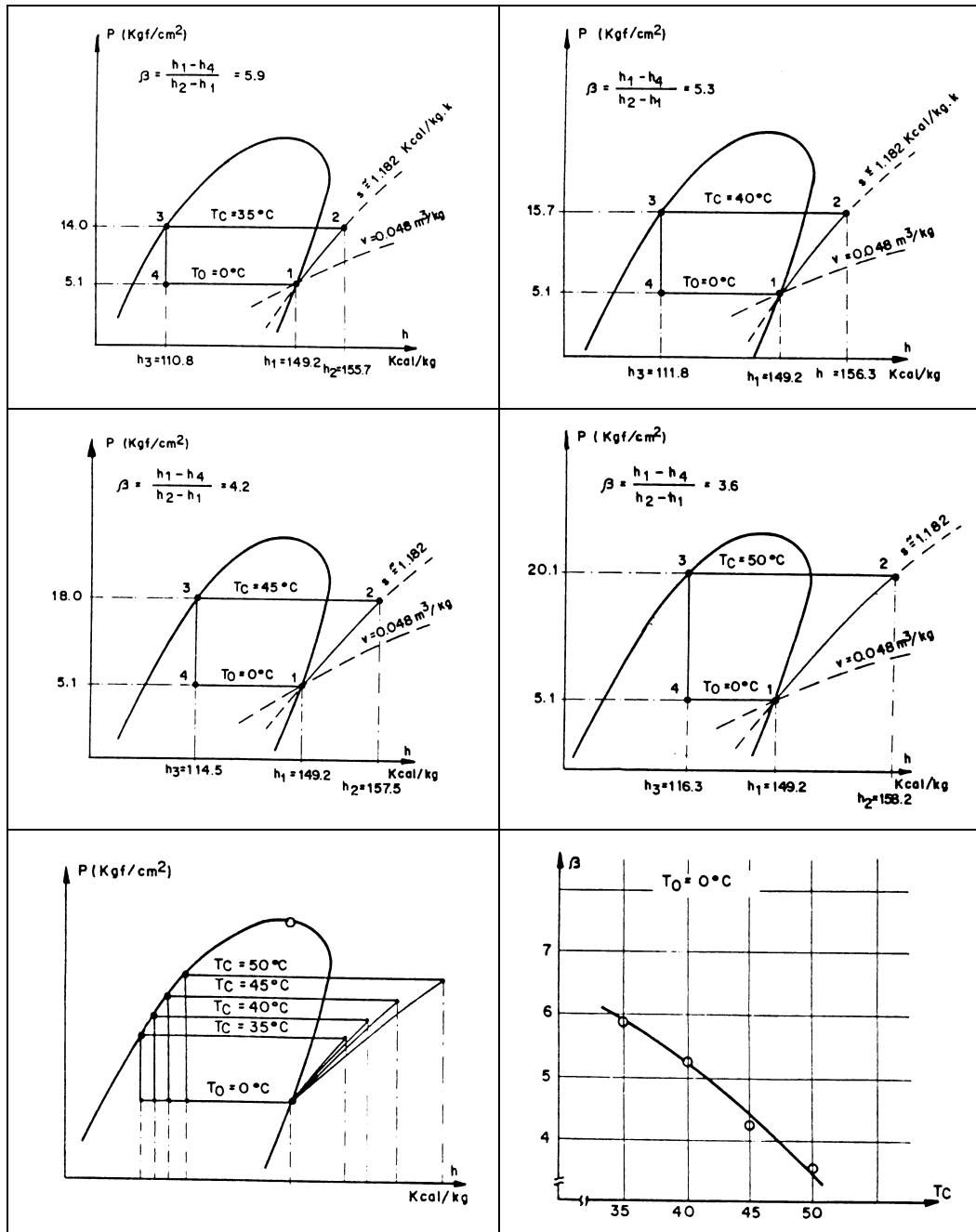


Figura 28 - Influência da Temperatura de Condensação no Coef. de Eficácia do Ciclo (β)

Esta análise é mostrada na Figura 28. Observe-se que para a mesma variação de temperatura (T_C) (15°C) em relação a temperatura de vaporização (T_0), a vaporização da eficácia no caso da temperatura de condensação T_C é menor que no caso da variação de T_0 .

Influência do sub-resfriamento do líquido na eficácia do ciclo

De forma idêntica aos dois casos anteriores a Figura 29 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido após sair do condensador no aumento da eficácia. Observe-se, também que a variação é bem menor que nos dois casos anteriores.

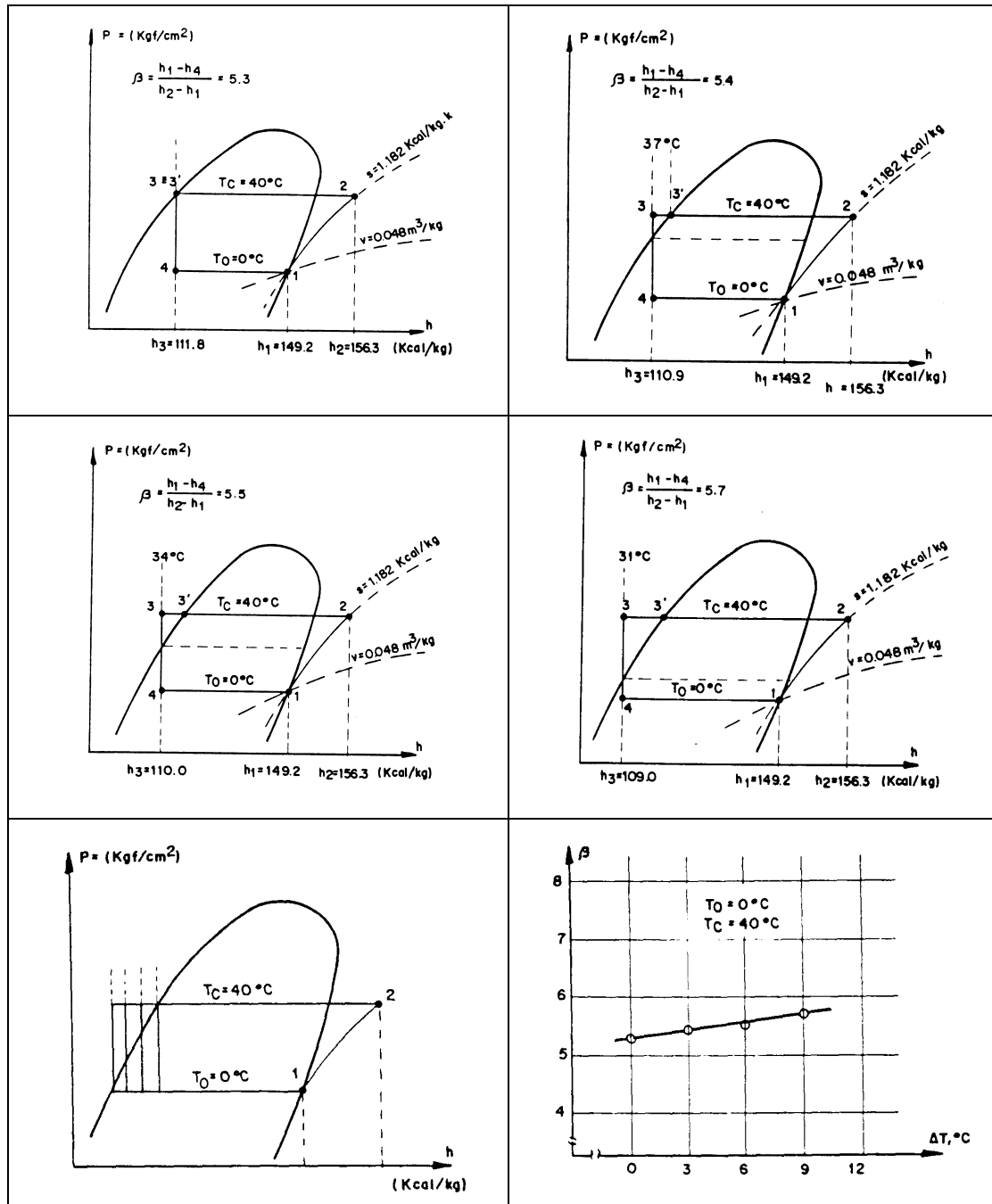


Figura 29 - Influência do Sub-Resfriamento do Líquido no Coef. de Eficácia do Ciclo (β)

Influência do superaquecimento útil na eficácia do ciclo

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se deseja resfriar, chamamos a este “Superaquecimento útil”. A Figura 30 mostra a

influência deste superaquecimento na eficácia do ciclo. Quando este superaquecimento não é realizado através de um trocador de calor intermediário, normalmente par ao sistema completo há uma diminuição da eficácia ao contrário do que está mostrado na figura abaixo.

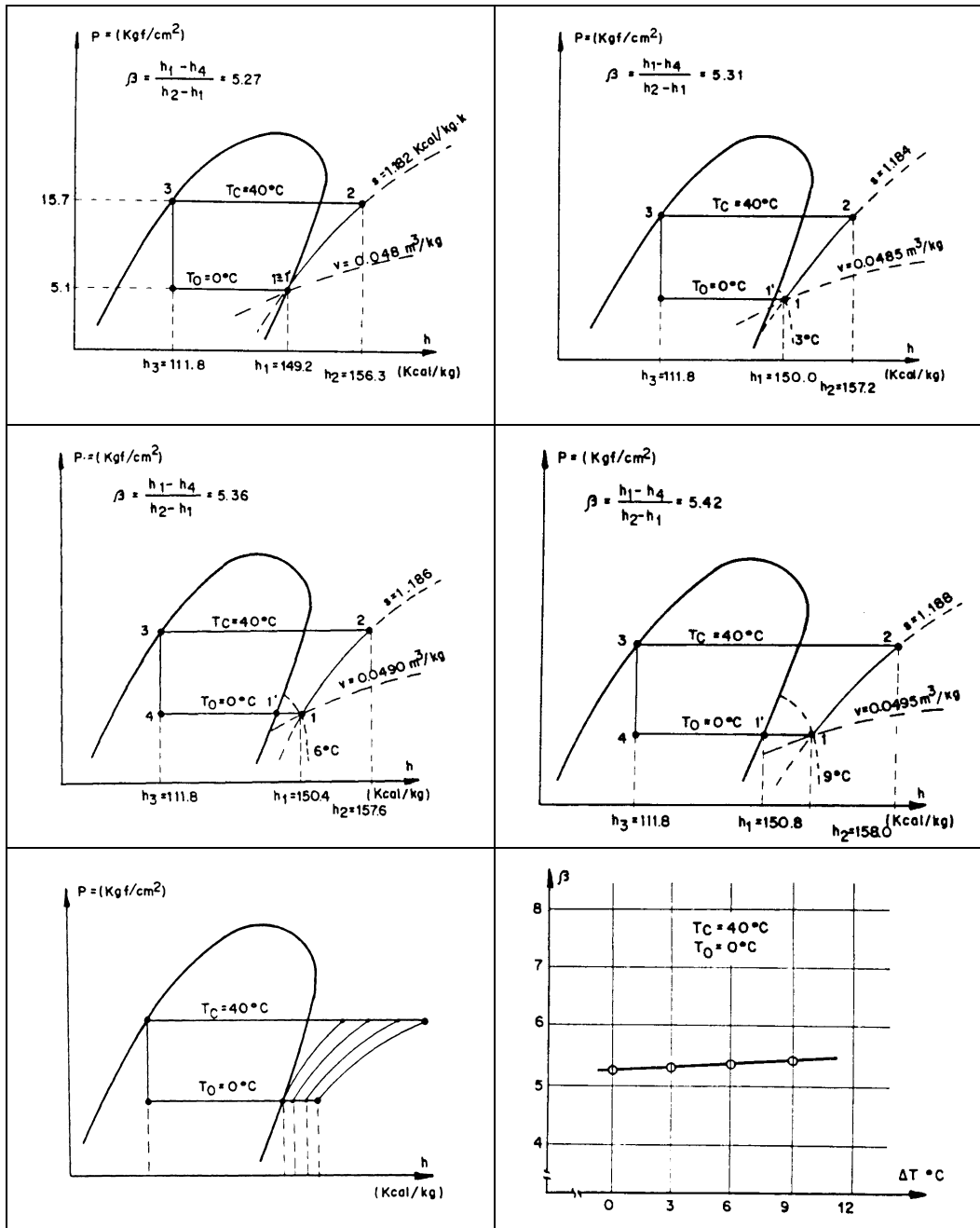
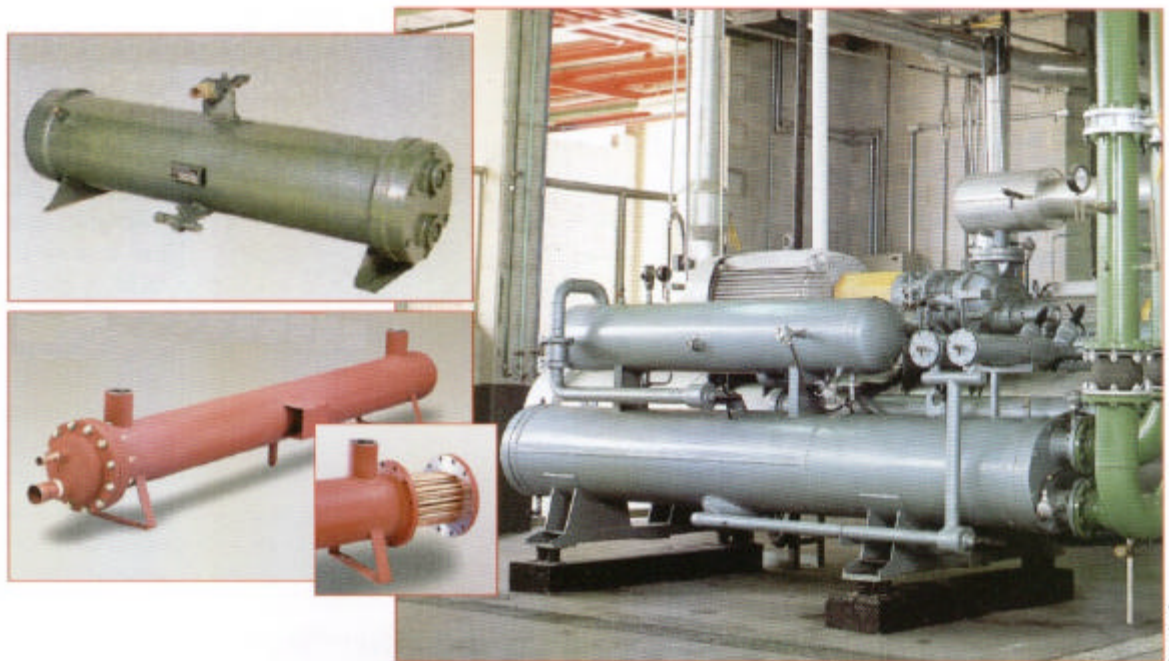


Figura 30 - Influência do Superaquecimento no Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β)

Isto se deve ao fato que o superaquecimento aumenta o volume específico do refrigerante na entrada do compressor e este desloca uma massa menor que deslocaria caso não existisse o superaquecimento. Este efeito de aumento de volume específico na diminuição do fluxo de massa é mais sensível que o efeito - frigorífico. Quando analisarmos a eficiência do compressor teremos oportunidade para esta verificação.

Parte III - Componentes do Sistema de Refrigeração

Prof. Luiz Carlos Martinelli Jr. - DeTEC.



Trocadores de Calor

Condensadores

Condensador são os elementos do sistema de refrigeração que têm a função de transformar o gás quente, que é descarregado do compressor a alta pressão, em líquido. Para isso, rejeita o calor contido no fluido refrigerante para alguma fonte de resfriamento.

O processo de condensação

Ao ser admitido no condensador, o fluido refrigerante está no mesmo estado que na descarga do compressor, ou seja, gás quente a alta pressão. Como em um sistema de refrigeração o objetivo é evaporar o refrigerante (para resfriar retirar calor de um ambiente e/ou produto), o refrigerante no estado gasoso deve ser condensado antes de retornar ao evaporador.

O processo de condensação do fluido refrigerante se dá ao longo de um trocador de calor, denominado condensador, em três fases distintas que são:

1. Dessuperaquecimento;
2. Condensação e
3. Sub-Resfriamento.

Dessuperaquecimento

O gás, quando é descarregado do compressor, está a alta temperatura. O processo inicial, então, consiste em abaixar esta temperatura, retirando calor sensível do refrigerante, ainda no estado gasoso, até ele atingir a temperatura de condensação (Figura 31).

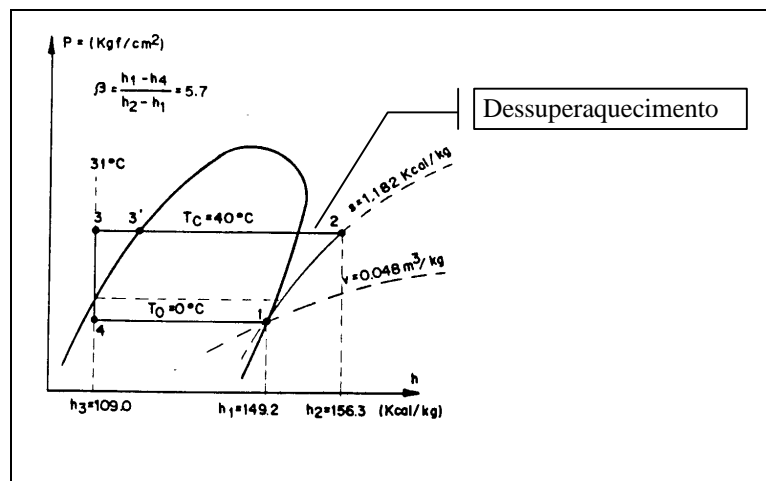


Figura 31 – Dessuperaquecimento em um ciclo de refrigeração

Condensação

Quando o gás atinge a temperatura de condensação, ele começa um processo de mudança de estado. Neste processo retira-se calor latente do refrigerante, i.e., a temperatura deste mantém-se constante durante todo o processo (Figura 32).

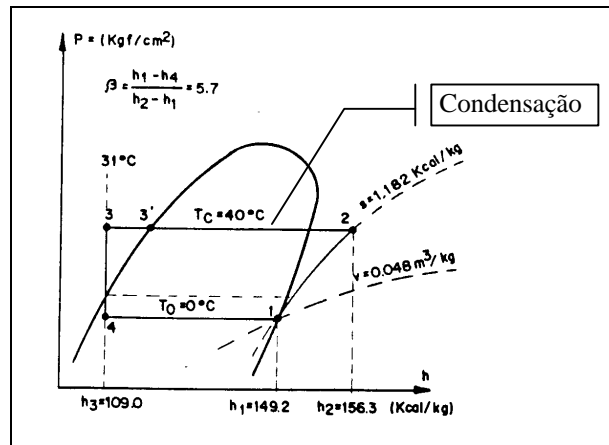


Figura 32 – Condensação em um ciclo de refrigeração

Sub-Resfriamento

Após a condensação o refrigerante, agora no estado líquido (líquido saturado), é resfriado de mais alguns graus, utilizando-se para isso um trocador de calor intermediário (ver Trocador de Calor Intermediário, página 58). Na Figura 33 pode-se visualizar o sub-resfriamento indicado em um diagrama de Mollier.

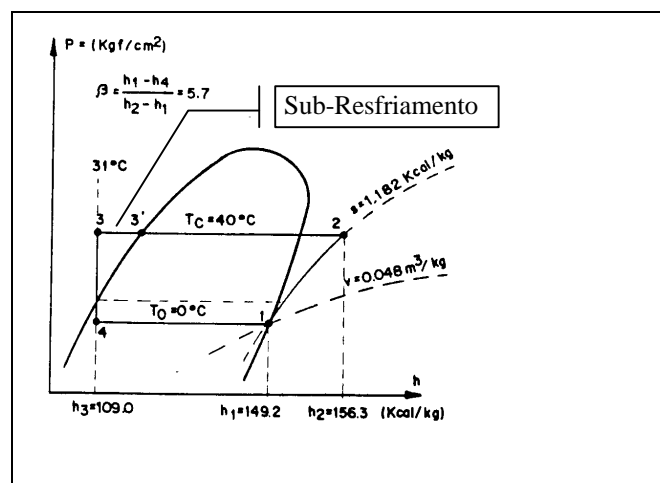


Figura 33 – Sub-Resfriamento em um ciclo de refrigeração

É no condensador que toda a energia absorvida pelo sistema de refrigeração, mais o equivalente em calor da energia mecânica necessária ao funcionamento do sistema devem ser eliminados. Para cada tonelada de refrigeração (200 BTU/min ou 50,4 kcal/min) de capacidade do sistema, é preciso remover no condensador até 300 BTU/min. A quantidade depende das pressões de sucção e descarga e do tipo de refrigerante. Na média, os sistemas são projetados para eliminar 250 BTU/min para cada 200 BTU/min de capacidade de refrigeração.

Tipos de Condensadores

Os tipos de condensadores comumente usados em sistemas de refrigeração são:

1. Condensadores de casco e tubos (shell and tube), Figura 34;
2. Condensadores de casco e serpentina (shell and coil), Figura 35;
3. Condensadores de tubos duplos (Figura 36);
4. Condensadores atmosféricos (Figura 37);
5. Condensadores evaporativos (Figura 38 e Figura 39) e
6. Condensadores resfriados a ar (Figura 40).

A utilização de um ou outro tipo de condensador dependerá, dentre muitas variáveis, das condições de projeto, da localização do condensador, da reutilização ou não do calor rejeitado.

Para a escolha de um condensador deve-se ter em mente alguns parâmetros, a saber:

1. O condensador deve possuir uma superfície de transferência de calor suficiente para condensar o vapor enviado até o estado líquido;
2. O condensador deve ser projetado para pressões e temperaturas razoáveis, pois o processo normalmente é assim realizado;
3. O condensador deve ter tamanho suficiente para armazenar o vapor refrigerante comprimido pelo compressor. Antes de se condensar, o vapor ocupa um volume bem definido, este volume pode ser diminuído pelo aumento da pressão, mas um aumento da pressão significa um aumento da potência requerida para fazer funcionar o sistema. Quando um condensador tem superfície suficiente, normalmente ele também tem volume suficiente. Deve-se ter cuidado quando se escolhem condensadores com superfícies aletadas, pois isso indica área suficiente para eliminação de calor sem o volume necessário.
4. O condensador deve ainda ter espaço suficiente para que o líquido refrigerante condensado se separe do vapor e seja drenado para o reservatório de líquido.

Condensadores “Shell and Tube”

Um condensador do tipo “shell and tube” ou de casco e tubo (Figura 34), consiste de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada uma determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, conectados a duas placas de tubos dispostas em ambas as extremidades. Nos condensadores menores, a carcaça pode ser um tubo comum, mas, nos maiores, usam-se carcaças soldadas. As chapas de tubos, geralmente com espessura de 1” ou 1 ¼”, são soldadas à carcaça (casco) e perfuradas para receber os tubos. Os tubos, com as extremidades retificadas ou polidas, são inseridos nos respectivos furos das chapas de tubos e suas extremidades são soldadas ou trefiladas de modo a manter uma junta estanque ao gás. O gás refrigerante flui dentro da carcaça, em volta dos tubos, ao passo que a água passa dentro dos tubos.

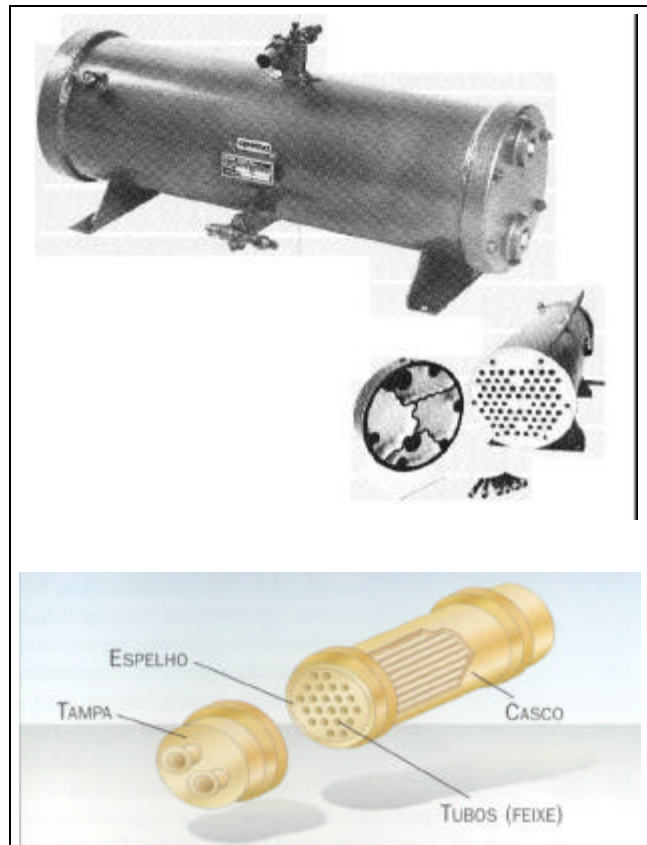


Figura 34 – Condensador Casco e Tubos

Condensadores “Shell and Coil”

São semelhantes aos condensadores de casco e tubo. Consistem de uma carcaça que contém uma serpentina de circulação de água. Não possuem flanges removíveis (como nos de casco e tubo) e a limpeza da água só pode ser feita por meios químicos. No caso de vazamento na serpentina, toda ela tem que ser substituída.

São normalmente usados para capacidades menores, i.e., potências fracionárias.

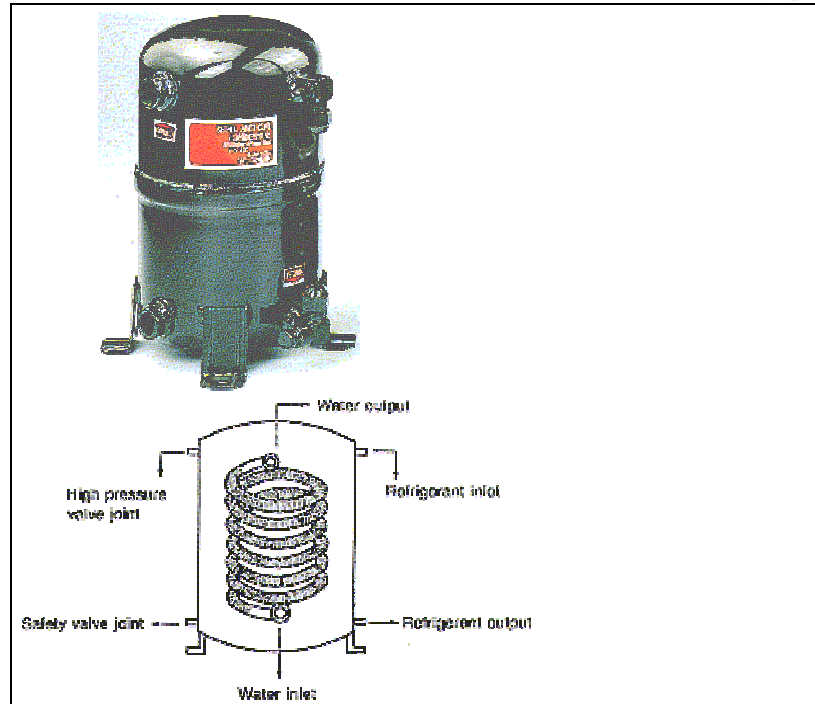


Figura 35 – Condensador de Serpentina e Casco

Condensadores Duplo Tubo

O condensador de duplo tubo (Figura 36) tem o tubo de água dentro do tubo de refrigerante. O refrigerante passa pelo espaço entre os dois tubos, enquanto que a água é bombeada pelo tubo interior. A água flui em direção oposta à do refrigerante, ficando a água mais fria em contato com o refrigerante mais frio e a água mais quente em contato com o refrigerante mais quente, evitando-se choques térmicos. São utilizados para onde o refrigerante é a amônia, utilizam-se tubos de aço, com diâmetros de geralmente 1 ¼” para o interno e 2” para o externo.

Embora o princípio da contracorrente, possibilitado por esse tipo de condensador, dê um boa utilização da água disponível, o grande número de conexões e juntas necessárias em grandes instalações aumenta a possibilidade de vazamentos. Esses condensadores são difíceis de se limpar e não fornecem espaço suficiente para a separação de gás e líquido.

Por essas razões, eles não são muito usados em instalações modernas de grande porte. Algumas unidades pequenas são utilizadas em instalações recentes, tendo que ser, porém, limpas quimicamente. Em caso de vazamento, toda a unidade deve ser substituída.

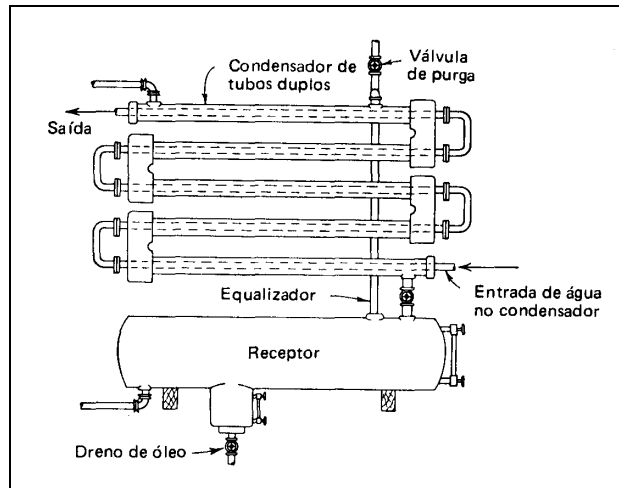


Figura 36 – Condensadores de tubos duplos

Condensadores Atmosféricos

O condensador atmosférico (Figura 37), já foi muito popular em grandes instalações de amônia, porém está caindo em desuso. Ele é construído com muitos trechos de tubulação, geralmente de aço de 2" de diâmetro, tendo o vapor de amônia fluindo dentro dos tubos. A água de resfriamento é distribuída por uma calha de suprimento que a derrama sobre a superfície externa dos tubos. Da mesma forma que nas torres de resfriamento, o resfriamento é uma combinação da evaporação de parte da água com o aquecimento do restante. Como a água deve correr para baixo, em alguns modelos, o gás de refrigerante quente é introduzido pela parte de baixo, para se obter um efeito de contracorrente, causando alguns problemas na drenagem do líquido condensado das unidades.

Alguns condensadores eram equipados com sangradores, i.e., pequenas linhas conectadas às pontas de cada trecho para "sangrar" o refrigerante condensado. Esse tipo de condensador é hoje em dia muito pouco usado, devido a problemas de incrustações e de algas e devido ao grande espaço ocupado para uma dada capacidade.

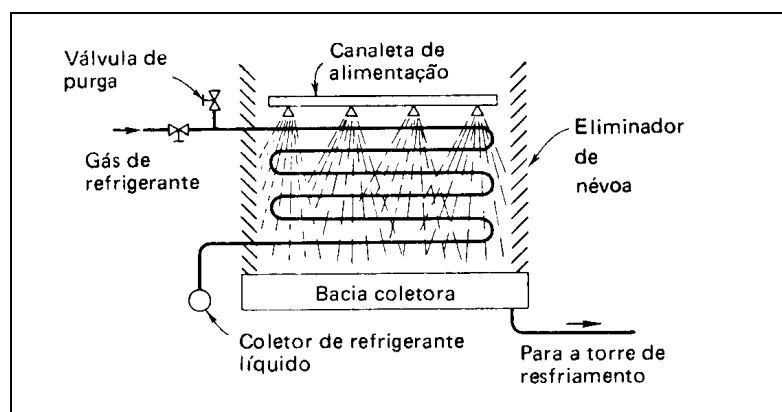


Figura 37 – Esquema de um Condensador Atmosférico

Condensadores Evaporativos

Os condensadores evaporativos combinam as funções de condensador e de torre de resfriamento. Consiste de um invólucro que contém uma seção de ventilador, separador de gotas, serpentina de condensação do refrigerante, reservatório de água, válvula de bóia e a bomba de pulverização do lado de fora do invólucro. A bomba de pulverização circula a água do reservatório, no fundo da unidade, para os bicos de pulverização, sobre a serpentina do refrigerante. Os ventiladores forçam a passagem do ar pela serpentina e pela água que está sendo pulverizada sobre a serpentina. O calor do refrigerante é transmitido através das paredes da serpentina à água que passa sobre ela. O ar remove o calor da água, pela evaporação de parte dela. Os separadores de gotas impedem que gotículas de água sejam levadas pelo ar.



Figura 38 – Condensadores Evaporativos

Esse tipo de condensador possibilita, ainda, o uso de serpentinas de sub-resfriamento e de pré-resfriamento. Definindo:

1. Serpentina de sub-resfriamento é uma serpentina auxiliar colocada abaixo da serpentina principal. O refrigerante líquido é drenado do condensador para o receptor e canalizado através da serpentina de sub-resfriamento, a caminho do lado de baixa pressão do equipamento. A serpentina retira algum calor do refrigerante líquido e ajuda a reduzir o volume de gás desprendido.
2. Serpentina de pré-resfriamento é uma serpentina separada do sistema, usada em algumas unidades para retirar o calor de compressão do gás refrigerante antes que ele chegue à serpentina de aspersão. Esta serpentina é dimensionada de modo a retirar calor suficiente para que o refrigerante se resfrie até próximo da temperatura de condensação. Isto ajuda a reduzir a incrustação na serpentina e a reduzir a umidade relativa do ar que sai da unidade.

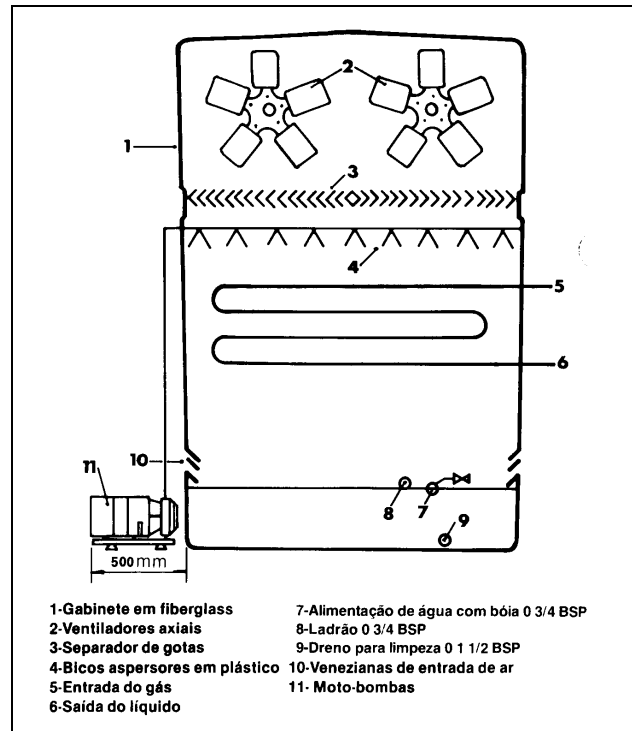


Figura 39 – Esquema de um Condensador Evaporativo

É interessante observar que, a capacidade de um condensador evaporativo depende da extensão da área da serpentina, da quantidade de ar que passa por ela e da temperatura de bulbo úmido do ar que entra na unidade. O calor total a ser retirado é função da temperatura de bulbo úmido. Este calor é representado pela soma do calor sensível e do calor latente do ar à temperatura dada de bulbo úmido. Determinando-se a temperatura de bulbo úmido do ar que entra na unidade e do ar que sai dela, o calor total nesses dois pontos pode ser determinado. O acréscimo de calor total é devido ao calor cedido pelo refrigerante que se condensa e representa a capacidade do condensador. Quanto mais baixa a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada, tanto maior a capacidade do condensador.

Além da temperatura, um fator importante para esse tipo de condensador é a área de troca de calor. Há muitos anos têm sido usadas serpentinas tanto de tubos como aletadas. O tubo liso apresenta alguma vantagem principalmente na facilidade de limpeza, porém, é mais volumoso e pesado para uma dada capacidade. A serpentina aletada pode funcionar mesmo sob condições adversas de qualidade da água, sendo esta convenientemente tratada. Apresenta também a vantagem de ter capacidade suficiente para operar como condensador seco quando a temperatura do ar está abaixo de zero.

Em se tratando de climas muito frios, onde a temperatura chega muitas vezes abaixo de zero, alguns cuidados devem ser tomados para assegurar o bom funcionamento dos condensadores, a saber:

1. Uma bomba e uma tomada de água separadas podem ser instaladas na casa de máquinas ou outro ambiente aquecido. A água do condensador pode fluir para essa tomada interna.
2. Aquecedores elétricos ou a vapor podem ser instalados no receptáculo de água.
3. Por meio de defletores, pode-se recircular uma parte do ar aquecido da descarga pelo condensador.

Fora esses cuidados, para uma boa operação destes equipamentos, há necessidade de uma manutenção preventiva como:

1. Lubrificar apropriadamente os mancais do eixo e do motor do ventilador e os mancais da bomba;
2. As correias do ventilador devem ser revisadas periodicamente para localizar desgaste e ajustar a tensão;
3. O reservatório de água deve ser drenado e limpo a intervalos predeterminados;
4. Os bocais de aspersão devem ser inspecionados e limpos;
5. Pontos incipientes (que estão começando) de ferrugem ou corrosão devem ser limpos e pintados;
6. As serpentinas devem ser inspecionadas periodicamente para detectar formação de incrustações.

Seleção de Condensadores Evaporativos

Para a seleção de um condensador evaporativo, é necessário:

1. Determinar a capacidade do compressor, ou seja, o calor absorvido pelo evaporador;
2. Determinar a temperatura de bulbo úmido do local da instalação;
3. Calcular a quantidade total de calor a ser dissipado (Fórmula)

$$Q = Q_{cp} + Q_m$$

onde:

Q_{cp} = capacidade frigorífica do compressor (kcal/h)

Q_m = calor do motor do compressor, ou seja,

$$Q_m = 642 \cdot (\text{potência do motor} - \text{BHP}) \quad \text{ou} \quad Q_m = 860 \cdot (\text{kW do motor})$$

4. Após a determinação do valor de Q, deve-se entrar na Tabela 13 para se obter o fator de correção, em função da temperatura de bulbo úmido do local da instalação frigorífica.
5. O fator de correção deve ser multiplicado pelo valor de Q já obtido:
 $Q_{cd} = Q \cdot F_c$
6. Com o resultado Q_{cd} , deve-se entrar em tabelas de dados técnicos para seleção do equipamento.

Tabela 13 – Fatores de correção de capacidade para os gases R-12, R-22 e R-502

Temp. de condensação (°C)	Temperatura de Bulbo Úmido (°C)						
	18	20	22	24	26	28	30
30	1,59	1,85	2,22	2,83	-	-	-
35	1,07	1,18	1,31	1,49	1,70	2,12	2,91
40	0,80	0,85	0,91	0,98	1,09	1,24	1,43

45	0,61	0,64	0,68	0,72	0,77	0,83	0,91
----	------	------	------	------	------	------	------

Condensador a Ar

O condensador a ar (Figura 40) é utilizado para unidades de refrigeração com potência fracionária, e.g., refrigeradores domésticos e comerciais.

Por proporcionarem economia, pois não precisam de tubulação de água como os condensadores resfriados a água, por não tomarem muito espaço e ainda, dependendo da situação, poderem se utilizar apenas da transmissão de calor por convecção natural, são muito utilizados em pequenas e médias instalações. Hoje, com o custo crescente da água e as restrições ao seu uso, a utilização desse tipo de condensador tem sido ampliada para instalações de grande porte.



Figura 40 – Condensadores resfriados a Ar

Evaporadores

Evaporador é a parte do sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado, saindo da fase líquida para a fase gasosa. É chamado, às vezes, de serpentina de resfriamento, resfriador da unidade, serpentina de congelamento, congelador, etc.

Embora o evaporador seja às vezes um dispositivo muito simples, ele é realmente a parte mais importante do sistema. Qualquer sistema de refrigeração é projetado, instalado e operado com o único fim de retirar calor de alguma substância. Como esse calor tem que ser absorvido pelo evaporador, a eficiência do sistema depende do projeto e da operação adequada do mesmo.

A eficiência do evaporador em um sistema de refrigeração depende de três principais requisitos, que devem ser considerados no projeto e seleção do mesmo:

- 1 - Ter uma superfície suficiente para absorver a carga de calor necessária, sem uma diferença excessiva de temperatura entre o refrigerante e a substância a resfriar.
- 2 - Deve apresentar espaço suficiente para o refrigerante líquido e também espaço adequado para que o vapor do refrigerante se separe do líquido.
- 3 - Ter espaço suficiente para a circulação do refrigerante sem queda de pressão excessiva entre a entrada e a saída.

O Processo de Evaporação

Após passar pela válvula de expansão, o fluido refrigerante é admitido no evaporador na forma líquida. Como a pressão no evaporador é baixa, o fluido refrigerante se evapora com uma temperatura baixa. No lado externo do evaporador há um fluxo de fluido a ser refrigerado (água, solução de etileno-glicol, ar, etc.), Figura 41.

Como a temperatura desse fluido é maior que a do refrigerante, este se evapora. Após todo o refrigerante se evaporar, ele sofrerá um acréscimo de temperatura denominado superaquecimento.

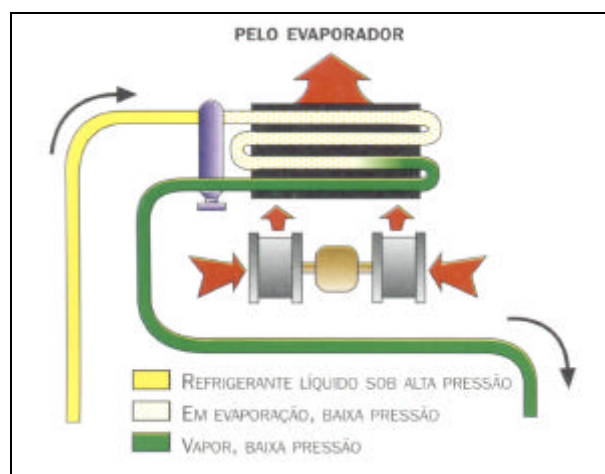


Figura 41 – Funcionamento Evaporador

Classificação dos Evaporadores

Os evaporadores são classificados de várias formas, sendo as mais comuns:

1. Tipo de alimentação do líquido;
2. Superfície de troca de calor.

Segundo o tipo de alimentação do líquido, os evaporadores são divididos em evaporadores “secos” ou “inundados”. O evaporador “inundado” é disposto com um tanque ou tambor compensador localizado acima da serpentina, de modo que o interior do evaporador permaneça inundado com refrigerante. Pode ter ainda duas configurações, com recirculação por gravidade (Figura 42 e Figura 43) ou por bomba (Figura 44).

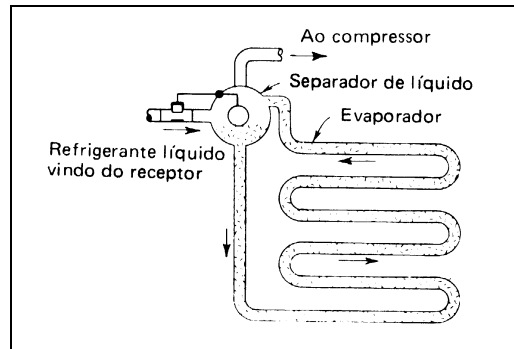


Figura 42 – Evaporador Inundado

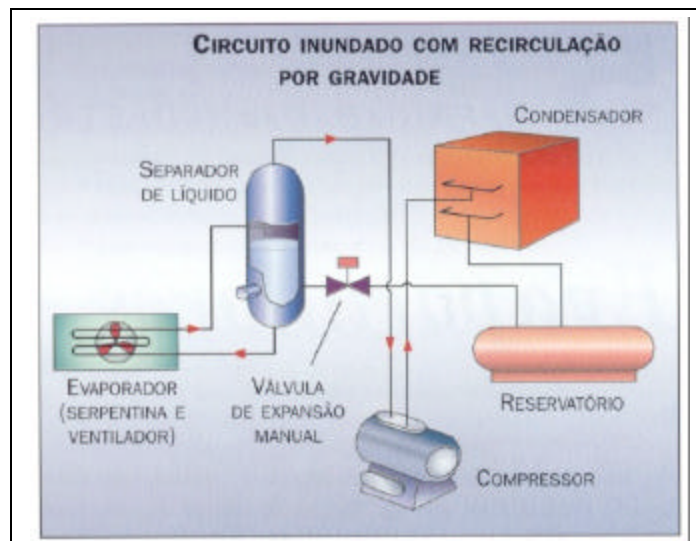


Figura 43 – Circuito inundado com recirculação por gravidade

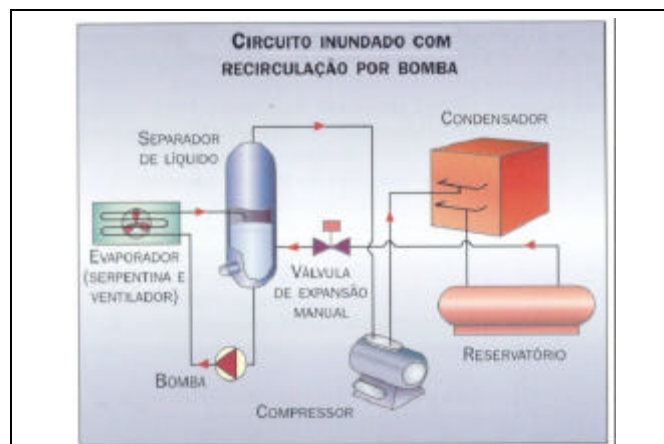


Figura 44 – Circuito inundado com recirculação por bomba

O evaporador “seco” (Figura 45 e Figura 46), título que não esclarece bem o sistema, possui um dispositivo de controle do refrigerante que admite apenas a quantidade de líquido suficiente para que ele seja totalmente evaporado até atingir a saída da serpentina. Todo refrigerante sai da serpentina em estado seco, i.e., como vapor seco.

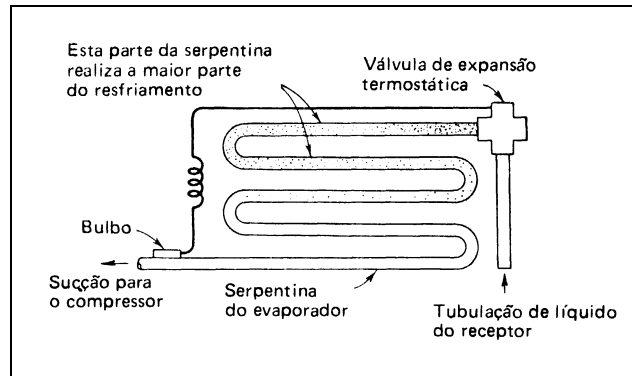


Figura 45 – Evaporador Seco de Superfície Primária

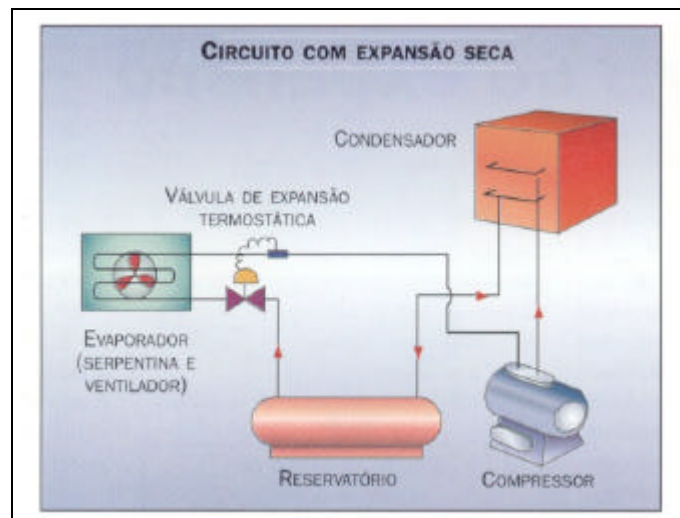


Figura 46 – Circuito com expansão seca

Segundo a superfície de troca de calor, os evaporadores são classificados em evaporadores de “superfície primária” e de “superfície estendida”.

Os evaporadores de superfície primária são feitos apenas de canos ou tubos lisos (Figura 45) e os evaporadores de superfície estendida também são feitos de canos ou tubos lisos mas possuem extensões da superfície feitas de chapas ou placas metálicas ou ondulações fundidas ou usinadas na superfície da tubulação (aletas), Figura 47 e Figura 48.

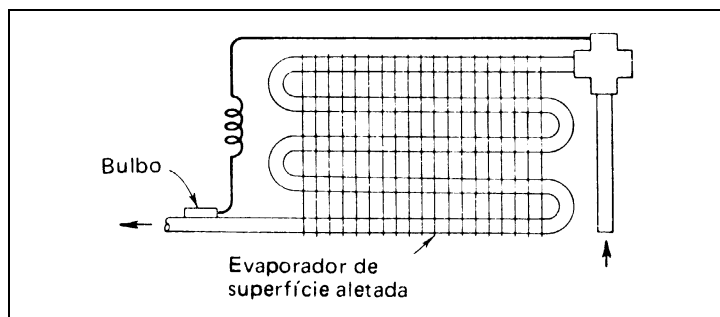


Figura 47 – Esquema de um Evaporador de Superfície Estendida



Figura 48 – Evaporadores de Superfície Estendida

Uma grande vantagem dos evaporadores de superfície estendida é que os mesmos oferecem uma superfície de contato (de troca de calor) com a substância que deve ser resfriada muito maior do que os evaporadores de tubos lisos. São utilizados geralmente para o resfriamento de ar ou outros gases.

Tipos de Evaporadores

Um tipo de evaporador é o evaporador de serpentina de placas. O mesmo é feito de lâminas planas de metal interligadas por curvas de tubo soldadas a placas contíguas. Pode ser feita também de placas rebaixadas ou ranhuras e soldadas entre si, de modo que as ranhuras formem uma trajetória determinada ao fluxo do refrigerante (Figura 49). São mais comumente utilizadas como serpentinas de prateleiras em congeladores. O refrigerante circula através dos canais e o produto a congelar é colocado entre as placas (Figura 50).

Esse tipo de evaporador pode ser produzido pelo sistema Roll-Bond, ou seja:

- tomam-se duas chapas de alumínio, imprime-se nas mesmas canais em grafite com o formato desejado;
- faz-se a união das chapas por caldeamento a 500°C (o caldeamento não ocorre nos pontos onde há grafite);
- os canais são expandidos sob uma pressão de 150 atm, retirando de dentro todo o grafite e deixando o formato dos canais.

Evaporadores de placa construídos em alumínio pelo sistema Roll-Bond tem um Coeficiente Global de Transmissão de Calor (K) entre 5 e 7 kcal/h.cm², tendo ainda um espaço de aproximadamente 30mm entre os canais.

Os evaporadores possuem ainda, junto aos canais, um acumulador de sucção. O acumulador é uma extensão do evaporador que tem como objetivo receber as variações de carga e assegurar que o refrigerante no estado líquido não atinja o compressor. Em um evaporador Roll-Bond, esse acumulador tem a forma de uma colmeia que representa de 15 a 20% do volume do evaporador (Figura 51).

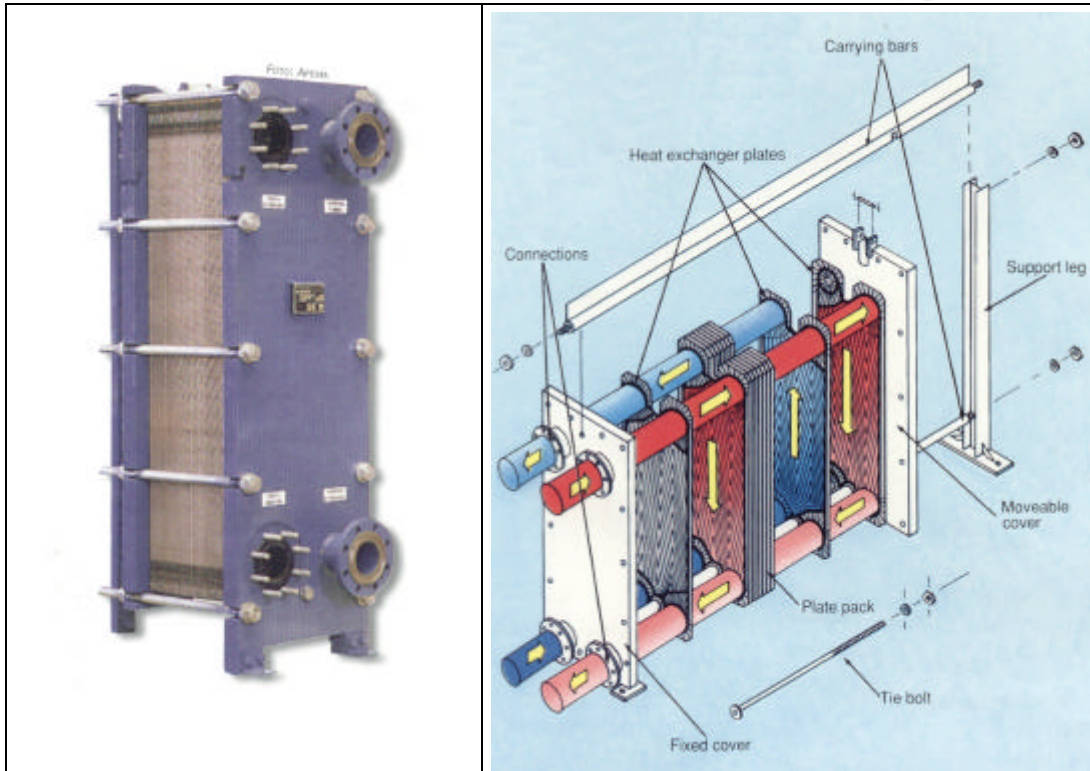


Figura 49 –Evaporadores de Placas



Figura 50 – Evaporadores de Placas Conformadas

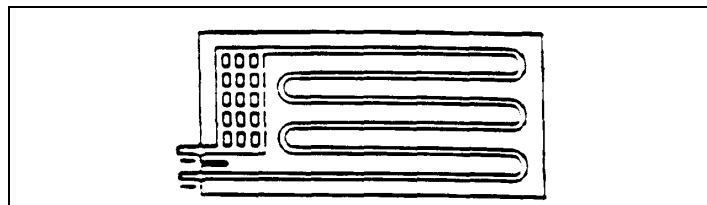


Figura 51 – Evaporador Roul-Bond com acumulador de sucção

Um segundo tipo de evaporadores é o evaporador tubular, Figura 52. O mesmo é utilizado normalmente em ar condicionado e assemelha-se, em aparência, ao

condensador tubular e a outros trocadores de calor. Esse tipo de evaporador é usado para resfriar água, que é, por sua vez, circulada através das unidades de resfriamento do ar. Nesta construção, a água flui pelos tubos do resfriador, ao passo que o refrigerante líquido que circunda a superfície externa dos tubos se evapora ao absorver calor da água.

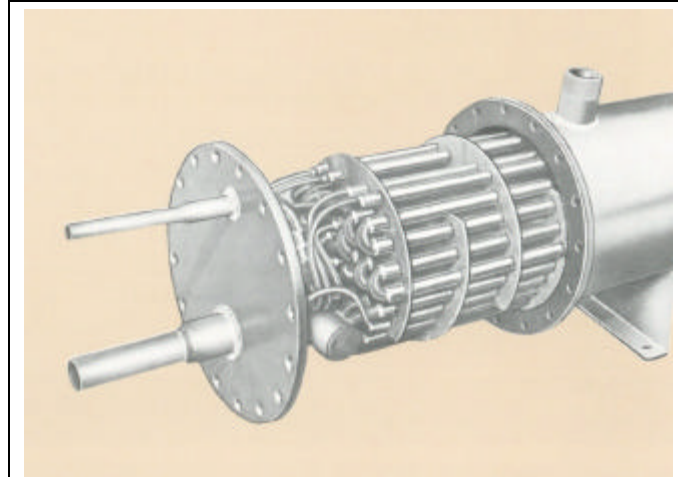


Figura 52 – Evaporador tubular

Um terceiro tipo de evaporador é o evaporador de Baudelot. O mesmo é um evaporador que resfria o líquido até próximo de seu ponto de congelamento. Os modelos primitivos possuíam uma série de tubos, uns por cima dos outros. O líquido a resfriar escorre, numa fina película, por fora dos tubos, e o refrigerante circulava por dentro deles. Os modelos mais modernos utilizam chapas estampadas e corrugadas de aço inoxidável (Figura 53), com as ondulações servindo de passagem para o refrigerante. O aço inoxidável oferece uma superfície higiênica e de fácil limpeza. Além disso, a superfície contínua permite melhor controle da distribuição do líquido. Qualquer congelamento que ocorra não tem efeito sobre a placa.

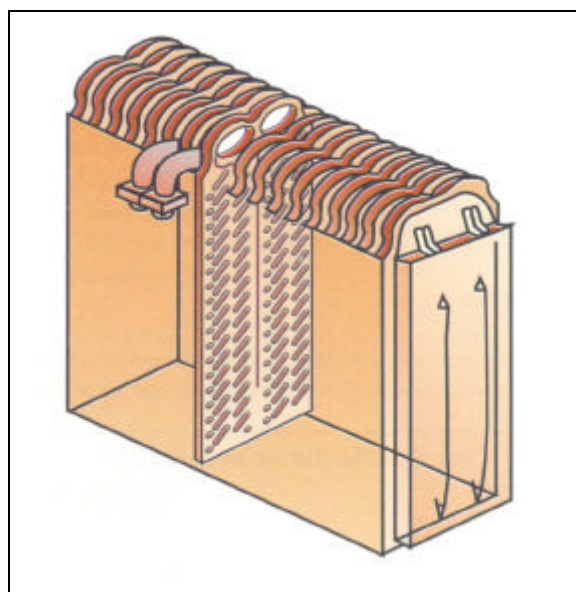


Figura 53 – Evaporador de Baudelot

Sistemas de Expansão Direto e Indireto

Um sistema de serpentina de expansão direta (dx) é um método direto de refrigeração em que o evaporador está em contato direto com o material ou espaço a refrigerar ou se localiza em passagens de circulação de ar que se comunicam com esse espaço. O evaporador de um sistema direto pode incluir qualquer tipo de trocador de calor, como serpentinas de tubos, resfriadores tubulares, serpentinas aletadas ou qualquer dispositivo no qual um refrigerante primário, como amônia, Freon ou dióxido de carbono, seja circulado e evaporado com a finalidade de resfriar qualquer material em contato direto com a superfície oposta do trocador de calor.

Ao contrário desse sistema, está o sistema indireto: o refrigerante é evaporado na serpentina do evaporador, que está imerso em um tanque de salmoura. A salmoura, um refrigerante secundário, é então circulada para as serpentinas das câmaras frigoríficas para resfriá-las, em lugar da serpentina que contém o refrigerante primário.

A distinção entre um sistema de expansão direta e outro sistema qualquer não está no tamanho ou formato do equipamento de transferência de calor, mas no processo de transferência empregado: ou pelo processo de calor latente, através da evaporação do refrigerante primário, ou pelo processo do calor sensível, com um refrigerante secundário (Figura 54).

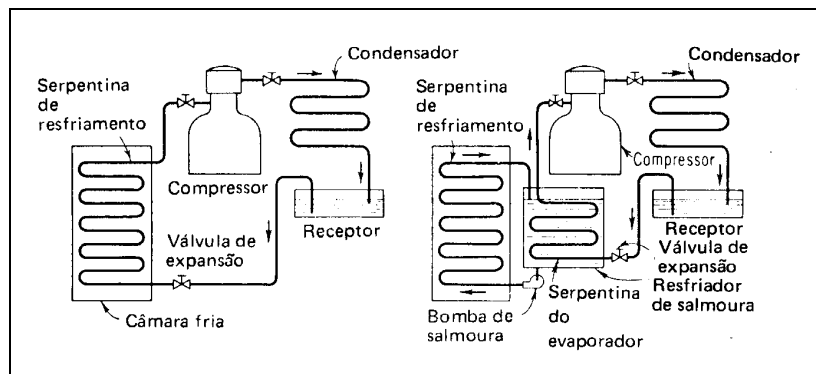


Figura 54 – Comparação do sistema de expansão direta com o indireto

Coefficiente Global de Transmissão de Calor

Os valores do coeficiente global de transmissão de calor (K) podem variar como segue:

Descrição	K (kcal/m ² .h.°C)
Evaporador tubular inundado	244,15 – 732,45
Resfriador de salmoura tubular afogado	146,49 – 488,30
Evaporador de água seco tubular, com Freon nos tubos, água na carcaça	244,15 – 561,55
Evaporador Baudelot, água, inundado	488,30 – 976,6
Evaporador Baudelot, água, seco	292,98 – 732,45
Evaporador de tubo duplo, água	244,15 – 732,45
Evaporador de tubo duplo, salmoura	244,15 – 610,38
Evaporador de serpentina e carcaça	48,83 – 122,08
Evaporador de água, tubular de aspersão	732,45 – 1220,75

Dispositivos de Expansão

Tubo Capilar

Os tubos capilares normalmente são aplicados em sistemas de refrigeração de pequeno porte, como: condicionadores de ar residenciais, refrigeradores domésticos, vitrines para refrigeração comercial, freezers, bebedouros de água, etc.

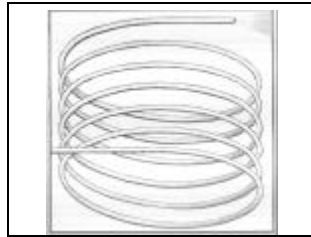


Figura 55 – Tubo Capilar

O capilar, Figura 55, é um dispositivo de expansão e, como tal, tem duas finalidades: reduzir a pressão do refrigerante líquido e regular a quantidade (vazão) da mistura líquido/gás que entrará no evaporador, baseado no princípio de que uma massa de refrigerante no estado líquido passará mais facilmente através de um capilar que a mesma massa de refrigerante no estado gasoso.

Conseqüentemente, se o vapor do refrigerante não condensado entra no capilar, o fluxo de massa será reduzido, permitindo ao refrigerante mais tempo de resfriamento no condensador.

Por outro lado, se refrigerante líquido tende a acumular-se no condensador, a pressão e a temperatura aumentarão, resultando em um aumento do fluxo de massa de refrigerante.

A redução de pressão deve-se à fricção do gás no interior do capilar. A diferença de pressão desejada pode ser obtida combinando-se os valores do diâmetro interno e comprimento do capilar, além da pressão, a vazão também será alterada. Note que quanto maior a fricção maior será a diferença de pressões (condensação → evaporação). Um aumento na fricção pode ser obtido com aumento no comprimento e/ou diminuição no diâmetro interno do capilar. Uma excessiva restrição no capilar ocasionará reduções no fluxo de refrigerante ao evaporador e rendimento do compressor.

Uma vez definido o capilar adequado, são estabelecidos testes para se obter homogeneidade nas suas características durante o fornecimento. A inspeção dimensional se torna cara e ineficiente, visto as variações no diâmetro e rugosidade interna ao longo do comprimento do capilar, que influem em seu desempenho. O teste normalmente usado é a medição da vazão de nitrogênio, submetido a uma pressão predeterminada, através do capilar.

Quando se utiliza o capilar em um sistema de refrigeração, devem ser tomados cuidados adicionais no processamento do sistema. A presença de umidade, resíduos sólidos ou o estrangulamento do componente poderão ocasionar obstrução parcial ou total na passagem do refrigerante através do capilar, prejudicando o desempenho do equipamento. A principal vantagem em sua utilização constitui-se no fato de que, mesmo com a parada do compressor, o refrigerante continua fluindo através do capilar

até a equalização das pressões do lado de alta e de baixa, permitindo a utilização de motor com torque normal de partida.

É importante observar que apesar dos sistemas de refrigeração serem compostos por poucos elementos, estes não atuam isoladamente, alterações em um deles terá reflexos no desempenho do sistema. O capilar é dimensionado para aplicação em condições predeterminadas de operação do sistema, portanto, variações em temperatura de condensação ou carga térmica reduzem a eficiência operacional do mesmo.

A carga de gás refrigerante é fator importante no desempenho do sistema que utiliza tubo capilar, a definição da carga de gás deve ser dentro de limites estreitos. Muitas vezes as conseqüências do excesso ou falta de carga de gás são atribuídas ao capilar, mesmo que ele esteja corretamente dimensionado.

Conseqüências do Dimensionamento de Carga Inadequado

- **Carga insuficiente:** conduzem a baixas temperaturas de evaporação com utilização parcial do evaporador e capacidade frigorífica menor, visto que o retorno do gás será menor que a capacidade de bombeamento do compressor.

- **Carga excessiva:** resultará em pressão de condensação excessiva, sobrecarga do compressor, maior pressão de evaporação e risco de retorno de líquido ao compressor. Em compressores sem capacitor de partida resultará em “não partida” ou abertura do protetor térmico.

Deve-se tomar extremo cuidado no armazenamento dos componentes do sistema. Estes devem ser plugados e somente abertos momentos antes de sua utilização, evitando a obstrução do capilar por resíduos, o que comprometeria o bom funcionamento do sistema.

Na Figura 56 e na Figura 57, relaciona-se duas situações que podem ocorrer a partir de uma seleção de tubo capilar.

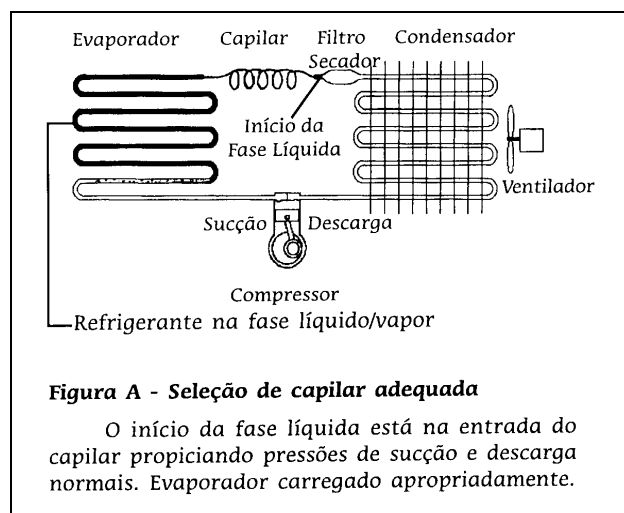


Figura 56 - Primeira situação na seleção de Tubo Capilar

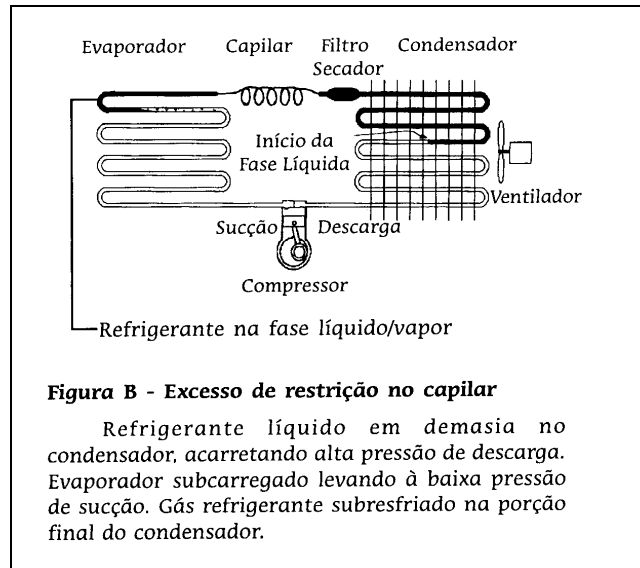


Figura 57 – Segunda situação na seleção de Tubo Capilar

Seleção do Tubo Capilar

Existem estudos aprofundados e softwares para a determinação do tubo capilar, onde se apresentam diversas variáveis para o seu cálculo, concluindo que os valores definitivos do capilar são obtidos por tentativas.

Os trabalhos sobre capilares são concluídos, em sua maioria, com a apresentação de ábacos obtidos a partir de experimentos.

A experiência tem demonstrado que a utilização dos ábacos, permite uma predeterminação de capilares com rapidez e certa exatidão.

Com o mesmo objetivo, o de facilitar a escolha do capilar para um sistema, apresentamos a seguir tabelas de capilares em função da capacidade frigorífica.

Estes capilares deverão ser analisados quando aplicados ao sistema de refrigeração, sendo considerados como ponto de partida para os ensaios. Assim, se um tubo é instalado no sistema com comprimento maior que o necessário e resulta em temperatura de evaporação menor que a desejada, pode-se cortá-lo sucessivamente até a obtenção da condição de equilíbrio do projeto.

Tabela 14 – Seleção de Tubo Capilar para GÁS R-12

Capacidade (BTU/h)	Temperatura de Evaporação (°C)					
	+7,2		-6,7		-23,3	
	L	D	L	D	L	D
200-300	-	-	-	-	3,0	0,6
300-400	-	-	-	-	2,8	0,6
					2,2	0,6
400-500	-	-	3,6	0,7	1,8	0,6
					2,8	0,7
500-600	-	-	3,4	0,7	2,6	0,7
			4,0	0,8	3,4	0,8
600-700	-	-	3,9	0,8	3,2	0,8
			3,6	0,8	2,8	0,8

700-800	-	-	3,4 2,7	0,8 0,8	2,6 2,2	0,8 0,8
800-900	2,9 2,4	0,8 0,8	2,4 2,2	0,8 0,8	1,8 4,9	0,8 1,0
900-1000	2,2 5,0	0,8 1,0	1,8 4,7	0,8 1,0	4,6 4,3	1,0 1,0
1000-1100	4,8 4,4	1,0 1,0	4,5 4,1	1,0 1,0	3,8 3,1	1,0 1,0
1100-1200	4,2 3,6	1,0 1,0	3,9 3,4	1,0 1,0	3,0 2,6	1,0 1,0
1200-1300	3,4 3,1	1,0 1,0	3,2 2,9	1,0 1,0	2,4 5,0	1,0 1,2
1300-1400	3,0 2,6	1,0 1,0	2,7 2,2	1,0 1,0	4,8 4,3	1,2 1,2
1400-1500	2,4 5,2	1,0 1,2	5,4 4,9	1,2 1,2	4,1 3,7	1,2 1,2
1500-1600	4,9 4,6	1,2 1,2	4,7 4,2	1,2 1,2	3,6 3,3	1,2 1,2
1600-1700	4,3 3,9	1,2 1,2	4,0 3,7	1,2 1,2	3,1 2,9	1,2 1,2
1700-1800	3,9 3,6	1,2 1,2	3,6 3,4	1,2 1,2	2,8 2,6	1,2 1,2
1800-1900	3,5 3,2	1,2 1,2	3,3 3,0	1,2 1,2	2,5 2,3	1,2 1,2
1900-2000	3,1 2,8	1,2 1,2	2,9 2,4	1,2 1,2	2,2 2,0	1,2 1,2
2000-2500	2,6 5,3	1,2 1,5	2,2 4,8	1,2 1,5	1,8 3,9	1,2 1,5
2500-3000	5,1 3,6	1,5 1,5	4,6 3,4	1,5 1,5	3,7 2,4	1,5 1,5
3000-4000	3,4 2,2	1,5 1,5	3,2 4,8	1,5 1,8	2,3 3,7	1,5 1,8
4000-5000	2,0 3,4	1,5 1,8	4,6 3,2	1,8 1,8	3,5 4,2	1,8 2,0
5000-6000	3,2 3,6	1,8 2,0	3,0 2,2	1,8 1,8	- -	- -
7000	2,8	2,0	2,4	2,0	-	-
8000	2,9	2,2	2,7	2,2	-	-
9000	2,4	2,2	2,2	2,2	-	-
10000	3,6	2,5	3,0	2,5	-	-
11000	2,8	2,5	2,4	2,5	-	-

L = comprimento em metros (m) **D** = diâmetro interno em milímetros (mm)

CONSIDERAÇÕES

- temperatura de condensação: 54°C
- comprimento de troca de calor entre capilar e sucção: 1,2m
- capilar para sistema com R-134a: como o R-134a possui um efeito refrigerante superior ao R-12, reduz-se o fluxo de massa requerido para uma dada capacidade, Conseqüentemente, o tubo capilar precisa Ter seu diâmetro interno diminuído ou o comprimento acrescido de 10 a 20% em relação ao mesmo capilar usado com R-12,

Tabela 15 - Seleção de Tubo Capilar para GÁS R-22

Capacidade (BTU/h)	Temperatura de Evaporação (°C)			
	+7,2		-6,7	
	L	D	L	D
1400-1600	-	-	5,0	1,0
			4,6	1,0
1600-1800	-	-	4,5	1,0
			3,9	1,0
1800-2000	-	-	3,6	1,0
			3,0	1,0
2000-3000	3,6	1,0	2,8	1,0
	4,2	1,2	3,5	1,2
3000-4000	4,0	1,2	3,3	1,2
	2,3	1,2	5,4	1,5
4000-5000	2,1	1,2	5,2	1,5
	3,6	1,5	3,2	1,5
5000-6000	3,4	1,5	3,0	1,5
	2,4	1,5	2,1	1,5
7000	3,9	1,8	3,3	1,8
8000	2,4	1,8	3,4	2,0
9000	3,3	2,0	-	-
10000	2,4	2,0	-	-
12000	3,6	2,2	-	-
14000	2,2	2,2	-	-
16000	3,0	2,5	-	-
18000	2,1	2,5	-	-

L = comprimento em metros (m) **D** = diâmetro interno em milímetros (mm)

CONSIDERAÇÕES

- temperatura de condensação: 54°C

Tabela 16 - Seleção de Tubo Capilar para GÁS R-502

Capacidade (BTU/h)	Temperatura de Evaporação (°C)	
	-23,3	
	L	D
1000-2000	3,5	1,2
	2,8	1,2
2000-3000	3,0	1,6
	2,3	1,6
3000-4000	3,0	1,8
	2,0	1,8

4000-5000	3,5	2,0
	3,0	2,0

L = comprimento em metros (m) **D** = diâmetro interno em milímetros (mm)

CONSIDERAÇÕES

- temperatura de condensação: 54°C
- Capilar para sistemas com R-404A: como o R-404A possui efeito refrigerante superior ao R-502, reduz-se o fluxo de massa requerido para uma dada capacidade. Conseqüentemente, o tubo capilar precisa ter seu comprimento aumentado de até 15% ou o diâmetro interno diminuído, em relação ao mesmo capilar usado com o R-502.

Válvulas de Expansão

É um dispositivo que tem a função de controlador de maneira precisa a quantidade de refrigerante que penetra no evaporador.

Os principais tipos de válvulas de expansão são:

1. Válvula Manual;
2. Válvula Automática;
3. Válvula de Bóia;
4. Válvula Elétrica;
5. Válvula Termostática.

Válvulas de Expansão Manuais

São válvulas de agulha acionadas a mão, Figura 58. A quantidade de refrigerante que passa através do orifício da válvula depende da abertura da válvula que é ajustável manualmente. Sua maior vantagem é a simplicidade e baixo preço e a sua maior desvantagem é a sua inflexibilidade. É utilizada em grandes sistemas, como válvula de “bypass” (desvio), paralelamente às válvulas automáticas, para assegurar o funcionamento do sistema em caso de falha destas, ou durante consertos. Alguns sistemas de controle de evaporador inundado também usam válvulas manuais para dar carga ao sistema e para controle do nível de líquido. Neste caso, existe uma chave de bóia e uma válvula solenóide como controle preferencial de comando.

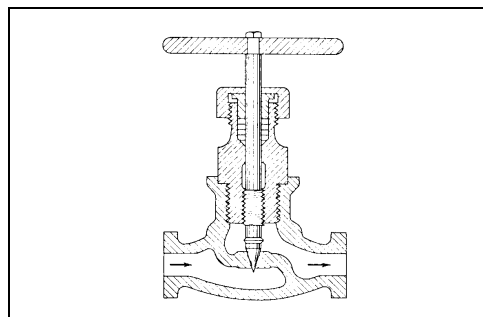


Figura 58 – Válvula de Expansão Manual

Válvulas de Expansão Automáticas

As Válvulas de Expansão Automáticas, Figura 59, se destinam a manter uma pressão de sucção maior e constante no evaporador, independente das variações de carga de calor.

São válvulas de funcionamento muito preciso. Uma vez bem reguladas mantêm praticamente constante a temperatura do evaporador, daí serem utilizadas quando se deseja um controle exato de temperatura.

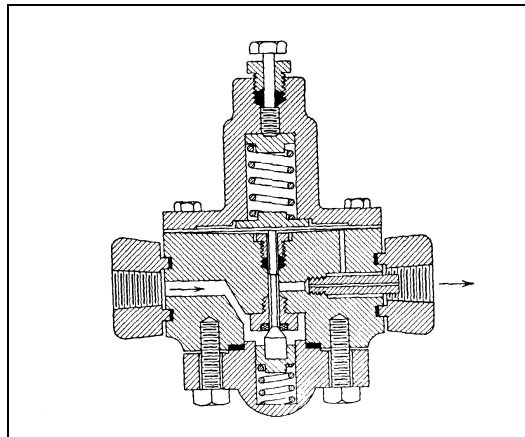


Figura 59 – Válvula de Expansão Automática

Funcionam da seguinte maneira: quando o compressor começa a trabalhar, diminui a pressão do refrigerante no evaporador. Isso faz com que a agulha da válvula se abra, permitindo a entrada de refrigerante no evaporador. Enquanto o compressor está funcionando, a válvula automática mantém uma pressão constante no evaporador. Quando o compressor pára, a pressão do refrigerante no evaporador começa a elevar-se imediatamente. Esse aumento de pressão faz com que a agulha de válvula se feche.

Assim que o compressor deixa de funcionar, é importante que a válvula se feche, para evitar que penetre muito refrigerante líquido no evaporador, pois o mesmo poderia vazar até a linha de sucção. É necessário, portanto, regular a pressão em que a válvula deve se fechar, de acordo com a temperatura em que o compressor se desliga. Isso se faz pelo parafuso de ajuste. Por esse motivo, toda vez que se mudar a regulagem do controle de temperatura, deve-se também ajustar a válvula automática.

Esse tipo de válvula tem seu emprego maior em sistemas em que as cargas são relativamente constantes e em sistemas com uma única serpentina de evaporador. Um dos fabricantes de válvulas utiliza o princípio dos tubos capilares com as válvulas de expansão automáticas, fazendo com que o refrigerante percorra um longo caminho em espiral (semelhante à rosca de parafuso) depois de ultrapassar o assento da válvula, reduzindo, assim, a erosão, a deformação do assento e a tendência de alimentação em excesso sob condições de carga reduzida.

Válvulas de Expansão de Bóia

Existem dois tipos de válvulas de expansão de bóia: 1) válvula de expansão de bóia do lado de baixa pressão e 2) válvula de expansão de bóia do lado de alta pressão.

Válvula de Bóia do lado de Baixa Pressão

Essencialmente, a válvula de bóia do lado de baixa pressão é um recipiente oco, esférico ou com outro formato, ligado por alavancas e articulações a uma válvula de agulha, Figura 60. Ela mantém o líquido no evaporador a um nível predeterminado. Quando o refrigerante é evaporado, o nível de líquido se reduz, baixando a bóia. A articulação de ligação abre a válvula, admitindo mais refrigerante. Então, quando o nível de líquido sobe até o ponto necessário, a bóia é erguida, fechando a válvula de agulha.

Esse tipo de válvula de expansão oferece um controle muito bom, mantendo o nível adequado de refrigerante independentemente de variações de carga, períodos sem carga, condições da carga e outras variáveis de operação. Qualquer número de evaporadores pode funcionar em um mesmo sistema, pois cada válvula flui apenas a quantidade de refrigerante necessária para o seu próprio evaporador.

As válvulas de bóia devem ser escolhidas em função do refrigerante específico que vai ser usado, devido à diferença de densidade entre os diversos refrigerantes. Uma válvula dimensionada para um dos refrigerantes mais pesados, como R-12 ou R-22, precisaria ter uma bóia menor e mais pesada do que a de uma válvula construída para amônia. Além disso, as pressões no sistema durante o descongelamento têm que ser consideradas, pois altas pressões podem levar à implosão da própria bóia.

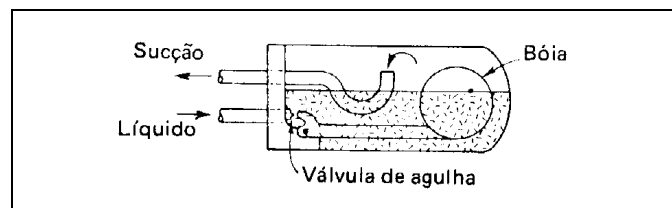


Figura 60 – Válvula de Expansão de Bóia de Baixa Pressão

Tem como principais problemas, vazamentos devidos à corrosão ou falha nas juntas soldadas. A bóia pode implodir em razão de altas pressões, como dito anteriormente. A agulha, o assento ou ambos podem desgastar-se, permitindo o vazamento contínuo de refrigerante. Em ambos os casos, ela permitirá a passagem do refrigerante continuamente e o seu retorno ao compressor. A bóia pode operar de maneira incorreta, devido à ebulição do refrigerante. Nestes casos, o conjunto da bóia é localizado em uma câmara separada.

Válvula de Bóia do lado de Alta Pressão

A válvula de bóia do lado de alta pressão, Figura 61, contém os mesmos elementos da do lado de baixa pressão: a bóia, a transmissão articulada e a válvula de agulha. A diferença em relação à de baixa pressão está em sua localização no lado de alta pressão do sistema e no fato de que a válvula é aberta quando o nível de líquido **augmenta**.

Ela é instalada abaixo do condensador e transfere o refrigerante líquido para o evaporador tão logo ele é condensado, mas não permite a passagem de vapor não condensado. Isto requer que a maior parte da carga de refrigerante no sistema se

localize no evaporador.

Como a válvula de bóia do lado de alta pressão normalmente dá passagem a todo o refrigerante líquido que chega a ela, não seria praticável instalar essa bóia em um sistema de evaporador com circuitos múltiplos em paralelo, pois não haveria maneira de assegurar distribuição adequada do refrigerante.

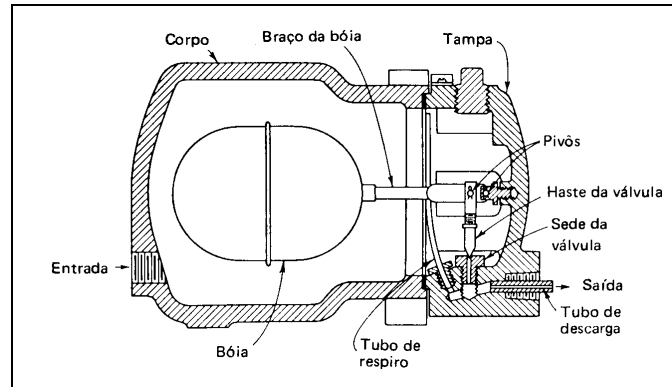


Figura 61 – Válvula de Expansão de Bóia de Alta Pressão

Válvulas de Expansão Elétricas e Eletrônicas

A válvula de expansão elétrica, mostrada esquematicamente na Figura 62, 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 sua resistência elétrica, permitindo uma corrente maior pelo aquecedor instalado na válvula. A válvula é assim aberta, permitindo um maior fluxo de refrigerante.

Uma das aplicações da válvula de expansão elétrica é em bombas de calor, onde a vazão de refrigerante é invertida quando da mudança de resfriamento para aquecimento. Uma vez que o controle é independente das pressões do refrigerante, a válvula pode operar em qualquer sentido.

O ponto de fixação da saturação do refrigerante é controlado pela localização do termistor em pode ser deslocado de um ponto para outro pelo uso de mais de um termistor, que pode ser ligado ou desligado conforme exigência. O termistor pode ser usado para controlar o nível de líquido num acumulador de sucção ou transmissor de corrente, para assegurar o controle do evaporador, inundando-o ou semi-inundando-o com gás de sucção seco que retorna para o compressor.

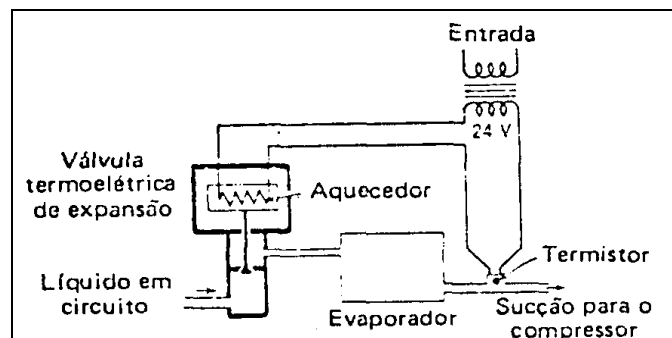


Figura 62 – Esquema da Válvula de Expansão Elétrica

As Válvulas de Expansão Eletrônicas (Figura 63), regulam o fluxo de refrigerante por meio de um microprocessador. Este microprocessador controla superaquecimento por meio de termistor e transdutor. O líquido refrigerante entra a alta pressão pela parte inferior da válvula passando por uma série de orifícios calibrados, uma bucha deslizante abre ou fecha os orifícios, modificando a área de passagem. Um motor de passo controla a bucha deslizante.

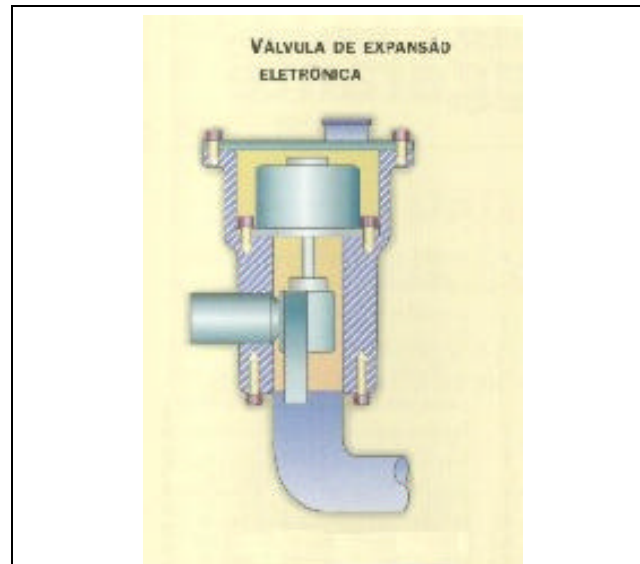


Figura 63 – Esquema da Válvula de Expansão Eletrônica

Válvulas de Expansão Termostáticas

A válvula de Expansão Termostática (também conhecida por Válvula de Expansão Térmica e Válvula de Superaquecimento) é, basicamente, uma válvula de expansão automática com a característica adicional de ter um dispositivo que corrige a quantidade de líquido a ser evaporado na serpentina de modo que esta corresponda à carga no evaporador, Figura 64.

Na mesma, a força necessária para o seu acionamento é obtida do superaquecimento do estado gasoso do refrigerante no evaporador por meio de um sensor de temperatura (também chamado de elemento de “força”) em lugar da mola com parafuso de ajustagem, Figura 65.

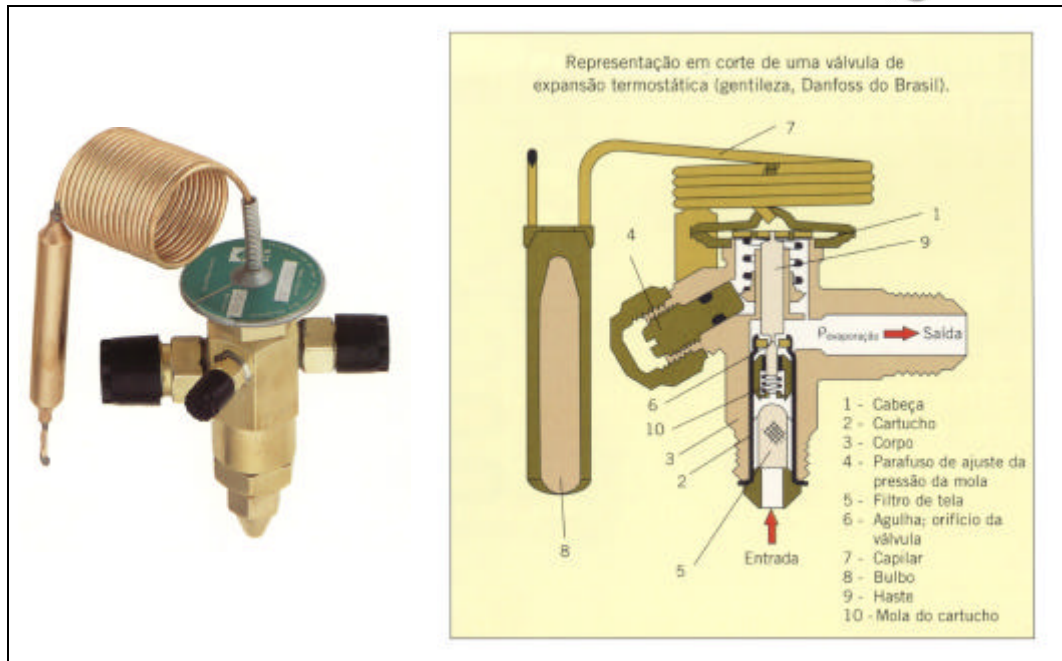


Figura 64 – Válvula de Expansão Termostática com Equalizador Interno

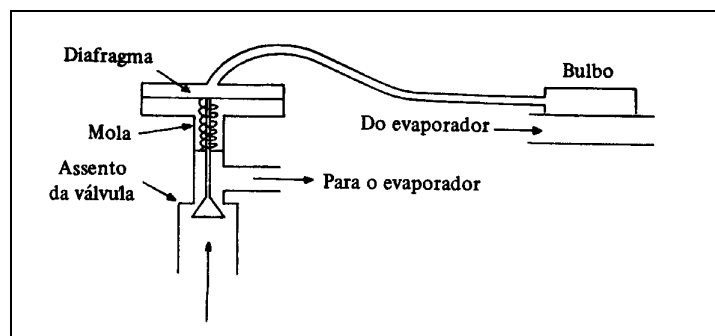


Figura 65 – Princípio de Funcionamento da V. E. Termostática

66. Para explicar o funcionamento da Válvula detalhadamente, utilizaremos a Figura

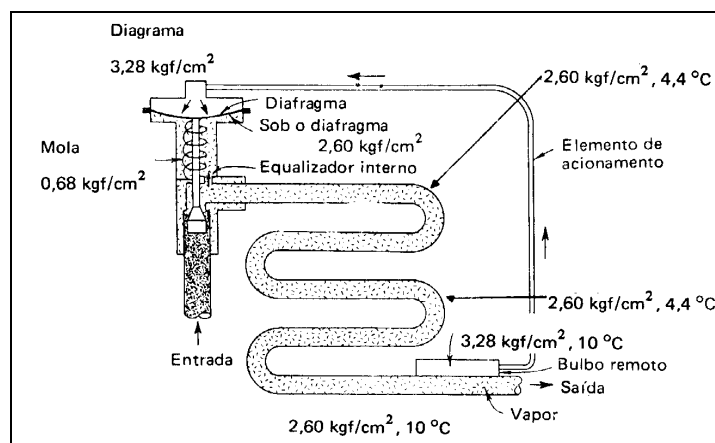


Figura 66 – Exemplo do Funcionamento da V. E. Termostática

Com o evaporador funcionando a $2,6 \text{ kgf/cm}^2$, usando-se refrigerante R-12, a temperatura de saturação é de $4,4^\circ\text{C}$. Enquanto restar algum líquido no evaporador, a temperatura da mistura refrigerante mais gás permanecerá em $4,4^\circ\text{C}$. À medida que a mistura se desloca através da serpentina, sua temperatura aumenta devido à absorção do calor do produto ou do ar que está sendo resfriado. Num ponto próximo à saída da serpentina, onde está localizado o bulbo remoto, a pressão do refrigerante permanece em $2,60 \text{ kgf/cm}^2$; no entanto, a temperatura aumenta até 10°C . O bulbo remoto, em contato íntimo com a linha de sucção, assume a mesma temperatura. Como o bulbo e a tubulação contém fluido com as mesmas características pressão-temperatura do refrigerante usado, a pressão dentro do bulbo remoto e do elemento sensor de temperatura corresponderá à temperatura de 10°C no bulbo remoto, ou seja, $3,28 \text{ kgf/cm}^2$. Esta pressão será exercida no lado superior do diafragma. Contudo, esta força é equilibrada pela pressão no evaporador de $2,60 \text{ kgf/cm}^2$ mais a pressão da mola de $0,68 \text{ kgf/cm}^2$, correspondentes aos $5,6^\circ\text{C}$ de superaquecimento requeridos. Nesta condição, a válvula está em equilíbrio. Qualquer aumento na carga térmica (ou diminuição no refrigerante) aumentará o superaquecimento e a pressão no lado superior do diafragma, fazendo com que ele abra a válvula, admitindo mais refrigerante no evaporador. Uma diminuição na carga ou um aumento no refrigerante reduzirá o superaquecimento e a pressão superior no diafragma, deixando a mola atura a válvula na direção de fechamento. Nas condições de funcionamento, a válvula atinge uma situação de equilíbrio, em que a vazão do refrigerante equilibra a carga térmica.

Observe-se que a maior parte das válvulas de expansão termostática é ajustada na fábrica para um superaquecimento de $5,6^\circ\text{C}$ e dimensionada de modo que seja necessário um superaquecimento adicional de $2,2^\circ\text{C}$ para levar a válvula à posição totalmente aberta. A mola de superaquecimento é ajustável dentro da faixa de $3,3$ a $5,6^\circ\text{C}$. De um modo geral, quanto maior a ajustagem do superaquecimento, tanto mais baixa a capacidade do evaporador, pois uma parte maior da serpentina será usada para criar o superaquecimento necessário à atuação da válvula.

O superaquecimento deve ser ajustado para dar passagem ao refrigerante em quantidade suficiente para aproveitar a superfície do evaporador sem permitir que o refrigerante líquido atinja o compressor.

Válvula de Expansão Termostática com Equalizadores

A Figura 64 mostra uma válvula de expansão termostática com equalizador interno e a Figura 66 e a Figura 68 com equalizador externo.

Equalizador é uma abertura ou conexão feita para que a pressão do evaporador seja transmitida à parte inferior do diafragma. Os equalizadores podem ser de dois tipos: Externos ou Internos. Quando a serpentina do evaporador é relativamente curta e a queda de pressão ao longo dela é pequena, recomenda-se o uso de um equalizador interno. Geralmente, se a queda de pressão ao longo da serpentina passa de $0,35 \text{ kgf/cm}^2$, nas condições de plena carga, deve-se usar um equalizador externo para assegurar a capacidade total da serpentina. Uma comparação entre equalizador interno e externo é dada na Figura 67.

Observe-se que a conexão da extremidade da linha do equalizador externo correspondente à válvula deve ser feita no conector existente no próprio corpo da válvula, Figura 64. A outra extremidade da linha deve ser conectada à linha de sucção,

num ponto além de qualquer tomada de sucção.

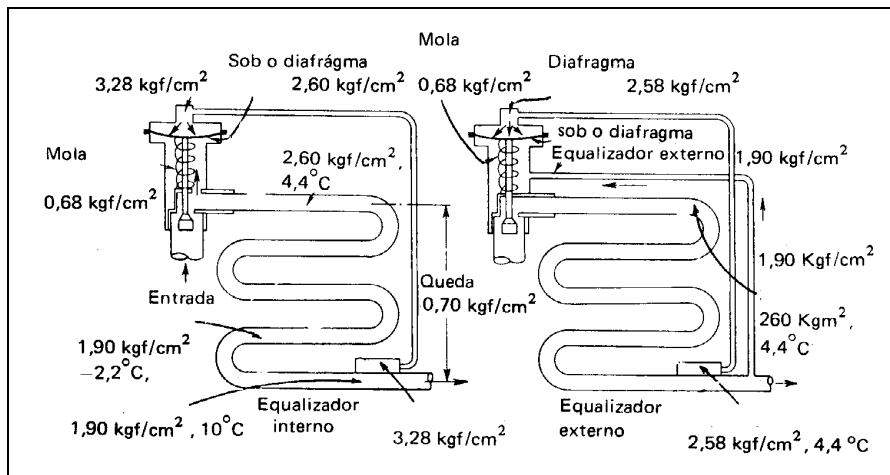


Figura 67 – Comparação do equalizador interno com o externo

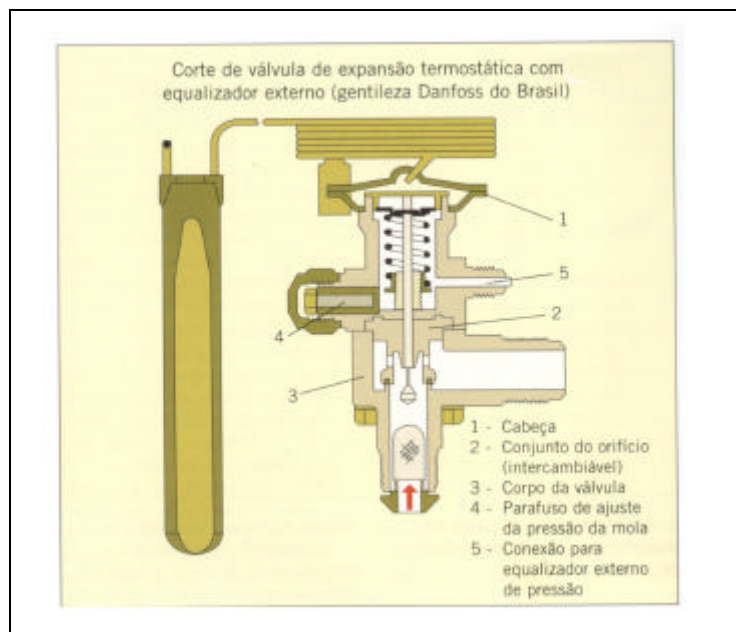


Figura 68 – Válvula de Expansão com equalizador externo

Finalmente, para se escolher uma válvula de expansão termostática correta, deve-se conhecer as condições sob as quais ela irá funcionar. Estas são:

1. Carga ou toneladas de refrigeração;
2. Tipo e tamanho das conexões de entrada e saída;
3. Diferencial de pressão na válvula, em funcionamento normal;
4. Possível necessidade de um equalizador externo;
5. Refrigerante usado no sistema.

Conhecidas todas essas condições, a válvula, com a capacidade necessária, pode

ser escolhida em um catálogo. Os catálogos de fabricantes mostram geralmente a capacidade de refrigeração associada à vazão que a válvula pode manter. Para proporcionar uma reserva de capacidade, a maioria dos fabricantes apresenta uma capacidade de refrigeração de aproximadamente 75% da proporcionada pela vazão máxima da válvula.

A vazão depende da diferença de pressão através da válvula. A vazão para uma válvula completamente aberta pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$\dot{m}_f = A.C.\sqrt{2.\rho.\Delta P} \quad (\text{kg/s})$$

onde **A** é a área do orifício da válvula (m²), **C** é uma constante empírica que depende da razão entre o diâmetro do orifício e do diâmetro de entrada da válvula, **ΔP** é a diferença de pressão entre a entrada e a saída do refrigerante (Pa) e **ρ** é a massa específica do refrigerante ao entrar na válvula.

Embora o refrigerante que deixa a válvula de expansão seja uma mistura de líquido e vapor, a equação dada acima se aplica somente ao líquido, uma vez que o processo de vaporização inicia-se após a passagem pela válvula.

A válvula de expansão termostática deve operar em uma faixa de temperatura de vaporização bastante larga. Assim, uma válvula de baixa temperatura de vaporização, e.g., não deve somente controlar a vazão de refrigerante na temperatura do projeto, como também deve alimentar o evaporador convenientemente durante os períodos transitórios de redução de temperatura do sistema.

A Figura 69 mostra o comportamento da capacidade frigorífica de uma válvula de expansão termostática típica, em função da temperatura de condensação e vaporização.

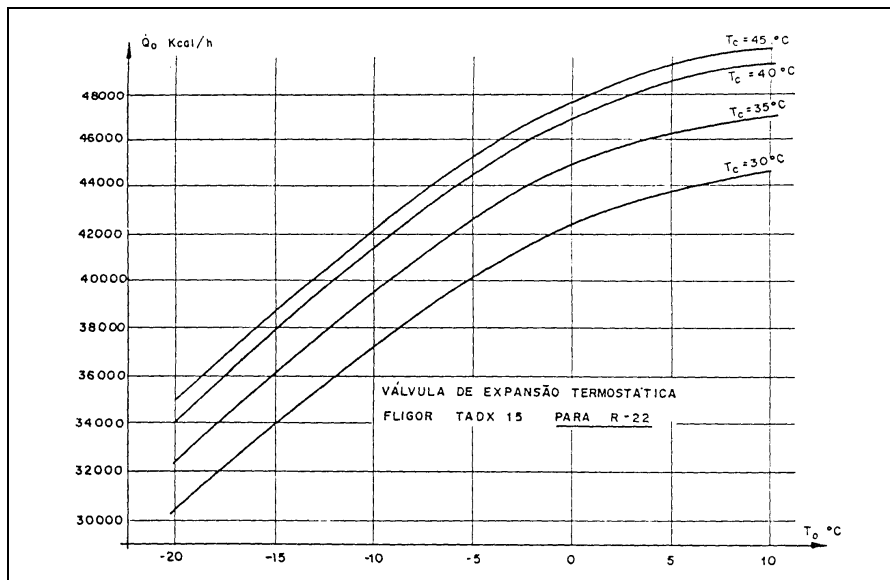


Figura 69 – Capacidade Frigorífica da Válvula Termostática Fliglor TADX-15

Compressores

O compressor é o coração do sistema de compressão de vapor. É usado por uma única razão: recuperar o líquido expandido para que ele possa tornar a ser usado inúmeras vezes (fechando o ciclo). Se um reservatório de amônia fosse expandido na serpentina de resfriamento e descarregado na atmosfera, o efeito refrigerante seria o mesmo, mas:

- 1º) seria preciso repor o reservatório cada vez que se esgotasse;
- 2º) como a amônia é um refrigerante de alta toxicidade e inflamabilidade, ocorreriam problemas de intoxicação de pessoas e/ou incêndios nas proximidades da instalação;
- 3º) o custo de funcionamento do sistema seria demasiadamente elevado.

Os principais tipos de compressores frigoríficos são, Figura 70:

- 1) Compressor Alternativo (de êmbolo);
- 2) Compressor de Parafuso;
- 3) Compressor de Palheta ;
- 4) Compressor Centrífugo e
- 5) Compressor Scroll.

O *Compressor Alternativo* compreende uma combinação de um ou mais conjuntos de pistão e cilindro. O pistão se desloca em movimento alternativo, aspirando o gás num curso, comprimindo e descarregando-o no curso de retorno.

O *Compressor Rotativo de Parafuso* é um outro tipo de unidade de deslocamento positivo. Foi usado pela primeira vez em refrigeração em fins da década de 1950, mas está ganhando terreno rapidamente, em virtude de sua relativa simplicidade. Basicamente ele consiste em duas engrenagens helicoidais ajustadas entre si, sendo uma delas macho e a outra fêmea, num invólucro estacionário com aberturas de sucção e descarga. Para tornar estanques as roscas, na maioria dos projetos, é bombeado óleo através do compressor, junto com o refrigerante.

O *Compressor Rotativo de Palhetas Deslizantes* é uma unidade de deslocamento positivo, i.e., aprisiona o gás em volume determinado, comprime-o girando dentro de um cilindro, com palhetas deslizantes forçadas contra a parede de cilindro. Quando o espaço entre duas das paletas passa em frente à abertura de sucção, o volume de gás aprisionado é grande. À medida que se desloca em torno do cilindro, este espaço vai se tornando menor, sendo assim o gás comprimido até a pressão máxima, quando é descarregado do cilindro pela tubulação de descarga.

No *Compressor Centrífugo*, o gás passa sucessivamente por cilindros, conferindo-lhe estágios, necessários para aumentos parciais de pressão até atingir a pressão de descarga requerida.

No *Compressor Scroll*, o gás passa por entre duas espirais, sendo uma fixa e outra móvel. De acordo que a espiral se movimenta o gás aprisionado é levado para o centro das espirais, aumentando gradativamente a sua pressão até a saída.

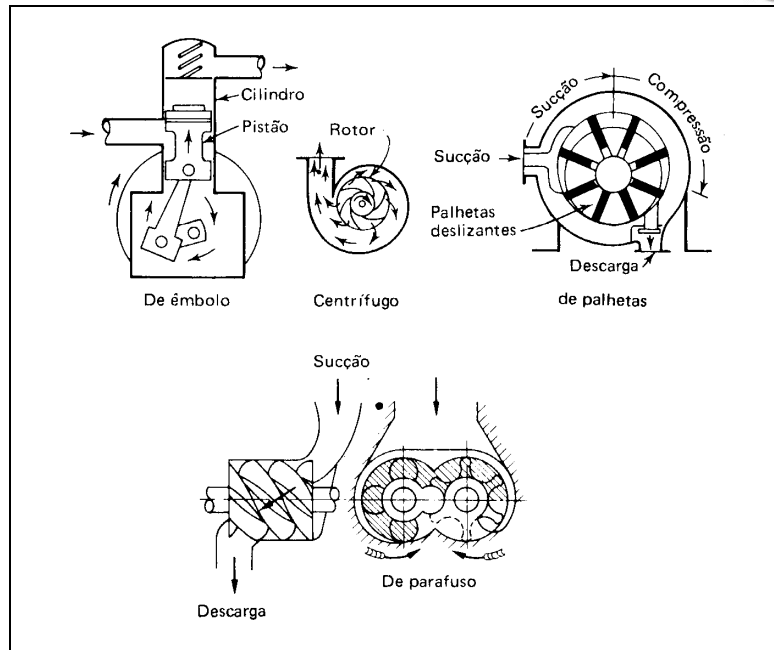


Figura 70 – Tipos de Compressores Frigoríficos

Podem se divididos ainda pela Pressão de Evaporação:

- 1 - Baixa Pressão;
- 2 - Média/Alta Pressão;
- 3 - Pressão Comercial.

A Tabela 17 apresenta as faixas de aplicação e seus limites.

Tabela 17 – Faixa de Aplicação de Compressores

Faixa de Aplicação	Temperatura de Evaporação
Baixa Pressão de Evaporação (LBP)	-34,4 a -12,2°C
Média/Alta Pressão de Evaporação (MBP/HBP)	-15,0 a +12,8°C -20,0 a +10,0°C
Pressão Comercial de Evaporação (CBP)	-17,8 a +10,0°C
Alta Pressão de Evaporação/Condicionador de Ar (HBP/AC)	0,0 a +12,8°C

O uso de um compressor fora da sua faixa de aplicação pode resultar nas seguintes conseqüências:

- Perda de rendimento;
- Superaquecimento;
- Alto consumo de energia;
- Redução drástica da vida útil e
- Perda da capacidade de partida.

Compressores Alternativos

Os compressores alternativos foram os primeiros a ser utilizados comercialmente em refrigeração industrial. Apesar disso, este tipo de compressor vem sendo aprimorado, e não se pode considerá-lo um tipo antiquado de compressor. Acompanhando as tendências apresentadas pelas máquinas rotativas, a rotação destes têm aumentado durante os últimos 20 anos, a rotação variou de 120 a 180 rpm nos primeiros compressores até rotações da ordem de 3000 rpm nos compressores mais modernos.

Divididos em Compressores **Abertos**, **Semi-Herméticos** e **Herméticos**, os compressores alternativos são o elemento fundamental na indústria de refrigeração.

Compressores Alternativos Abertos

São aqueles em que o eixo de acionamento sai da carcaça para se acoplar um motor de acionamento (elétrico ou de combustão), Figura 71. São normalmente utilizados para altas potências de refrigeração.

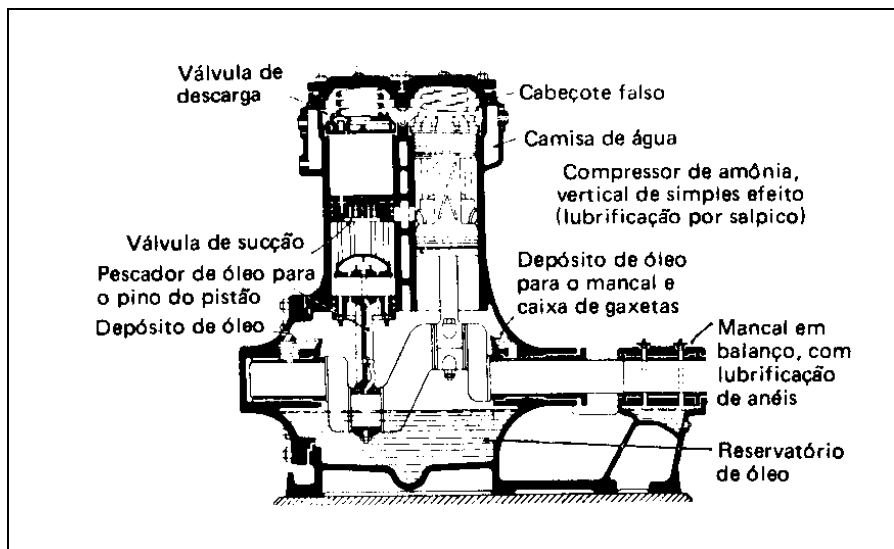


Figura 71 – Compressor Alternativo Aberto

Compressores Alternativos Semi-Herméticos

São compressores de potência intermediária. Têm uma carcaça única mas apresentam o cabeçote removível, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos

do compressor, Figura 72 e Figura 73. O motor elétrico não é externo, está acoplado dentro do compressor. Como não tem ponta de eixo, também não possui volante. Eliminando as correias de ligação com o motor externo (compressores abertos), proporciona uma economia de 6% no consumo de energia, sendo que a condição de trabalho do compressor melhora pois o mesmo é resfriado pelo próprio fluido do sistema.

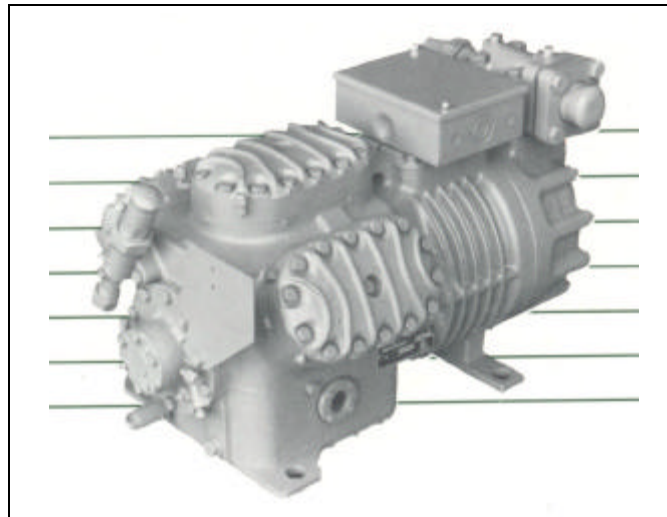


Figura 72 – Compressor Alternativo Semi-Hermético

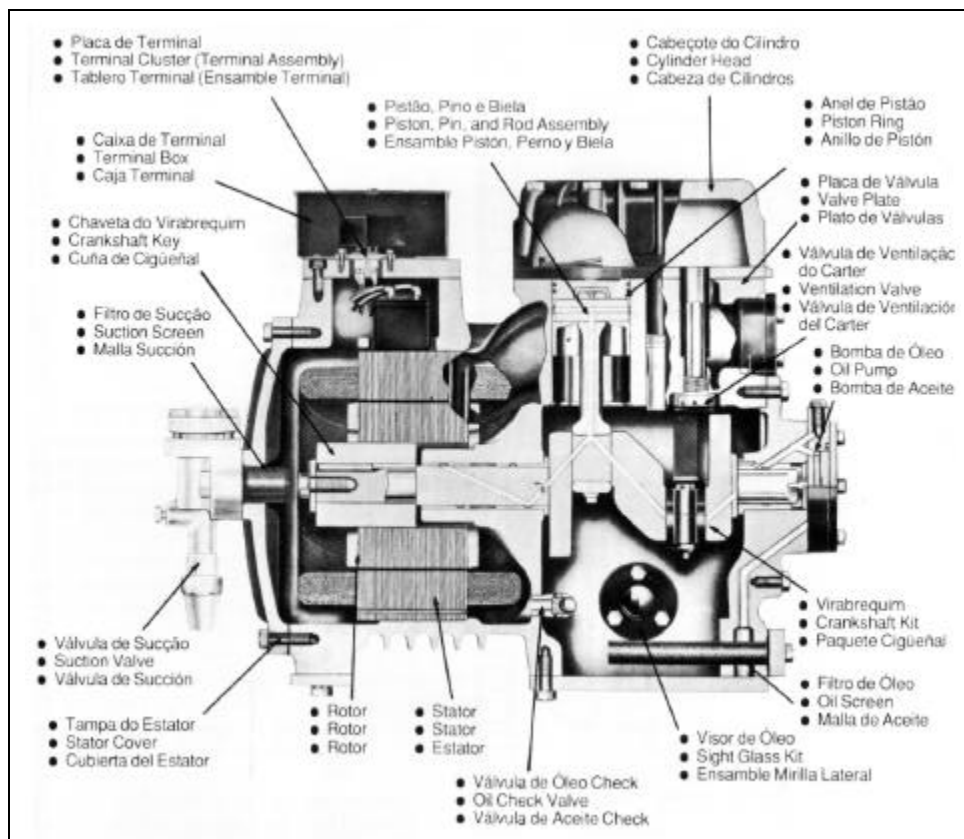


Figura 73 – Compressor Alternativo Semi-Hermético em Corte

Compressores Alternativos Herméticos

São normalmente de pequena capacidade e tanto o motor de acionamento (elétrico) como o compressor são encerrados dentro de um único invólucro. Tem como grande vantagem o não vazamento de refrigerante através da ponta de eixo, como pode ocorrer com os compressores abertos, pois não possuem parafusos. Não existe assim a possibilidade de acesso aos componentes internos para o caso de manutenção, devido a isso, são descartáveis, ou seja, em caso de queima a única solução é a substituição total do equipamento.



Figura 74 – Compressor Alternativo Hermético

O Processo de Compressão

Normalmente se entende por compressão as três fases pelas quais o refrigerante passa dentro do cilindro do compressor. São elas:

1. Admissão;
2. Compressão e
3. Descarga.

Admissão (ou Sucção)

Quando o pistão começa um movimento descendente, a válvula de sucção se abre. O aumento do volume interno do cilindro cria uma “depressão” (a pressão interna do cilindro diminui), que faz com que o gás do lado de baixa preencha todo o cilindro. A admissão acaba quando o pistão inicia o movimento ascendente, Figura 75.

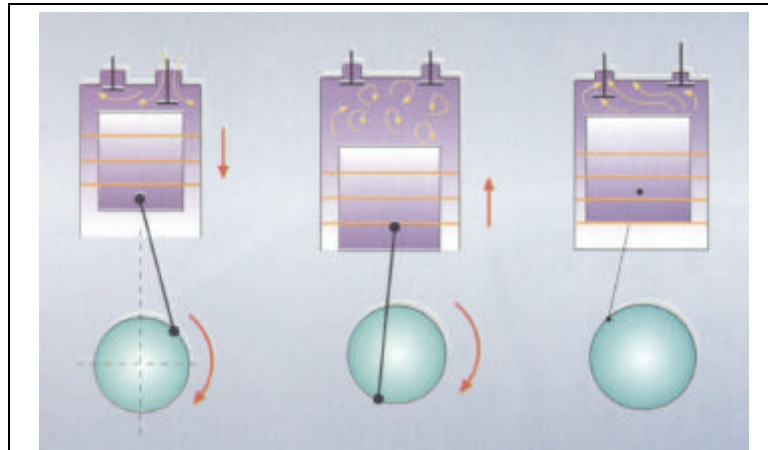


Figura 75 – Movimento do Pistão do Compressor

Compressão

Ao iniciar o movimento ascendente, o pistão faz com que a pressão suba ligeiramente, o que fará com que a válvula de sucção se feche. O gás dentro do cilindro ficará confinado e, com a subida do pistão, haverá um aumento de pressão e temperatura devido à diminuição do volume do gás.

O pistão continuará a subir e a compressão só se encerrará no momento em que a pressão dentro do cilindro atingir o ponto de abertura das molas que até então mantinham a válvula de descarga fechada.

Descarga

Com a pressão interna sendo maior que a das molas da válvula de descarga, esta se abre permitindo o escoamento do gás (a alta pressão e temperatura) para a câmara de descarga do compressor. Este processo tem início pouco antes do fim do movimento ascendente do pistão e termina quando se inicia o movimento descendente.

Volume Nocivo

Volume Nocivo ou Espaço Nocivo é o espaço entre a face do pistão e a placa da válvula de descarga no ponto morto superior do curso. Esta folga deve ser a menor possível, de modo a forçar o vapor de refrigerante comprimido a passar pela válvula de descarga. Qualquer vapor remanescente irá se expandir novamente no curso de sucção, enchendo parcialmente o cilindro e reduzindo o seu volume efetivo, i.e., a eficiência volumétrica do compressor.

Eficiência Volumétrica (h_v)

A eficiência volumétrica é um parâmetro básico na análise do desempenho dos compressores alternativos. A eficiência volumétrica devida ao volume nocivo é chamada “Eficiência Volumétrica Teórica” é representada pelo símbolo η_v . A eficiência volumétrica real é aquela que associa todos os efeitos e é representada pelo símbolo η_{VR} .

Na Figura 76 está representado um ciclo teórico completo de compressão. Usando esta figura, pode-se deduzir uma expressão para a eficiência volumétrica teórica em função das propriedades termodinâmicas do refrigerante e das características construtivas do compressor.

Da definição de eficiência volumétrica, têm-se:

$$h_v = \frac{V_1 - V_4}{V_c} = \frac{V_1 - V_0 + V_0 - V_4}{V_c}$$

$$h_v = \frac{V_1 - V_0}{V_c} + \frac{V_0 - V_4}{V_c}$$

$$h_v = \frac{V_c}{V_c} + \frac{V_0 - V_4}{V_c}$$

$$h_v = 1 + \frac{V_0 - V_4}{V_c}$$

$$h_v = 1 - \frac{V_0}{V_c} \left(\frac{V_4}{V_0} - 1 \right)$$

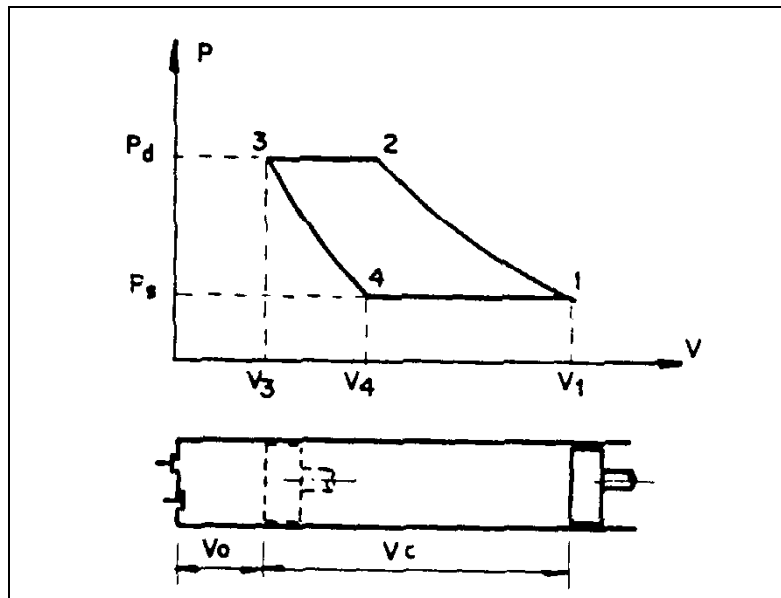


Figura 76 – Diagrama indicado teórico de um ciclo completo de Compressão - Admissão

Para um processo de expansão isentrópico (teórico), a razão:

$$\frac{V_4}{V_0} \cong \frac{v_s}{v_D} \quad \text{onde } S \equiv \text{sucção e } D \equiv \text{descarga.}$$

Assim, têm-se:

$$h_v = 1 - \frac{V_0}{V_C} \left(\frac{v_s}{v_D} - 1 \right)$$

ou ainda, considerando-se a expansão isoentrópica, em que:

$$P_4 \cdot v_4^k = P_0 \cdot v_0^k$$

têm-se:

$$h_v = 1 - \frac{V_0}{V_C} \left(\left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{1/k} - 1 \right)$$

onde:

V_0 – volume nocivo;

V_C – volume da cilindrada do compressor;

P_D – pressão absoluta de descarga;

P_S – pressão absoluta de sucção do compressor e

k – expoente da politrópica.

O volume deslocado (V_D) pode ser calculado considerando-se as características do compressor, ou seja:

$$V_D = \frac{p \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot Z \cdot i \cdot N \cdot 60 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

onde:

D – diâmetro do cilindro (m);

L – curso do êmbolo (m);

Z – número de cilindros do compressor;

i – indica o efeito $i=1$ simples efeito, $i=2$ duplo efeito;

N – número de rotações do compressor (rpm);

60 – fator de conversão de rpm para rph

A eficiência volumétrica real (η_{VR}) leva em consideração:

- os efeitos de variação e temperatura do refrigerante ao entrar no cilindro (λ_T);
- a variação de pressão que ocorre quando o refrigerante passa através da válvula de admissão (λ_P) e
- as fugas de refrigerante através das válvulas de admissão e descarga do compressor (λ_F).

Matematicamente a eficiência volumétrica real pode ser expressa pela seguinte equação:

$$h_{VR} = h_v \cdot I_T \cdot I_P \cdot I_F$$

onde os coeficientes λ tem valores entre:

$$0,90 \leq \lambda_T \leq 0,95$$

$$0,93 \leq \lambda_P \leq 0,97$$

$$0,95 \leq \lambda_F \leq 0,98$$

Considerando estes valores para os coeficientes λ pode-se escrever:

$$0,79\eta_v \leq \eta_{VR} \leq 0,90\eta_v$$

Capacidade Frigorífica do Compressor

A capacidade Frigorífica de um compressor depende da quantidade de fluido refrigerante que está sendo deslocado. Esta quantidade vai depender dos seguintes parâmetros:

1. Quantidade de Cilindros: os compressores alternativos normalmente são encontrados em 4, 6, 8, 12 e 16 cilindros; quanto mais, maior a capacidade.
2. Rotação: quanto maior a rotação a capacidade aumentará proporcionalmente. Pode-se usar acoplamento direto do compressor com o motor (no máximo 1800rpm) ou utilizar um sistema de redução de correias e polias.
3. Dimensões do Cilindro: a cada volta do virabrequim, um determinado volume de refrigerante é deslocado. Aumentando esse volume, é aumentada a capacidade do compressor. Assim existem compressores com diâmetros e cursos variados, para atender às diversas capacidades necessárias aos diferentes tipos de instalações.

O compressor frigorífico, por si só, não possui qualquer capacidade frigorífica, mas sim uma capacidade de deslocar uma dada massa de refrigerante. Este fluxo de massa deslocado pelo compressor em um sistema frigorífico será convertido em capacidade frigorífica pelo evaporador do sistema.

O fluxo real de massa que um dado compressor pode deslocar é calculado pela seguinte equação:

$$\dot{m} = V_D \cdot \frac{h_{VR}}{v_1} \text{ (kg/h)}$$

onde:

V_D – volume deslocado pelo compressor (m^3/h);

v_1 – volume específico do refrigerante à entrada do compressor (m^3/kg).

Conhecendo-se o fluxo real de massa que o compressor pode deslocar, a capacidade frigorífica do compressor é facilmente determinada para uma dada condição de operação, ou seja:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_1 - h_4)$$

Normalmente os fabricantes de compressores frigoríficos apresentam a capacidade frigorífica do compressor na forma de tabelas (ou gráficos) em função da temperatura de condensação (t_c) e de vaporização (t_0) para uma dada temperatura de admissão.

A Figura 77 e a Tabela 18 são exemplos da apresentação da capacidade frigorífica de compressores.

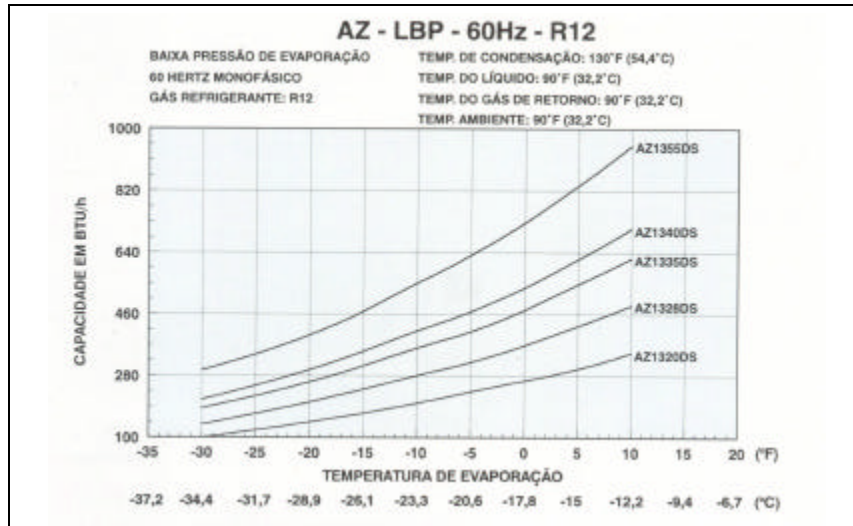


Figura 77 – Capacidade Frigorífica do compressor Sicom AZ, baixa pressão de evaporação (LBP), com $T_c = 54,4$ °C

Tabela 18 – Apresentação da Capacidade Frigorífica de Compressores

Aplicação em Baixa Pressão de Evaporação (LBP)

MODELO DO COMPRESSOR	GÁS REFRIGERANTE	REFERÊNCIA COMERCIAL (HP)	CILINDRADA (CM ³ /REV)	CAPACIDADE FRIGORÍFICA NOM. (Btu/h)	
				60 Hz	50 Hz
AZ 1320 DS	R-12	1/16	2,23	200	170
AZ 1328 DS	R-12	1/12	2,95	280	250
AZ 1335 DS	R-12	1/10	3,60	360	310
AZ 1340 DS	R-12	1/8	4,00	410	360
AZ 1355 DS	R-12	1/6	5,59	550	475
AE 1332 AS	R-12	1/10	4,04	330	280
AE 1336 AS	R-12	1/8	4,49	375	330
AE 1343 AS	R-12	1/6	5,47	450	390
AE 1360 AS	R-12	1/5	7,55	650	560
AE 1380 AS	R-12	1/4	8,85	852	710
AE 1410 AS	R-12	1/3	9,41	1050	872
AE 1411 DS	R-12	1/3	12,04	1075	920
AE 1413 AS	R-12	1/3	14,17	1300	1083
AE 2380 AS	R-12	1/4	8,85	852	710
AE 2410 AS	R-12	1/3	12,04	1050	872
AE 2413 AS	R-12	1/3	14,17	1300	1083
AE 2415 AS	R-12	1/2	16,08	1525	1375
AE 2411 JS	R-502	1/3	6,60	1097	911
AE 1370 VS	R-12	1/5	6,90	740	650
AE 1390 VS	R-12	1/4	8,10	880	775
AE 1410 VS	R-12	1/3	9,41	1060	932
AE 1370 W	R-12	1/5	6,90	740	650
AE 1390 W	R-12	1/4	8,10	880	775
AE 1410 W	R-12	1/3	9,41	1060	932
TP 1370 AS	R-12	1/5	5,14	710	610
TP 1375 AS	R-12	1/5	5,65	780	670
TP 1390 AS	R-12	1/4	6,53	920	790
TP 1410 AS	R-12	1/3	7,28	1050	900
TP 1412 AS	R-12	1/3	8,37	1170	1003
AKL 19 AS	R-12	1/2	18,80	1680	1400
AKL 26 AS	R-12	3/4	26,00	2200	1833
AKL 19 JS	R-502	3/4	18,80	3000	2500
AKL 26 JS	R-502	1	26,00	4200	3500

Compressores SICOM (R-12, R-22 e R-502)

Eficiência de Compressão (h_c)

A eficiência de compressão é definida como sendo a razão entre a potência teórica necessária ao compressor (\dot{W}_c), para realizar o processo de compressão do refrigerante em um dado ciclo (processo 1- 2), e a potência real consumida no eixo do compressor para realizar o ciclo real entre a mesma diferença de pressão.

Matematicamente temos:

$$h_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{\text{eixo}}}$$

A eficiência de compressão varia para cada compressor. Para compressores alternativos abertos, a eficiência varia de 65 a 70% dependendo do compressor. Assim, através da equação dada acima, pode-se estimar a potência que será consumida por um

dados compressor operando em um dado ciclo.

Influência do Superaquecimento na Capacidade Frigorífica

A forma mais adequada para se mostrar a influência da temperatura de admissão na capacidade frigorífica do compressor é considerar um exemplo. Seja um compressor Coldex-Fligor 4P. Faremos uma análise da capacidade variando a temperatura de sucção para um sistema que trabalha com temperatura de condensação de 40°C e temperatura de vaporização de 0°C e indicaremos na Figura 78 e na Figura 79.

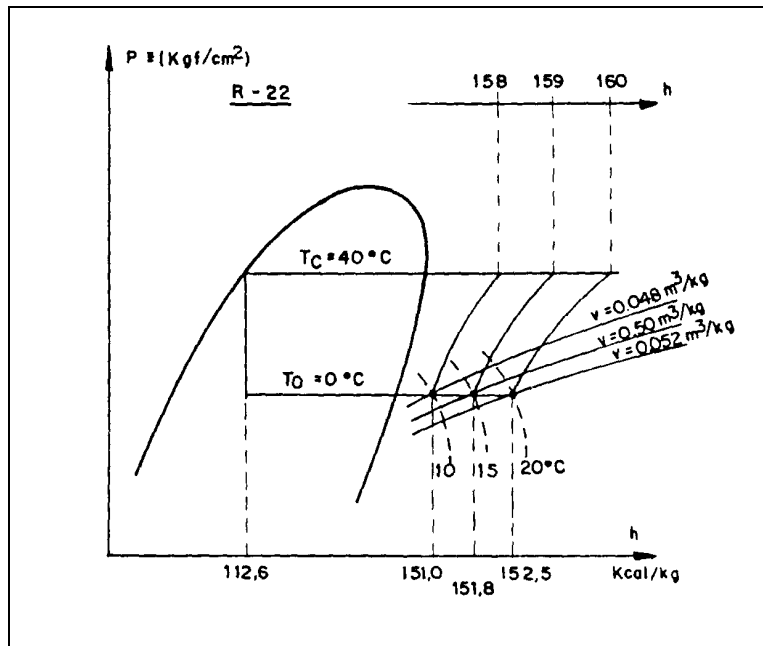


Figura 78 – Ciclo frigorífico indicando diversos superaquecimentos

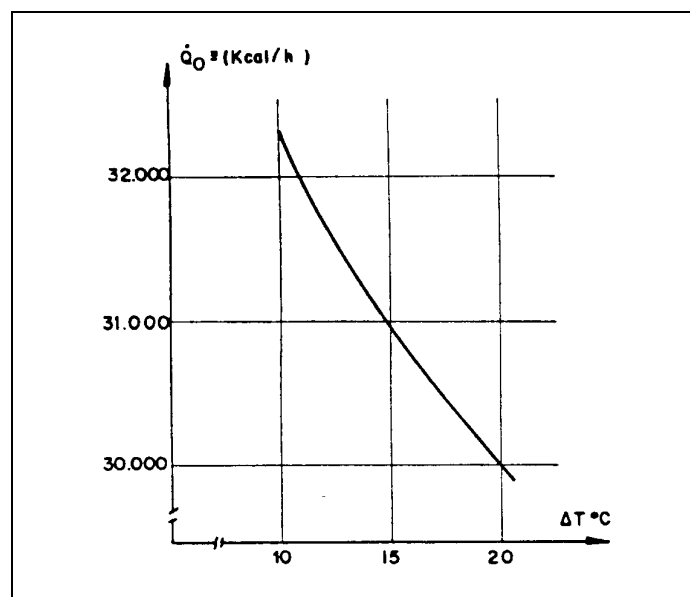


Figura 79 – Influência do superaquecimento na capacidade frigorífica do compressor

Acessórios para Compressores

Os principais acessórios para os compressores alternativos são:

1. Cabeçotes resfriados a água;
2. Cabeçotes de segurança;
3. Resfriador de Óleo e
4. Separador de Óleo.

Os cabeçotes resfriados a água são cabeçotes com camisas onde circula água para resfriar a descarga do compressor (Figura 80). É de uso comum em sistemas de temperatura abaixo de -30°C , onde a temperatura de descarga do compressor atinge temperaturas muito altas.

Nos cabeçotes de segurança (Figura 81) a válvula de descarga é normalmente montada numa placa separada. Esta placa é fixada por fortes molas que se apoiam na cabeça do cilindro. No caso de o refrigerante líquido ou o óleo, que não são compressíveis, penetrarem no cilindro, esta placa se ergue, superando a pressão das molas, evitando-se danos sérios ao compressor.

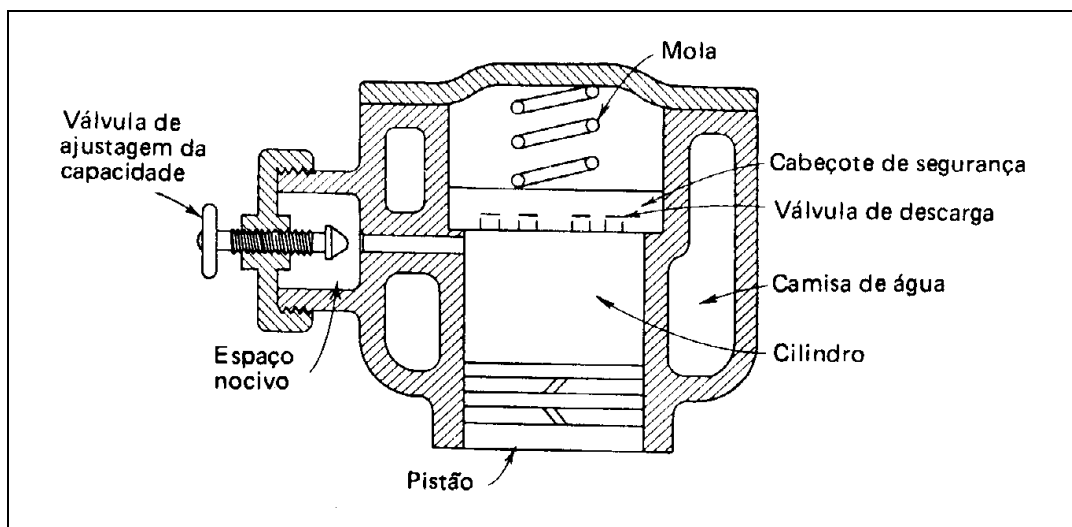


Figura 80 – Cabeçote resfriado a água (camisa de água). A Cavidade de Alívio aumenta a folga do cilindro inserindo um Espaço Nocivo

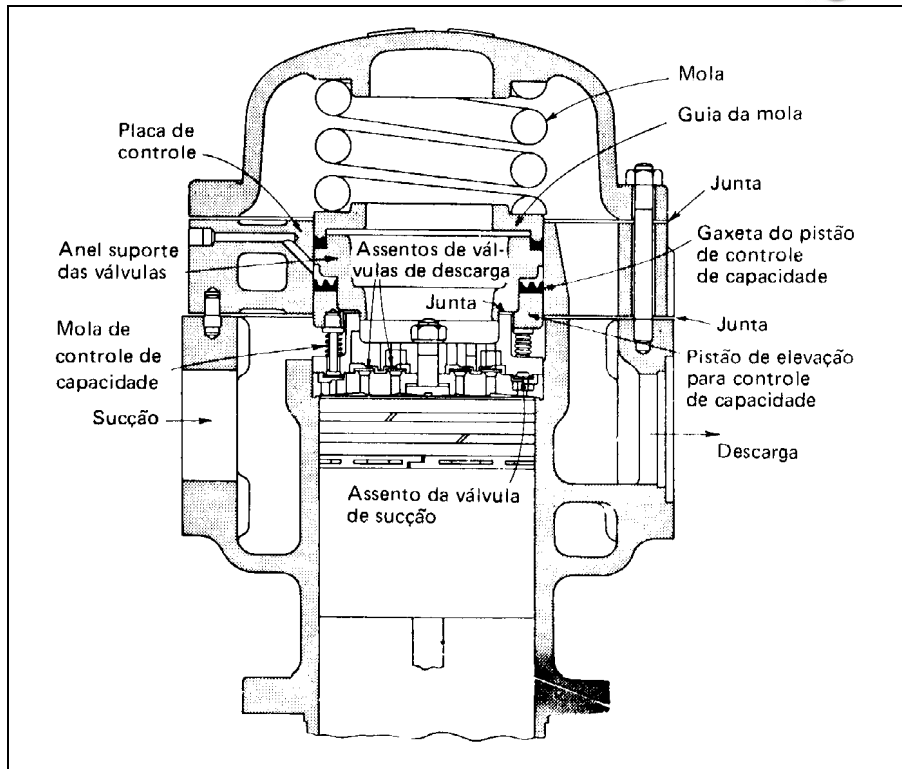


Figura 81 – Cabeçote de Segurança

O resfriador de óleo consiste em um trocador de calor a água ou a gás onde o óleo utilizado para a lubrificação do compressor é resfriado. O mesmo é necessário onde a temperatura de descarga é muito alta, causando um aquecimento excessivo do óleo.

O separador de óleo é um dispositivo instalado na descarga de compressor para evitar o arraste excessivo do óleo para o sistema. Existem os tipos com filtro coalescer (Figura 82) e com filtro demister (Figura 83).

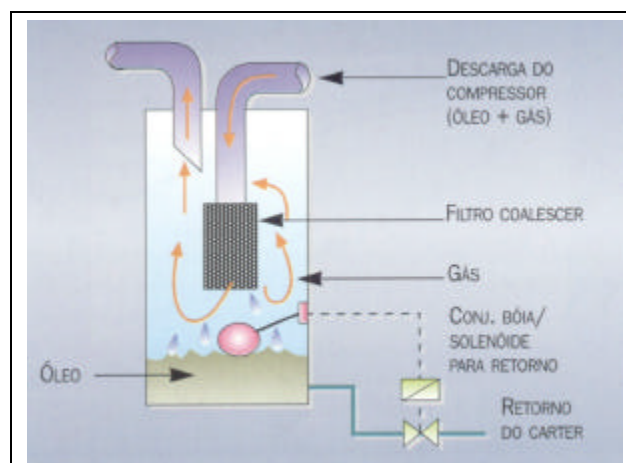


Figura 82 – Separador de óleo com filtro coalescer

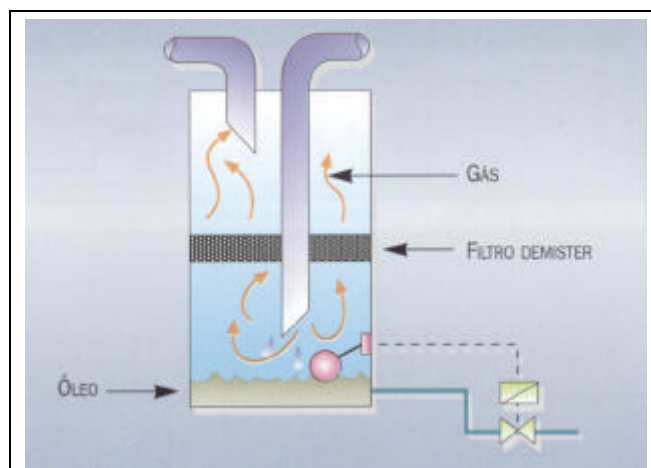


Figura 83 – Separador de óleo com filtro demister

Dispositivos de Modulação de Capacidade

Um recurso interessante é a modulação de capacidade do compressor alternativo. A modulação da capacidade pode ser feita pelas seguintes maneiras:

1. através de um mecanismo específico que impede que as válvulas de sucção se fechem (Figura 84);
2. através de uma cavidade de alívio (Figura 80) e
3. através de bypass (Figura 85);
4. através de motores de várias velocidades ou motores de anéis;
5. através do fechamento parcial do registro da tubulação de sucção e
6. através de retorno de parte do gás de descarga.

Na primeira, uma parte do gás não é comprimido, i.e., ele é sugado para dentro o compressor e, em seguida, expulso para fora pelo lado de baixa pressão, diminuindo o deslocamento final do compressor. Esse recurso permite que o compressor opere em condições de carga térmica parcial, proporcionalmente ao número de cilindros carregados, (Tabela 19).

Tabela 19 – Modulação da Capacidade do Compressor

N.º de Cilindros	Estágios de Capacidades
2	0 – 100%
4	0 – 50% – 100%
6	0 – 33% – 66% – 100%
8	0 – 25% – 50% – 75% – 100%

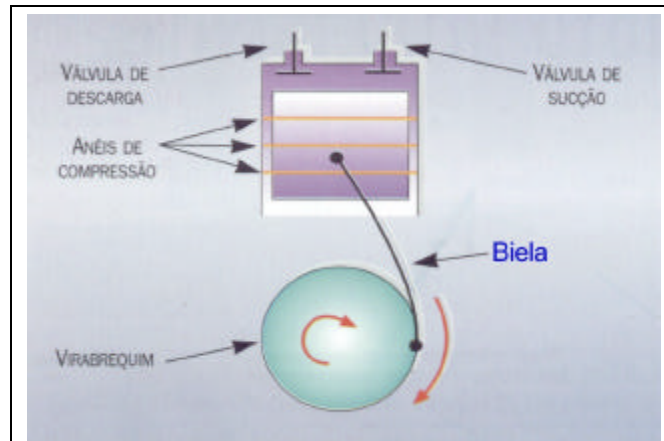


Figura 84 – Componentes Básicos do Compressor

Na segunda, utiliza-se de uma cavidade de alívio. Essa cavidade é um espaço deixado proposadamente no cabeçote, a fim de aumentar a folga efetiva, possibilitando o controle da capacidade da máquina. Quando a válvula da cavidade de alívio é aberta, manual ou automaticamente, a cavidade fica cheia de gás, à alta pressão, ao fim de cada ciclo. No curso de sucção, esse vapor de alta pressão retorna ao cilindro e se expande até a pressão de sucção antes que o vapor de baixa pressão possa entrar no cilindro, reduzindo então a capacidade do compressor sem ter que parar e partir a máquina constantemente.

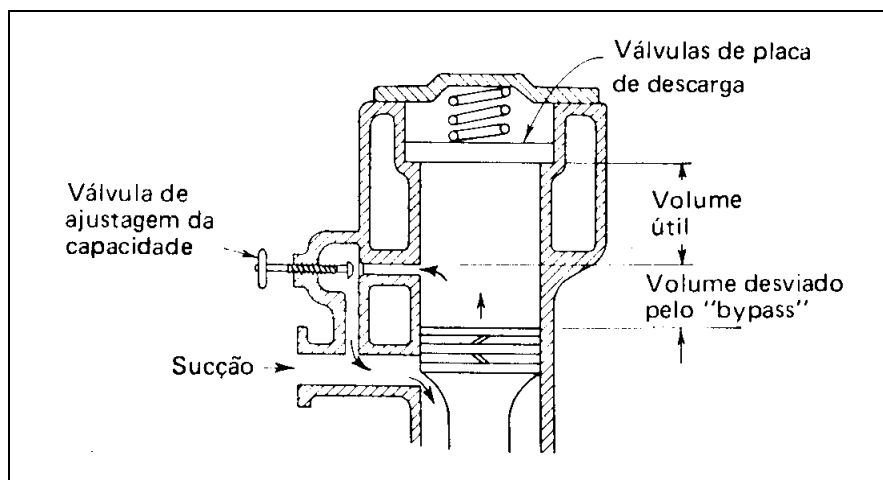


Figura 85 – Controle de capacidade por bypass

O controle de capacidade por bypass é uma abertura provida de válvula na parede lateral do cilindro. Esta abertura permite que parte do vapor de refrigerante retorne diretamente à sucção durante a primeira parte do curso de compressão. A porcentagem de redução de capacidade é determinada pela posição da abertura de bypass em relação ao curso total do pistão. Com a válvula de ajuste da capacidade aberta, o volume do cilindro abaixo da abertura é retornado diretamente à sucção.

O controle através de motores de várias velocidades é utilizado para variar a velocidade do compressor, aumentando ou diminuindo sua capacidade. A variação de rotação do motor pode ser feita através de inversores de frequência. Ainda existem poucas instalações deste tipo, mas no futuro as possibilidades não deixam de ser

promissoras.

O fechamento parcial do registro da tubulação de sucção faz com que, na realidade, o compressor trabalhe a uma pressão de sucção menor que a da tubulação, reduzindo assim a sua capacidade.

Uma outra forma de controlar a capacidade do compressor é retornar parte do gás de descarga, na tubulação de alta pressão, diretamente à tubulação de sucção. É uma das piores maneiras pois, o compressor trabalha a plena carga, sem redução no consumo de energia e no seu desgaste.

Componentes Internos de um Compressor Hermético

Procura-se aqui mostrar alguns dos componentes de um compressor alternativo hermético, mais comumente achado no mercado.

Internamente, o compressor hermético é composto de duas partes fundamentais: o compressor propriamente dito (parte mecânica) e o motor (parte elétrica). Esse conjunto permanece suspenso em três molas dentro da carcaça (Figura 86).

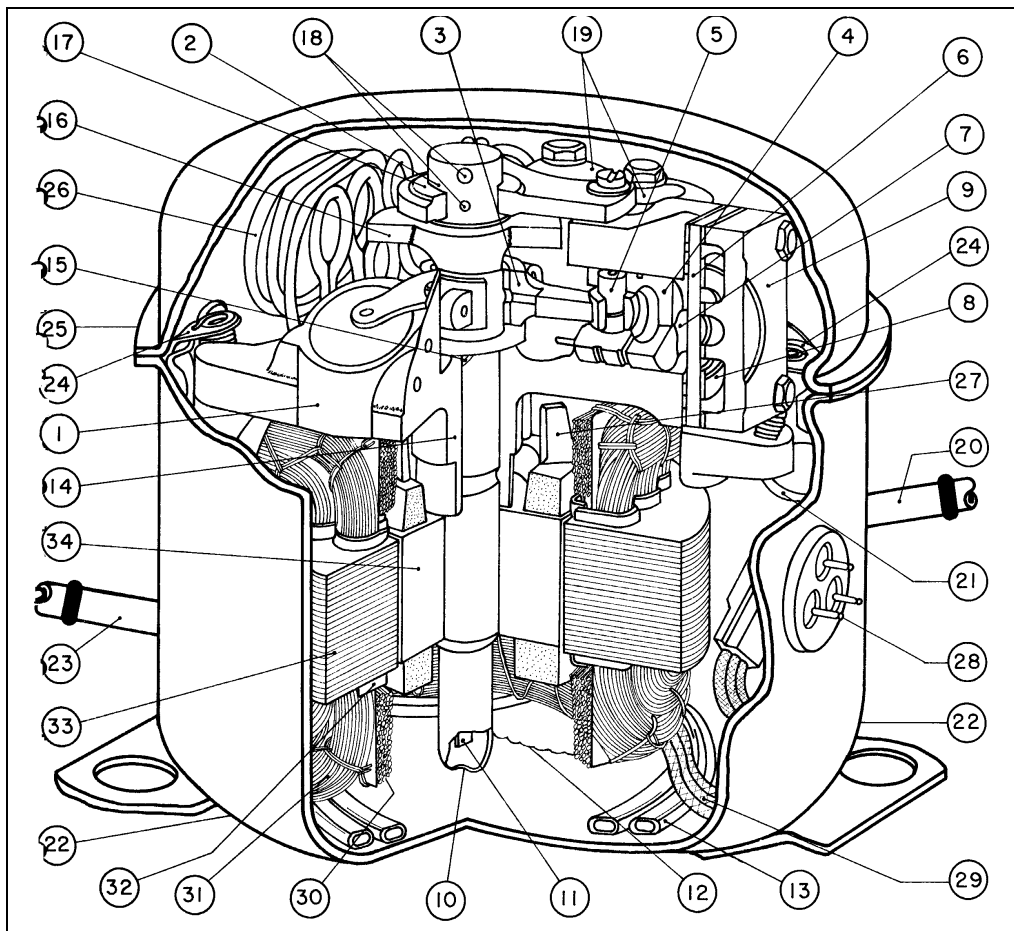


Figura 86 – Componentes de um Compressor Hermético

Onde:

- | | |
|-----------------------------|----------------------------|
| 1. Corpo | 18. Furos de Lubrificação |
| 2. Eixo | 19. Muflas de Descarga |
| 3. Biela | 20. Cano de Sucção |
| 4. Pistão | 21. Suporte Interno |
| 5. Pino | 22. Carcaça |
| 6. Placa de Válvulas | 23. Cano de Descarga |
| 7. Válvula de Sucção | 24. Molas de Suspensão |
| 8. Válvula de Descarga | 25. Solda |
| 9. Cabeçote | 26. Serpentina de Descarga |
| 10. Pescador de Óleo | 27. Aletas Rotor |
| 11. Divisor | 28. Terminal Hermético |
| 12. Nível de Óleo | 29. Cabos de Ligação |
| 13. Resfriador de Óleo | 30. Bobina de Partida |
| 14. Mancal Principal | 31. Bobina de Trabalho |
| 15. Ranhura de Lubrificação | 32. Isolação |
| 16. Contrapeso | 33. Estator |
| 17. Mancal | 34. Rotor |

Estator

Formado por um conjunto de chapas magnéticas, contendo canais onde ficam alojadas a bobina de trabalho (mais externamente) e a bobina auxiliar (mais internamente), Figura 87.



Figura 87 – Estator e Bobinas

Bobinas

Uma bobina é um fio contínuo de cobre isolado (geralmente por uma camada de verniz especial) enrolado em forma de espiras (carretel). Quando neste fio, assim enrolado, circular corrente elétrica, surgirá um forte campo magnético (eletroímã).

No caso do motor elétrico, o campo magnético é de tal forma produzido que atrai o rotor fazendo-o girar.

Bobina de Trabalho (Bobina Principal)

Esta bobina gera um campo magnético que mantém o rotor em movimento, permanecendo ligada todo o tempo em que o motor do compressor estiver energizado.

Bobina Auxiliar (Bobina de Partida)

Esta bobina gera um campo magnético que provoca o início e o sentido de giro do rotor, esta bobina deve ser desligada pelo relé de partida quando o rotor do compressor estiver girando.

Rotor do Eixo

O rotor (parte giratória do motor) constitui-se de um cilindro formado por chapas magnéticas circulares, Figura 88. Um eixo é fixado ao rotor para que seu movimento seja transmitido à biela que por sua vez o transmitirá ao pistão.

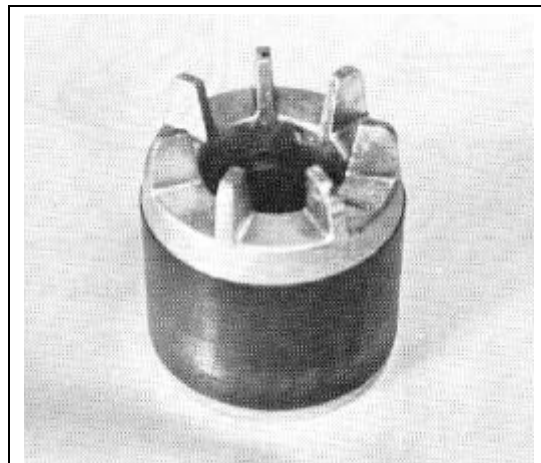


Figura 88 – Rotor

Conjunto Eixo/Biela(Cruzeta)/Pistão

O sistema de acionamento do pistão do compressor é feito pelos sistemas de biela (Figura 89) ou de cruzeta (Figura 90). Em ambos os sistemas, o movimento de rotação do eixo é transformado em movimento alternativo (vai e vem) transferindo-o para o pistão do compressor.

Na extremidade inferior do eixo existe um sistema de “bomba de óleo” (pescador - Figura 91) responsável pela lubrificação das partes que estão em atrito no conjunto.

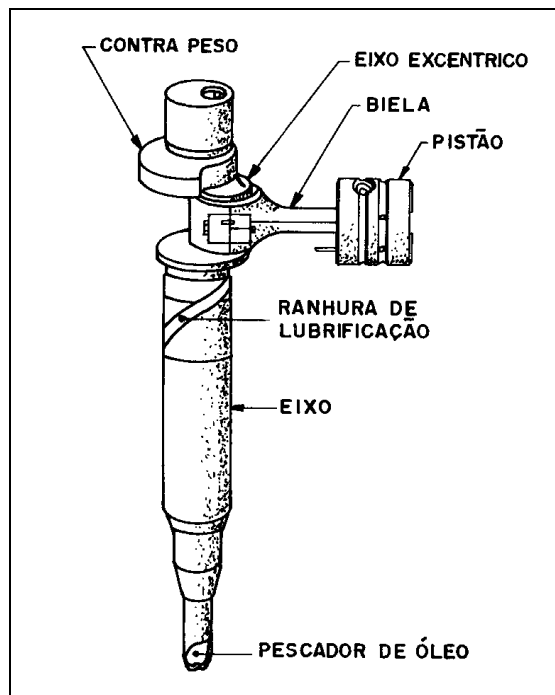


Figura 89 – Conjunto Eixo/Biela/Pistão

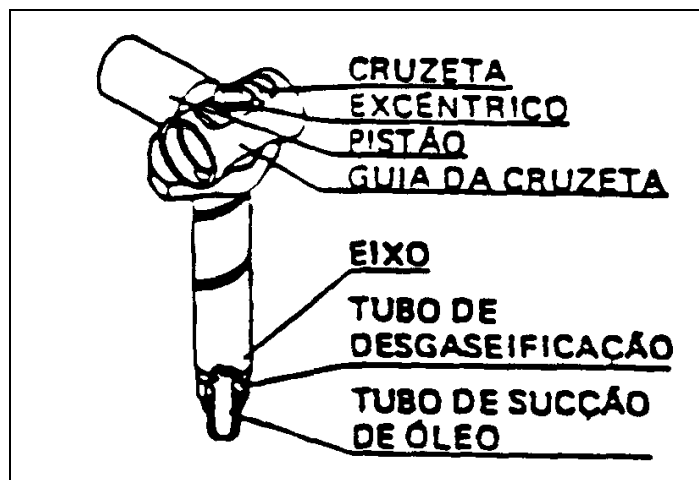


Figura 90 – Conjunto Eixo/Cruzeta/Pistão

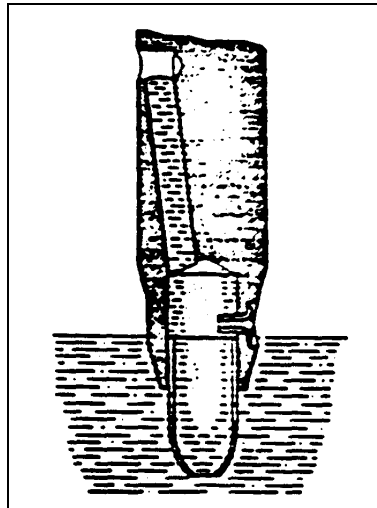


Figura 91 – Pescador

Placa de Válvulas

Na placa de válvulas estão fixadas as lâminas que formam a válvula de descarga e a válvula de sucção. A função destas válvulas é promover a sucção do gás pelo tubo de sucção, comprimindo-o através do tubo de descarga (Figura 93).

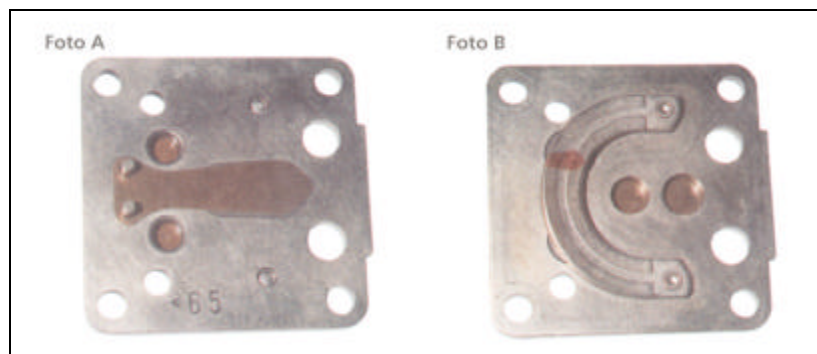


Figura 92 – Placa de Válvulas. Foto A – lâmina de sucção.

Foto B – lâmina de descarga e seu limitador

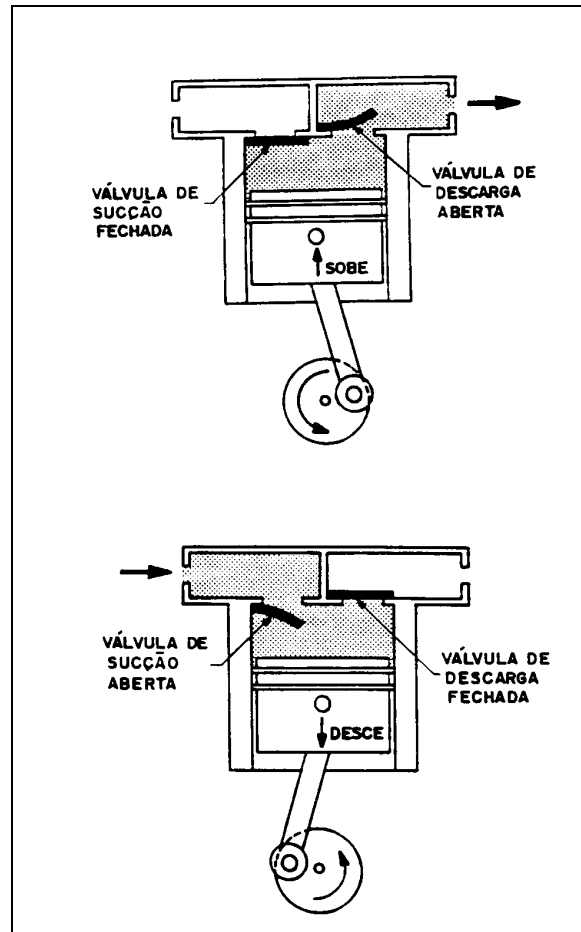


Figura 93 – Funcionamento da Válvulas

Quando o pistão estiver abaixando, a válvula de sucção ficará aberta e válvula de descarga permanecerá fechada. Ao contrário, quando o pistão estiver subindo, a válvula de sucção ficará fechada e a válvula de descarga permanecerá aberta.

Compressores de Parafuso

O compressor Rotativo de Parafuso (Screw Compressor) consiste de dois fusos, um macho e outro fêmea (Figura 94 e Figura 95). Um destes fusos é acionado pelo motor e o “engrenamento” dos dois faz com que haja uma rotação. Os dois fusos estão montados dentro de uma carcaça e apoiados em mancais de rolamentos. Uma vez aspirado para dentro do compressor o gás será comprimido pelo movimento dos dois fusos até atingir a descarga. Ao longo deste percurso a pressão subirá.

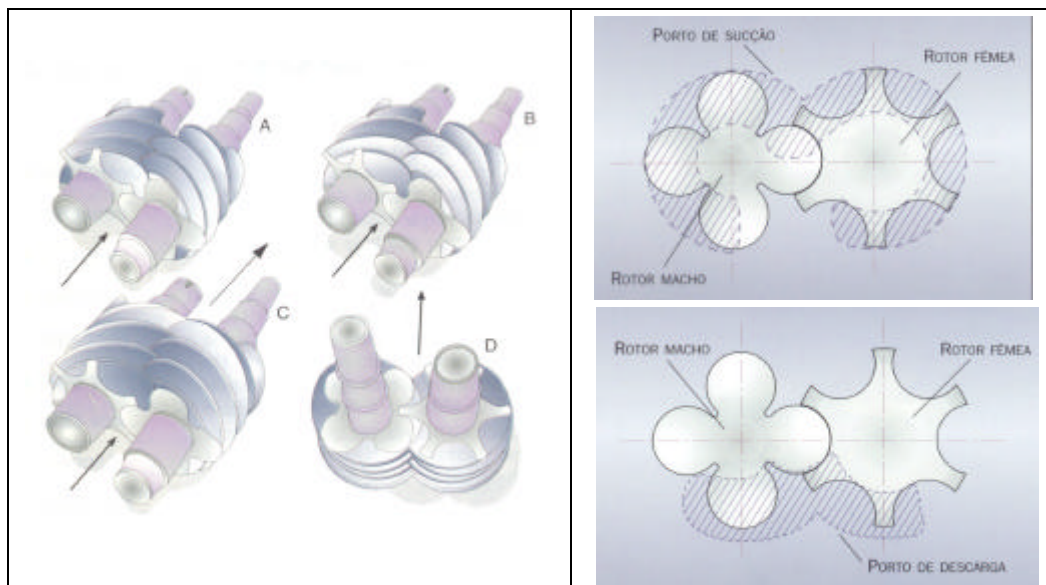


Figura 94 – Fusos de um Compressor de Parafuso

Há muito tempo que os projetistas vêm sonhando com um compressor que combine as melhores características de deslocamento positivo da máquina de pistão com as de fluxo uniforme da máquina rotativa centrífuga. O compressor rotativo de parafuso helicoidal (helicoidal rotary screw compressor) também conhecido como tipo Lysholm aproxima-se bastante destes requisitos.

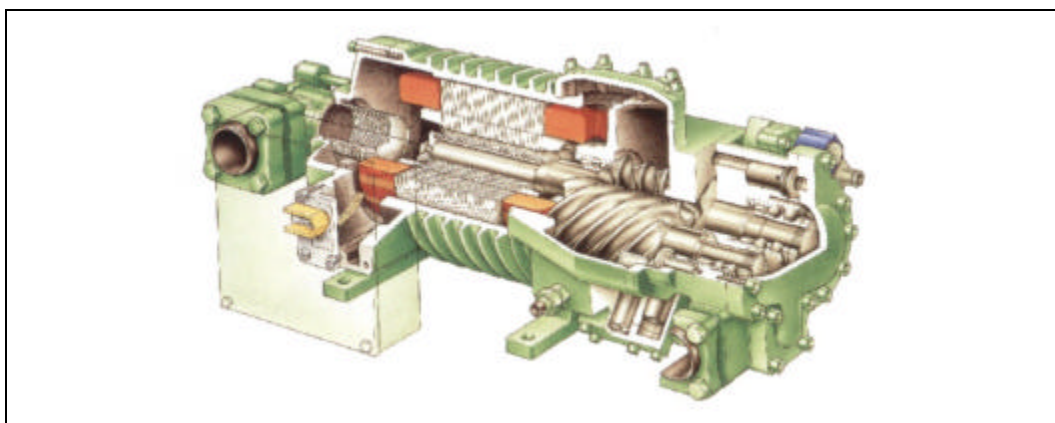


Figura 95 – Compressor de Parafusos

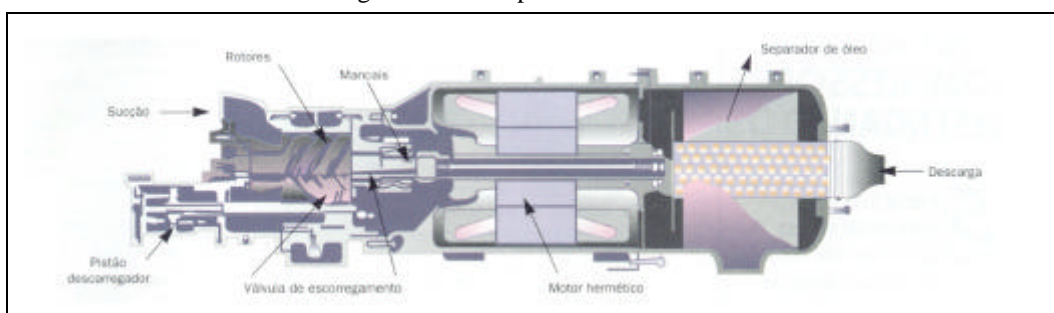


Figura 96 – Compressor de Parafusos em Corte

O rotor (fuso) macho tem quatro saliências e o rotor fêmea, seis. Assim, o rotor macho gira 50% mais rápido. O rotor fêmea funciona principalmente como uma vedação girante para o gás que se move axialmente através da máquina. Geralmente a entrada é por cima, em uma das extremidades, e a descarga é por baixo, na extremidade oposta (Figura 94). No lado da entrada, quando uma saliência do rotor macho se destaca da do rotor fêmea, o vácuo que se forma faz com que o gás penetre pela abertura de sucção. Quando o comprimento total do canal já aspirou uma carga de gás de entrada, a abertura de entrada é bloqueada. Isto ocorre em aproximadamente um terço de volta. Um pouco depois, uma saliência do rotor macho começa o engrenamento com o canal do rotor fêmea, começando no lado da aspiração. A extremidade oposta do canal é vedada, do lado da descarga, por uma placa. À medida que a saliência do rotor macho comprime o gás, no interior do canal do rotor fêmea, realiza-se a compressão.

O gás aprisionado, à pressão desejada, é foçado através de uma abertura na placa de compressão, quando ela é descoberta por uma saliência do rotor macho. O mesmo ocorre com os canais subseqüentes do rotor fêmea.

Originalmente, o inventor deste tipo de compressor utilizou parafusos “secos”. Os dois parafusos (saliências) eram mantidos separados (para evitar desgaste) por engrenagens nos dois eixos. Estas máquinas apresentavam aquecimento comparável a qualquer outro tipo de máquina de deslocamento positivo. Além disso, havia vazamento de gás na folga entre as saliências e na folga entre os rotores e o cilindro, tanto nas paredes como nas extremidades. Para que o vazamento fosse relativamente pequeno em relação ao deslocamento, utilizam-se altas velocidades, o que tornava as máquinas ruidosas. A solução foi encontrada no uso do “parafuso molhado” aperfeiçoado. O líquido injetado no cilindro é óleo lubrificante, mas sua função principal é o resfriamento do gás por contato direto durante a compressão. O óleo também veda as folgas e atua como lubrificante.

Nenhum outro tipo de compressor mecânico permite a introdução de grandes volumes de líquido resfriador dentro do próprio compressor. Este resfriamento interno teria as mesmas vantagens num compressor a pistão ou centrífugo mas, obviamente, isto não é possível. O resfriamento interno significa não só um baixo aquecimento da máquina devido à compressão como, também, a possibilidade de se atingirem altas relações de compressão num só estágio, sem resfriadores intermediários.

Os compressores a seco são utilizados na refrigeração. São especificados freqüentemente, porém apenas para aplicações especiais. Por outro lado, os compressores rotativos de parafuso helicoidal imerso em óleo são projetados para funcionamento a altas pressões, para todas as aplicações, com todos os refrigerantes usuais: R-12, R-22, R-502 e amônia. Modernamente, encontram-se máquinas padronizadas de 100 a 1000 toneladas de capacidade, funcionando a 3600 rpm.

Como os demais componentes do sistema de refrigeração não trabalham com grandes quantidades de óleo em seu interior, é necessário fazer a separação do óleo e do fluido refrigerante, que são descarregados no compressor. A separação se dá em dois estágios; o primeiro é mecânico e o segundo através de um filtro (tipo coalescer ou demister), Figura 97.

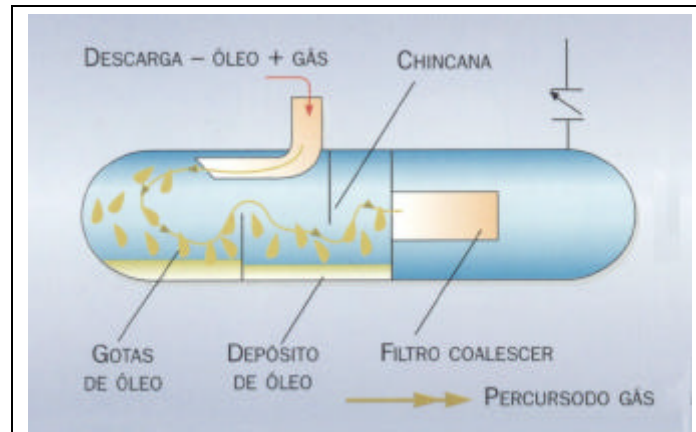


Figura 97 – Separador de Óleo de um compressor a parafuso

Controle da Capacidade

O controle da capacidade desse tipo de compressor é feito através de uma válvula de gaveta na extremidade de entrada do compressor (Figura 98). A válvula tem como finalidade principal retornar à entrada uma parte variável do gás aspirado pelas saliências helicoidais. Ela pode ser controlada continuamente desde a plena capacidade até quase zero. A válvula em questão fica dentro do invólucro do rotor. O movimento axial da válvula é programado por um dispositivo de controle com comando eletrônico de estado sólido e acionamento hidráulico (Figura 99). Quando o compressor funciona à plena carga, a válvula de gaveta fica na posição fechada. A diminuição da carga se inicia quando a válvula é deslocada para trás, afastando-se do batente.

O deslocamento da válvula cria uma abertura na parte inferior do invólucro do rotor, através da qual passa o gás aspirado de volta à abertura de entrada, antes de ser comprimido. Como não houve trabalho fornecido ao gás em quantidade significativa, não há perdas apreciáveis.

A capacidade reduzida do compressor é obtida do gás que permanece na parte interna dos rotores e que é comprimida na maneira normal. Reduções de capacidade até o valor de 10% da capacidade nominal são conseguidas pelo movimento gradual da válvula. Em princípio, o aumento da abertura na parte inferior do invólucro reduz o deslocamento do compressor.

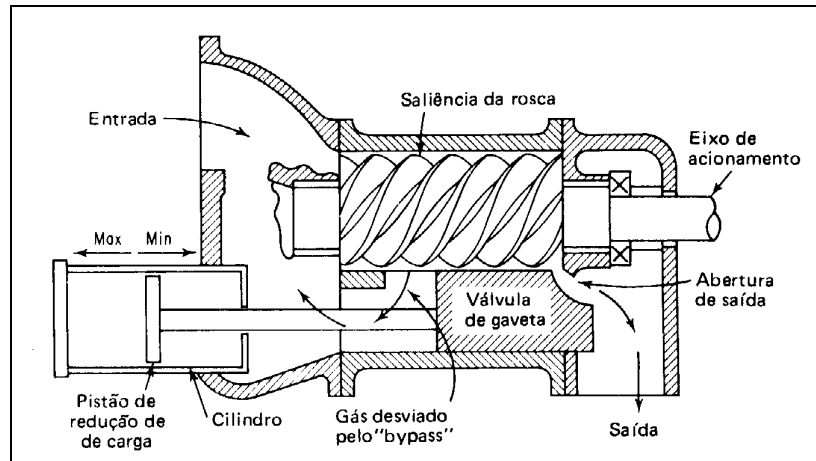


Figura 98 – Controle de Capacidade de um compressor a parafuso

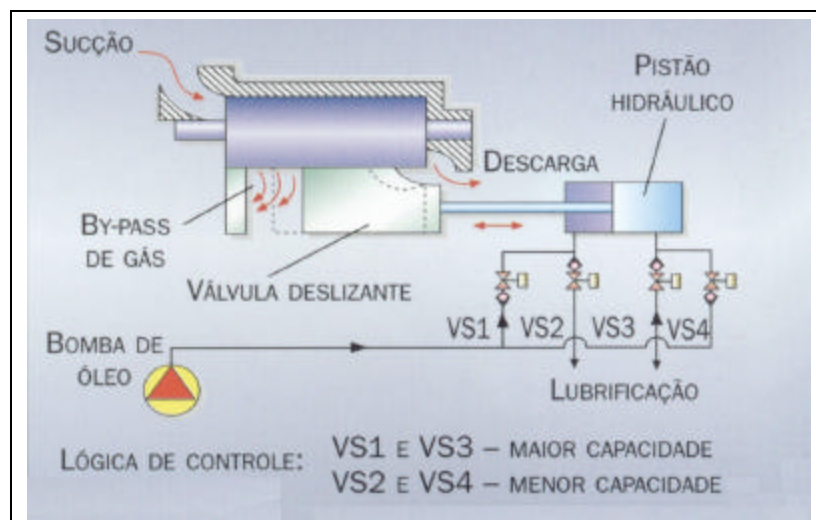


Figura 99 – Lógica de Controle de Capacidade do Compressor

Os compressores de parafuso podem ser fornecidos pelos fabricantes com um centro de comando dotado de todos os controles necessários para funcionamento automático, além de uma série de dispositivos e controles de segurança para proteção do equipamento sob condições anormais de funcionamento. Os principais controles incluem:

1. Controle limitador de carga;
2. Temporizador anti-reciclagem;
3. Controles de descarregamento para pressão baixa;
4. Chave de pressão de óleo;
5. Controle de temperatura do óleo;
6. Termostatos de proteção e
7. Chaves de limite de pressão.

Junto ao compressor funcionam, ainda, equipamentos como a bomba de óleo e o resfriador de óleo.

A bomba de óleo é do tipo de engrenagens que bombeia o óleo a ser injetado no compressor. Normalmente a pressão de óleo deve ser de 03 a 01 bar mais alta que a pressão de descarga do compressor.

O resfriador de óleo é necessário porque, normalmente, o reservatório de óleo se encontra na descarga do compressor, de forma que é necessário retirar o excesso de calor que o óleo adquiriu ao ser comprimido junto do gás. Existem 03 tipos de sistema para se resfriar o óleo, a saber:

1. Resfriador de óleo a água: trata-se de um trocador de calor (shell & tube ou de placas) no qual o óleo é resfriado por água oriunda de uma torre de resfriamento;
2. Termosifão: utiliza-se o próprio fluido refrigerante líquido para resfriar o óleo, através de um trocador de calor (um “evaporador” com óleo). O movimento do refrigerante é dado pela própria convecção do gás que evapora (Figura 100);
3. Injeção de líquido: trata-se de um sistema que permite que o fluido refrigerante líquido seja injetado na própria descarga do compressor. O líquido evapora resfriando o gás descarregado e o óleo, que ainda não foi separado. Dispensa linhas hidráulicas e trocadores de calor. A quantidade de líquido a ser injetada é controlada por uma válvula de expansão operada pela temperatura de descarga do compressor (Figura 101).

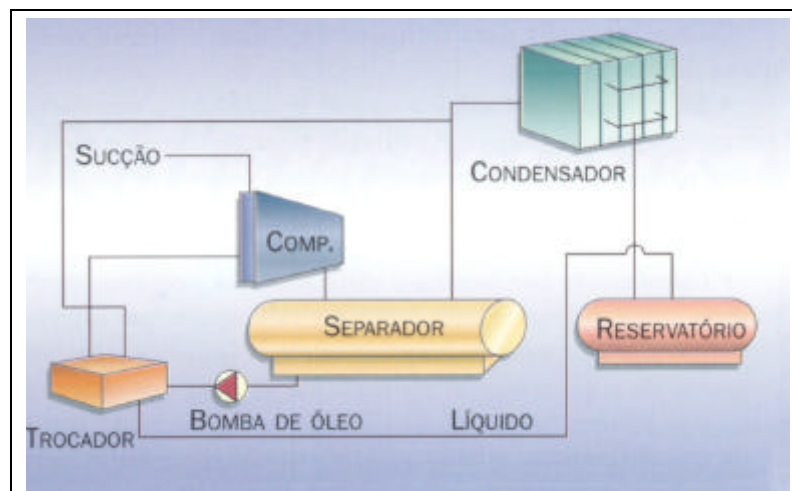


Figura 100 – Resfriamento por Termosifão



Figura 101 – Resfriamento por Injeção de Líquido

Compressores de Palhetas (Rotativos)

Existem dois tipos básicos de compressores de palhetas: o de palheta simples (Figura 102) e o de múltiplas palhetas (Figura 103).

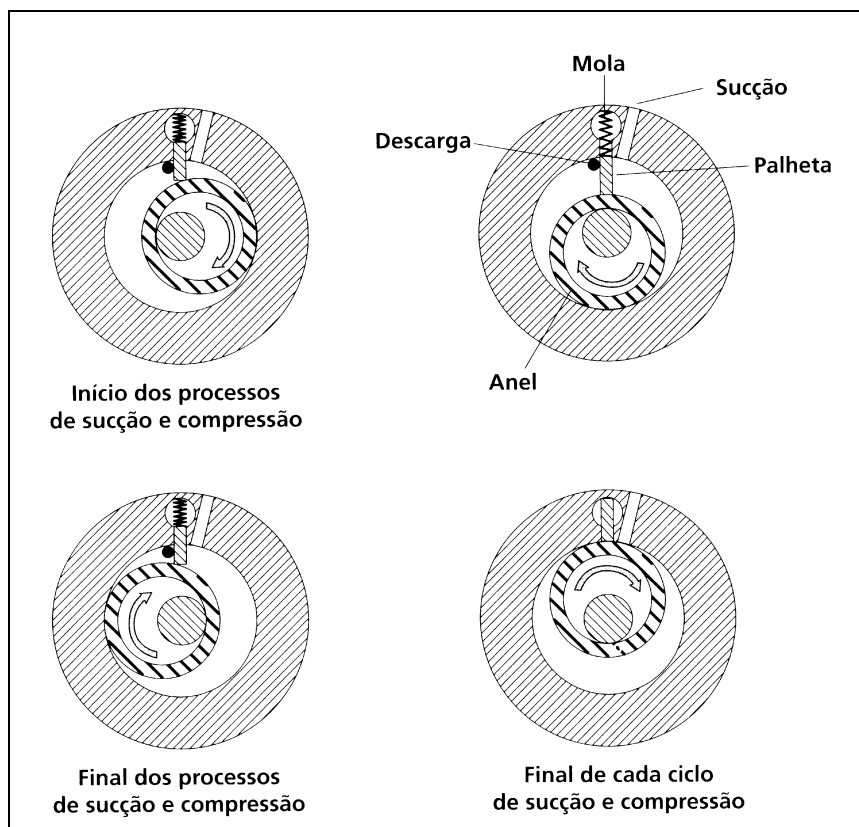


Figura 102 – Compressor de palheta simples

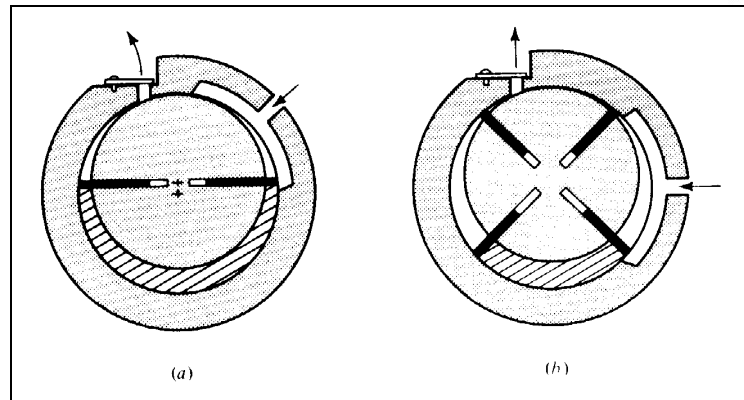


Figura 103 – Compressor de múltiplas palhetas

Compressores de palhetas são usados principalmente em geladeiras domésticas, congeladores e condicionadores de ar, embora possam ser usados como compressores auxiliares (boosters) de baixa pressão em sistemas com compressão de múltiplos estágios. No compressor de palheta simples a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, mas é excêntrica com relação ao rotor, de modo que este permanece em contato com o cilindro a medida que gira. O compressor de palheta simples apresenta um divisor, atuado por mola, dividindo as câmaras de aspiração e descarga.

Para um compressor de palheta simples, a taxa de deslocamento é dada por:

$$D = \frac{P}{4}(A^2 - B^2)L(\text{velocidade de rotação}) \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

onde:

A – diâmetro do cilindro (m)

B – diâmetro do rotor (m)

L – comprimento do cilindro (m)

velocidade de rotação (rps)

No compressor de múltiplas palhetas o rotor gira em torno do seu próprio eixo, que não coincide com o do cilindro. O rotor é provido de duas ou mais palhetas, mantidas permanentemente em contato com a superfície do cilindro pela força centrífuga.

Para o compressor de duas palhetas, o deslocamento em cada rotação é proporcional ao dobro da área hachurada; para o de quatro palhetas, o deslocamento é proporcional a quatro vezes a área hachurada. Até um certo ponto, o deslocamento cresce com o número de palhetas.

Compressores Centrífugos

O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi introduzido por Willis Carrier, em 1920. De lá para cá este tipo de compressor tornou-se o mais utilizado em grandes instalações. Eles podem ser utilizados satisfatoriamente de 200 a 10.000kW (172.10³ a 8,6.10⁶kcal/h) de capacidade de refrigeração. As temperaturas de

evaporação podem atingir a faixa de -50 a -100°C , em sistemas de estágios múltiplos, embora uma aplicação bastante generalizada do compressor centrífugo seja o resfriamento da água até 6 a 8°C em instalações de ar condicionado.

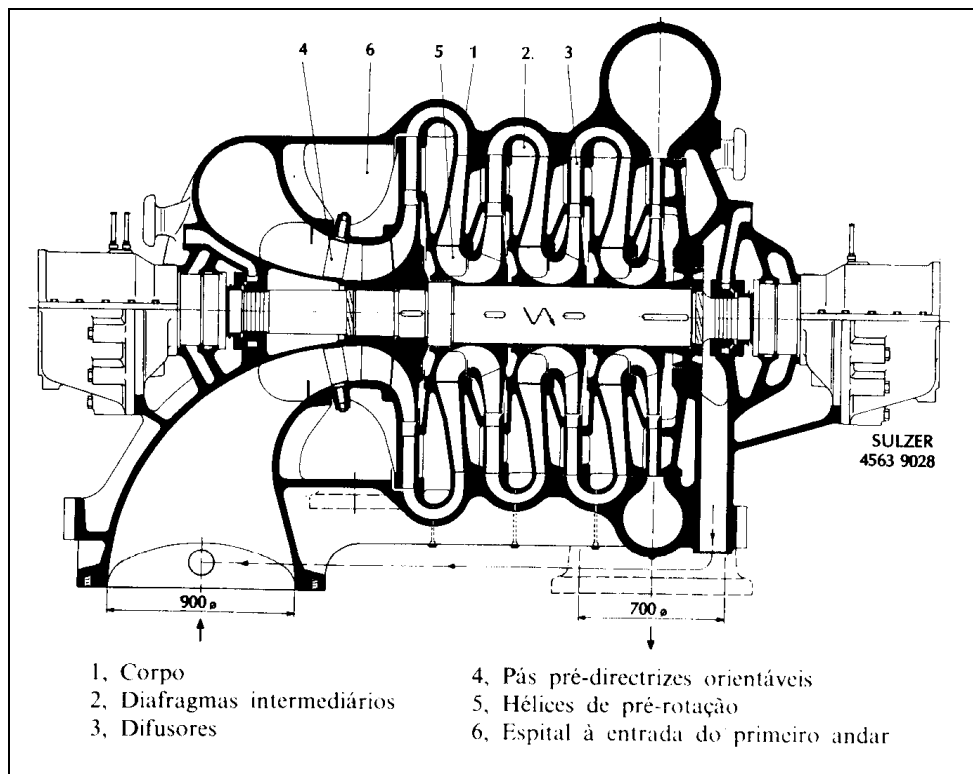


Figura 104 – Vista em corte de um compressor centrífugo

Construtivamente, o compressor centrífugo se assemelha à bomba centrífuga. O fluido penetra pela abertura central do rotor e, pela ação da força centrífuga, desloca-se para a periferia. Assim, as pás do rotor imprimem uma grande velocidade ao gás e elevam sua pressão, Figura 104. Do rotor o gás se dirige para as pás do difusor ou para uma voluta (concha formada por espiras muito curtas), onde parte da energia cinética é transformada em pressão. Em casos onde a razão de pressão é baixa, o compressor pode ser construído com um só rotor, embora na maioria das máquinas se adote compressão em múltiplos estágios. A eficiência de compressão adiabática dos compressores centrífugos varia entre 70 e 80%.

A utilização de compressores centrífugos em sistemas de refrigeração obriga que, na partida, alguns passos fundamentais sejam seguidos, para que não ocorram problemas posteriormente, a saber:

1. Verificar o nível de óleo no compressor, motor, redutor e luva de acoplamento, certificando-se de que estão corretos.
2. Iniciar a vazão de água do condensador; certificar-se de que não ocorre golpe de aríete no sistema.
3. Iniciar a circulação de salmoura pelo resfriador de salmoura; verificar, também, se há golpe de aríete.

4. Verificar a pressão de ar nos controles pneumáticos, se houver.
5. Operar a unidade de purga até eliminar todo o ar do sistema; isto deve sempre ser feito antes da partida.
6. No caso de acionamento por motor síncrono, fechar o registro da sucção apenas o necessário.
7. No caso de acionamento por turbina, préaquecê-la.
8. Caso seja necessário para a partida, fechar o circuito de bloqueio dos dispositivos de segurança;
9. Acelerar a máquina até sua velocidade nominal e certificar-se de que a pressão de óleo nos selos de óleo está correta.
10. Abrir a alimentação de ar para os controles nas máquinas de controle pneumático automático.
11. Abrir a alimentação de água de resfriamento de óleo do motor e do redutor.
12. Operar à alta velocidade se a máquina ratear. Isto acelera a purga.

Ratear, nos compressores centrífugos, significa funcionar em surtos (“surging”). A operação dos mesmos é normal, não sendo motivo para preocupação. Entretanto, com cargas baixas (10 a 20% da plena carga), o “surging” causa sobreaquecimento do compressor, aumentando a temperatura dos mancais. Assim, o compressor não deve ser operado continuamente nestas condições. Se houver necessidade de operação prolongada com cargas baixas, poderá ser necessária a instalação de um “bypass” para o gás quente.

Logo depois da partida, pode ocorrer um período de “surging” até a eliminação de todo o ar do condensador. Enquanto isso, como dito anteriormente, a máquina deve ser acionada com alta velocidade. Entretanto, a pressão no condensador não deve ultrapassar 1,05 kgf/cm² (relativa) para o Freon-11, por exemplo. Além disso, a corrente do motor, no caso de acionamento elétrico, não deve passar de seu valor nominal de plena carga. Deve-se observar, ainda, que o evaporador não seja resfriado demais pois o controle anticongelamento pode desligar a máquina.

Após a estabilização da máquina e eliminação de todo o ar, deve-se ajustar a velocidade ou o registro para atingir a temperatura adequada da salmoura.

Caso o compressor seja acionado por uma turbina, há a possibilidade de se automatizar as operações de controle de velocidade (controlando diretamente a capacidade do compressor). Um sistema ajusta automaticamente a velocidade do compressor de modo a manter constante a temperatura da salmoura. Um aumento ou diminuição na temperatura da salmoura é transmitido através dos controles para introduzir ou expelir o ar de uma válvula pneumática no sistema de regulação de velocidade da turbina (Figura 105 e Figura 106).

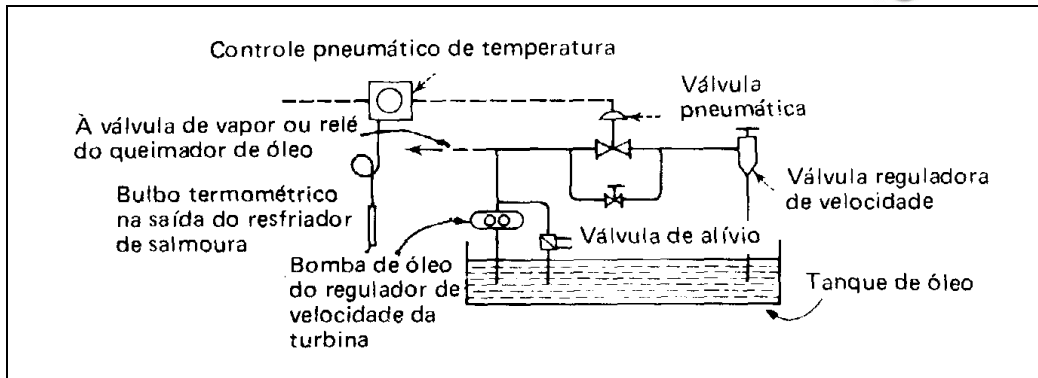


Figura 105 – Controle de variação automático para compressor centrífugo

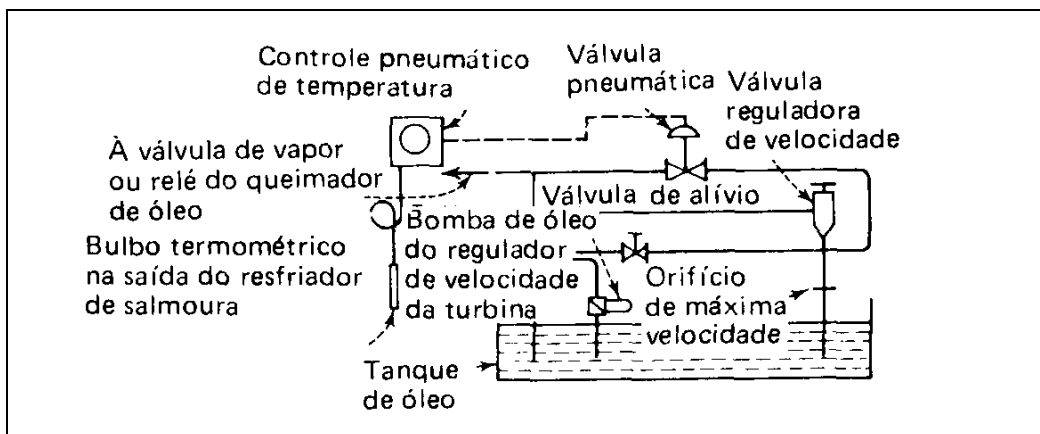


Figura 106 – Outro arranjo para o controle de variação automático de um compressor centrífugo

Compressores Scroll

Os compressores scroll (espiral), Figura 107, são um novo conceito de compressores para refrigeração. São herméticos, i.e., não se tem acesso aos seus componentes e em caso de quebra ou “queima”, são substituídos. Trabalham de forma mais silenciosa e vibram menos que os seus concorrentes para uma mesma potência. Estão sendo largamente utilizados em sistemas de refrigeração de porte médio.

O compressor scroll tem o seguinte princípio de operação (ver Figura 108 e Figura 109):

A sucção do gás é feita em (A). O gás passa pela abertura entre o motor (C). Entrando na câmara em (D) onde é preso pela espiral móvel. O óleo vindo com o gás é separado por câmaras e jogado nas superfícies internas do compressor para lubrificação e retorna para o reservatório.

O gás preso pela espiral é “empurrado” pelo movimento da espiral móvel, movendo-se entre esta última e a espiral fixa até o centro das espirais. Ao concluir seu percurso, o gás já comprimido e em alta pressão é descarregado na cúpula (cabecote) do compressor, sendo então descarregado (E).

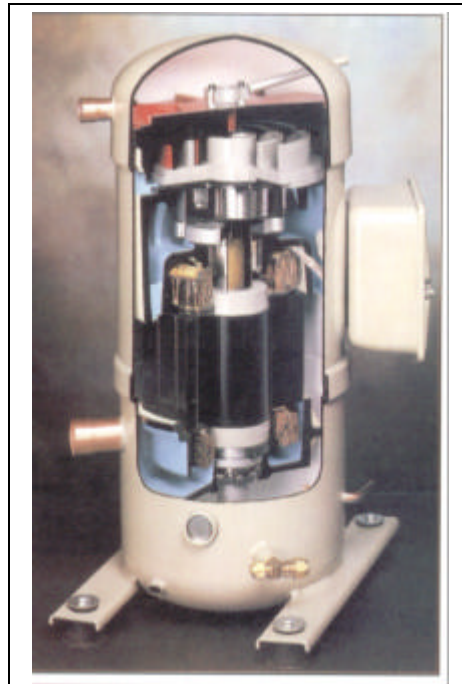


Figura 107 – Compressor Scroll

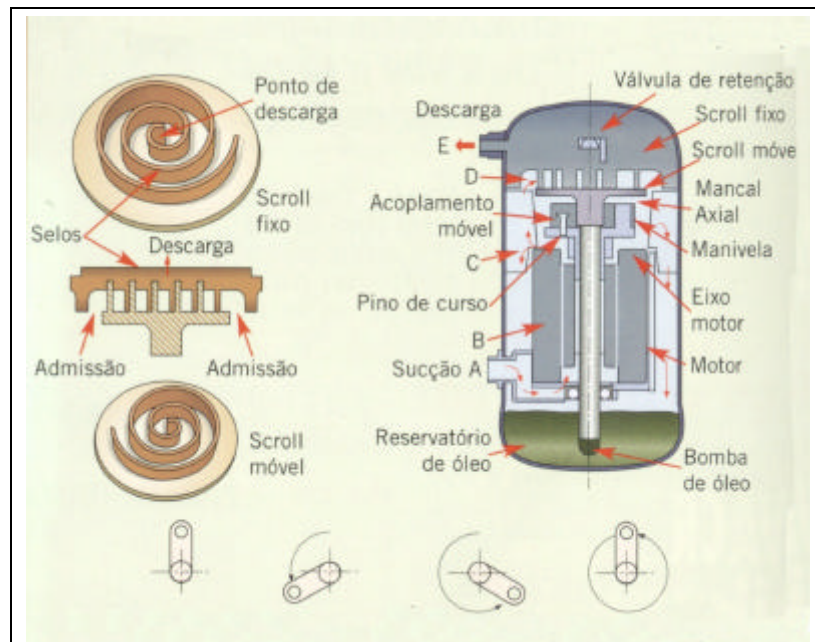


Figura 108 – Compressor Scroll em Corte

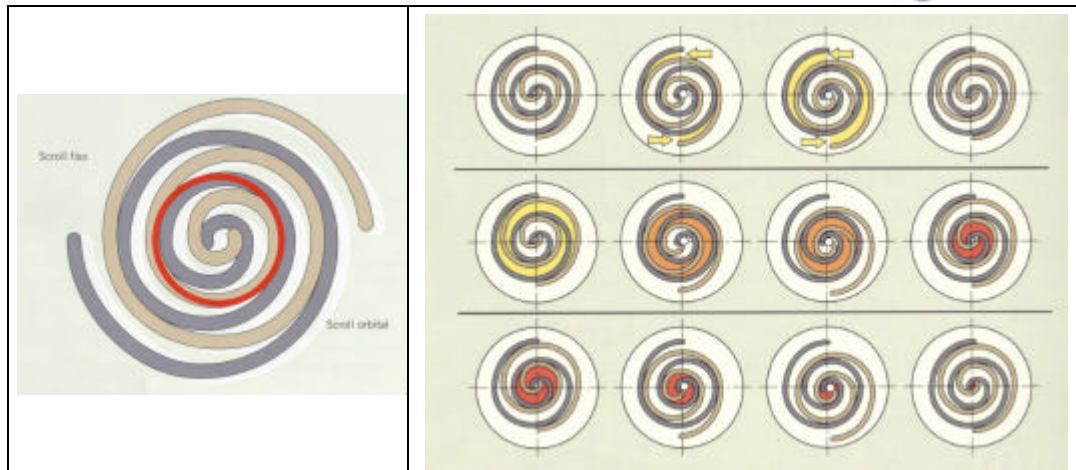


Figura 109 – Funcionamento do Compressor Scroll

Compressores Automotivos

O compressor está localizado normalmente na parte dianteira do veículo, junto ao motor. É acionado pela polia da árvore-de-manivelas, por intermédio de uma correia específica.

O compressor normalmente é do tipo alternativo, com êmbolos na posição horizontal (Figura 110 e Figura 111). O seu acionamento é feito através de um disco excêntrico integrado ao eixo. Possui válvulas de entrada e de saída ou do tipo válvula de controle. O movimento é recebido através da polia acoplada com embreagem eletromagnética.

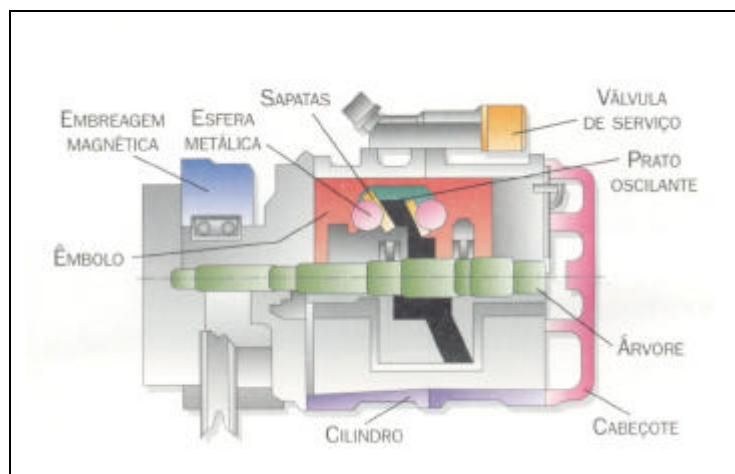


Figura 110 – Vista em corte de um compressor automotivo

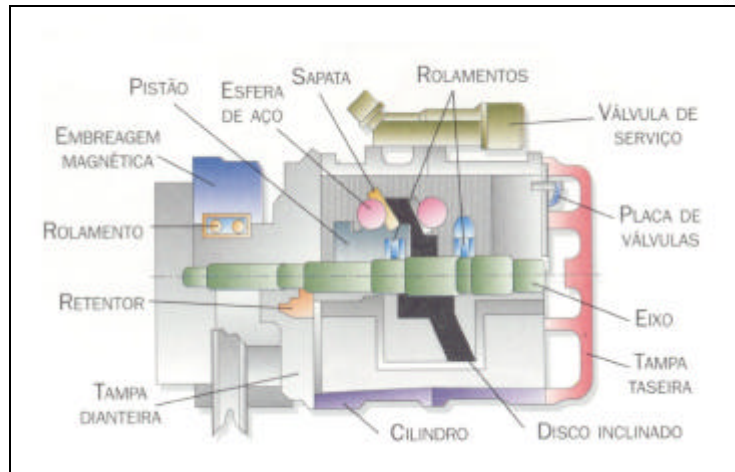


Figura 111 – Vista em corte de um compressor automotivo

Embreagem Magnética

A embreagem magnética é usada para conectar e desconectar o compressor ao motor do veículo. Seus principais componentes são: estator, rotor e cubo.

Princípio de Funcionamento

Quando a corrente elétrica flui através do enrolamento, como mostra a Figura 112, uma força magnética é gerada na parte II que atrai a parte I

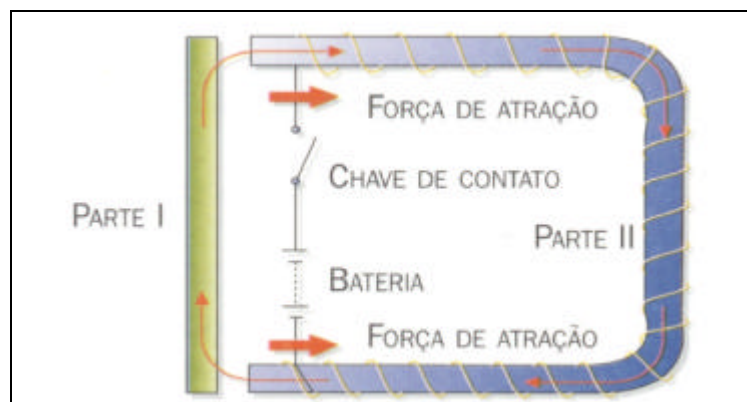


Figura 112 – Força Magnética

Construção

A embreagem magnética consiste de estator, rotor com polia e um cubo que tem a função de movimentar o compressor, utilizando a rotação proveniente do motor do veículo e acoplamento magnético para transmitir esta rotação do motor ao compressor (Figura 113).

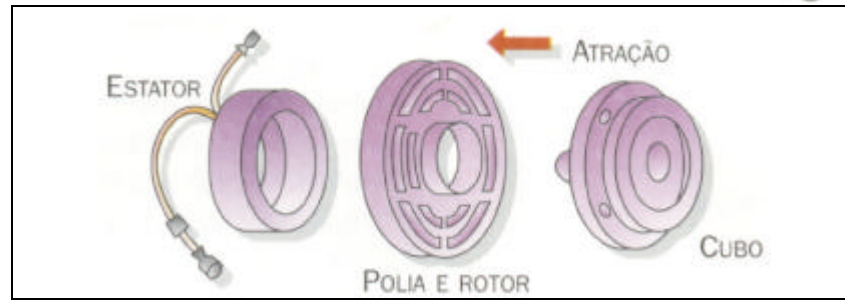


Figura 113 – Embreagem Magnética

O estator é montado na parte frontal do compressor e o cubo é fixado ao eixo do compressor. O rolamento de esferas é usado entre a superfície interna do rotor e a tampa frontal do compressor.

Operação

Enquanto o motor está em funcionamento a polia está girando, desde que conectada à polia do motor por uma correia tipo “V” ou “poli V”, mas o compressor não opera antes de ser energizado.

Quando o sistema de ar condicionado está ligado, o amplificador fornece corrente para o enrolamento do estator. Então a atração eletromagnética atrai o cubo contra a superfície de fricção da polia. A fricção/atrito entre cubo e polia, Figura 113, permite a movimentação do compressor.

A embreagem eletromagnética é montada na polia (Figura 114), onde faz o compressor funcionar somente quando necessário, através da corrente elétrica de 12 volts da bateria. Essa corrente é proveniente dos relés ou do termostato ou do termistor ou ainda dos interruptores de baixa e de alta pressão do sistema, que pode ser controlado pelo módulo de controle eletrônico do veículo.

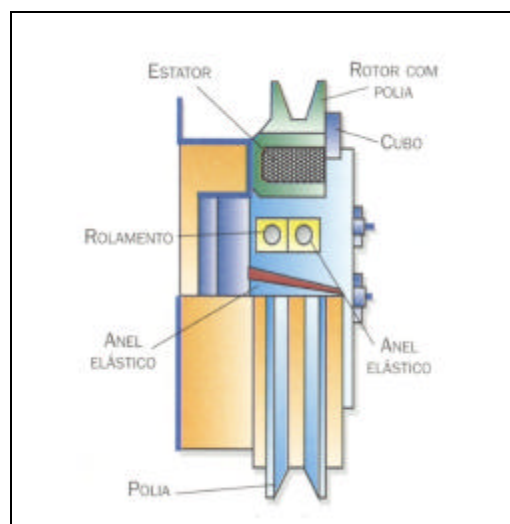
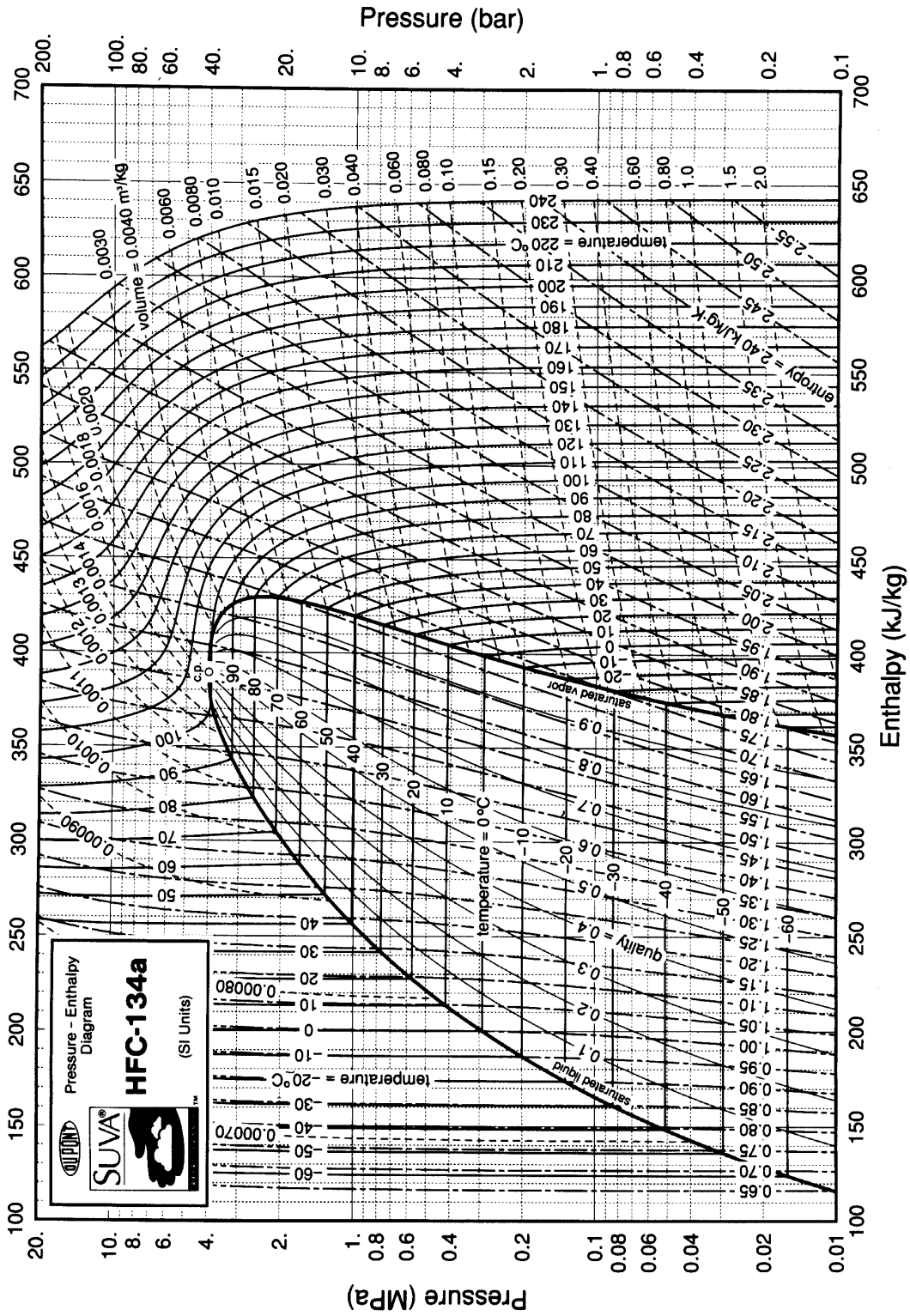


Figura 114 – Vista em corte da embreagem magnética



Bibliografia Refrigeração

1. _____; “Eletricidade”. Revista Oficina do Frio, Ano 2, N.º 10, Nov.-Dez. 1994, pág. 11 a 14.
2. Rahn, Marco; “Válvulas de Expansão”. Revista Oficina do Frio, Ano 06, N.º 42, Julho 1998, pág. 32 a 35.
3. Jabardo, J. M. S.; “Válvulas de Expansão Termostática – Parte I”. Revista Tecnologia da Refrigeração, Ano 02, N.º 15, Novembro 2001, pág. 28 a 39.
4. Athayde, Adriana; “Busca pela melhoria da Eficiência”. Revista Oficina do Frio, Ano 06, N.º 47, Julho 1998, pág. 17 a 22.
5. _____; “Coleção Técnica 1 – Evacuação e Desidratação da Unidade Selada”. Revista Oficina do Frio, Ano 2, N.º 11, Jan.-Fev. 1995, pág. 20 a 28.
6. DuPont do Brasil S.A.; “FREON - Fluorcarbonos Freon®, Propriedades e Aplicações”, Boletim Técnico.
7. _____; “Refrigeração Básica.” Apostila.
8. Hoechst do Brasil Química e Farmacêutica S. A.; “System Reclin® 134a”, Boletim Técnico.
9. Elf Atochem - ATO; Boletim Técnico.
10. ASHRAE; “1997 ASHRAE HANDBOOK – Fundamentals”; Capítulo 6 – Psychrometrics.
11. Mendes, Luiz Magno de Oliveira; “Refrigeração e Ar-Condicionado – Teoria, Prática, Defeitos”; Editora Ediouro, SP, 1994.
12. Creder, Hélio; “Instalações de Ar Condicionado”. 3ª Edição; Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., RJ, 1988
13. Elonka, S.M. e Minich, Q.W.; “Manual de Refrigeração e Ar Condicionado; Editora McGraw-Hill; 1978; SP
14. ASHRAE; “1997 ASHRAE HANDBOOK – Fundamentals”; Capítulo 6 – Psychrometrics.
15. Pizzetti, Carlos; “Acondicionamiento del aire y refrigeracion – teoria y cálculo de las instalaciones”. Editorial Interciencia; Madrid, Espanha, 1970.
16. Mendes, Luiz Magno de Oliveira; “Refrigeração e Ar-Condicionado – Teoria, Prática, Defeitos”; Editora Ediouro, SP, 1994.
17. Creder, Hélio; “Instalações de Ar Condicionado”. 3ª Edição; Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., RJ, 1988
18. Elonka, S.M. e Minich, Q.W.; “Manual de Refrigeração e Ar Condicionado”; Editora

McGraw-Hill; 1978; SP

19. Stoecker, W. F. e Jones, J. W.; “Refrigeração e Ar Condicionado”; Editora McGraw-Hill; 1985; SP

20. ASHRAE, “1997 ASHRAE Handbook: Fundamentals”; 1997; Atlanta, GA, USA