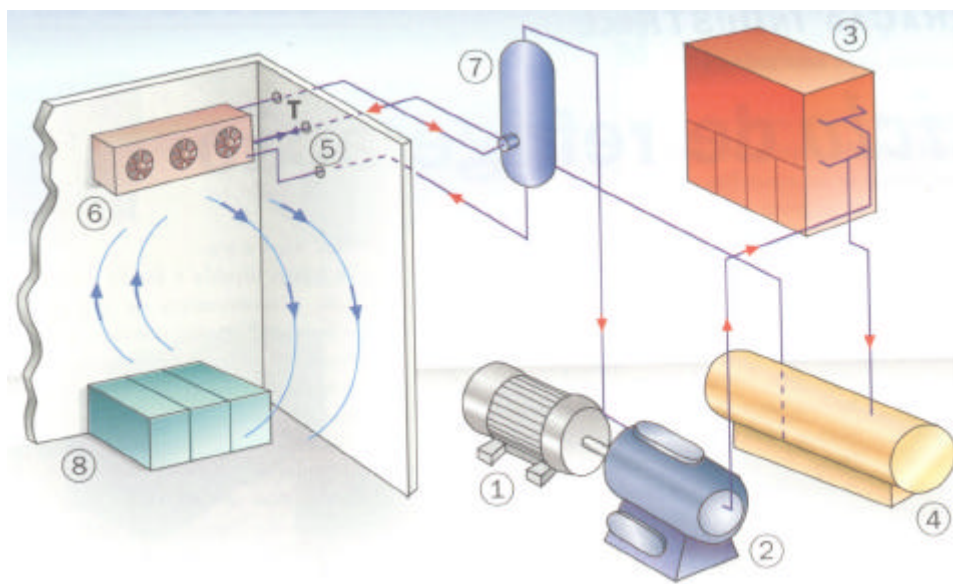


Refrigeração e Ar-Condicionado

Parte II

**Ciclo de Compressão, Balanço de Energia
Trocadores de Calor, Dispositivos de Expansão**

Prof. Luiz Carlos Martinelli Jr. - DeTEC.



SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	3
CICLO TEÓRICO SIMPLES	3
CICLO REAL SIMPLES	4
BALANÇO DE ENERGIA PARA O CICLO	5
CAPACIDADE FRIGORÍFICA DO CICLO (\dot{Q}_0).....	5
POTÊNCIA TEÓRICA DO COMPRESSOR (\dot{W}_c).....	6
FLUXO DE CALOR REJEITADO NO CONDENSADOR (\dot{W}_c).....	7
VÁLVULA DE EXPANSÃO.....	7
COEFICIENTE DE EFICÁCIA DO CICLO (β / COP).....	8
TROCADOR DE CALOR INTERMEDIÁRIO.....	8
PARÂMETROS QUE INFLUENCIAM A EFICÁCIA (β) DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO.....	8
<i>Influência da temperatura de vaporização na eficácia do ciclo</i>	9
<i>Influência da temperatura de condensação na eficácia do ciclo</i>	11
<i>Influência do sub-resfriamento do líquido na eficácia do ciclo</i>	11
<i>Influência do superaquecimento útil na eficácia do ciclo</i>	13
COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	14
TROCADORES DE CALOR.....	14
<i>Condensadores</i>	14
O processo de condensação.....	15
Tipos de Condensadores.....	16
<i>Evaporadores</i>	21
O Processo de Evaporação.....	22
Classificação dos Evaporadores.....	22
Tipos de Evaporadores.....	25
Sistemas de Expansão Direto e Indireto.....	27
Coeficiente Global de Transmissão de Calor.....	28
DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO.....	28
<i>Tubo Capilar</i>	28
Seleção do Tubo Capilar.....	30
<i>Válvulas de Expansão</i>	32
Válvulas de Expansão Manuais.....	32
Válvulas de Expansão Automáticas.....	33
Válvulas de Expansão de Bóia.....	33
Válvulas de Expansão Eletrônicas.....	35
Válvulas de Expansão Termostáticas.....	35
BIBLIOGRAFIA	39

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 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 1 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 2.

Os dispositivos indicados na Figura 2 representam genericamente qualquer equipamento que consiga realizar o processo específico.

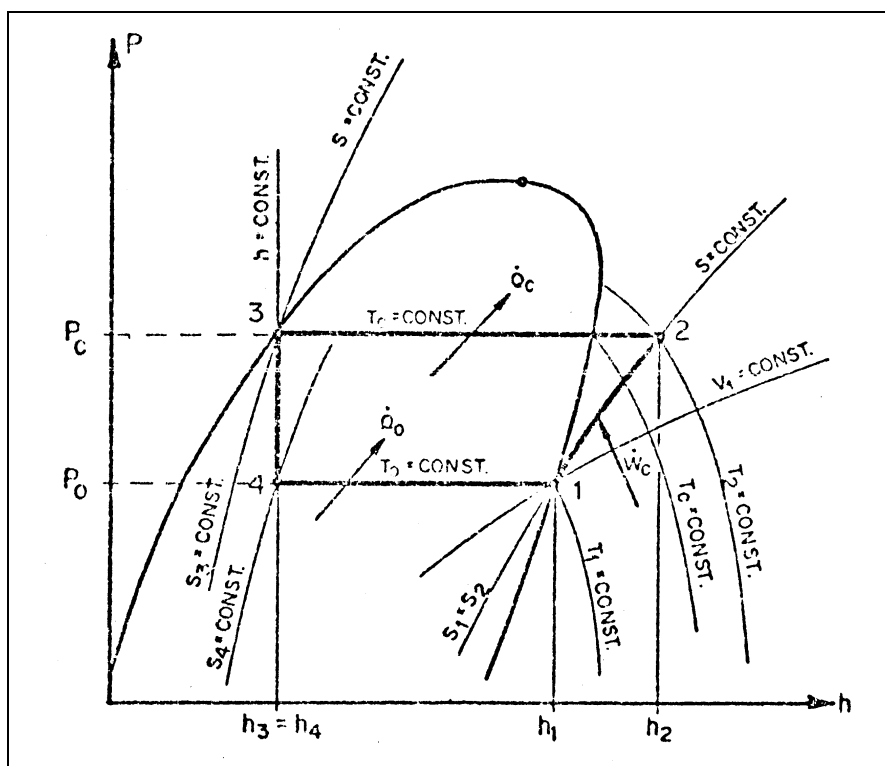


Figura 1- Ciclo Teórico Simples de Refrigeração por Compressão de Vapor

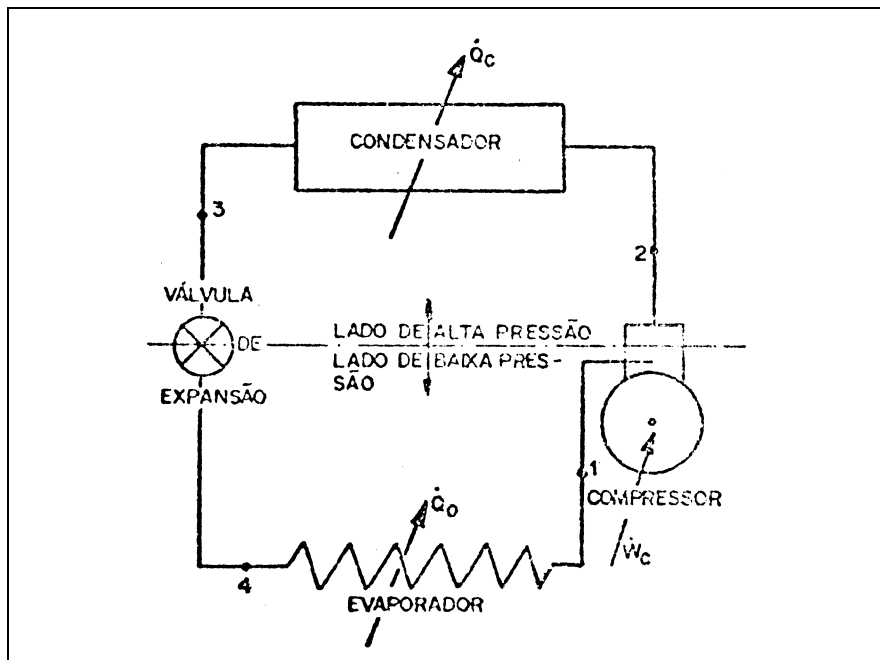


Figura 2 - Esquema do Sistema de Refrigeração com os Equipamentos Básicos

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

- 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 1. 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 (TC).
- 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 (TC) e a seguir rejeição de calor na temperatura TC até que todo vapor tenha-se tornado líquido saturado na pressão de condensação (P_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).
- 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 3, abaixo.

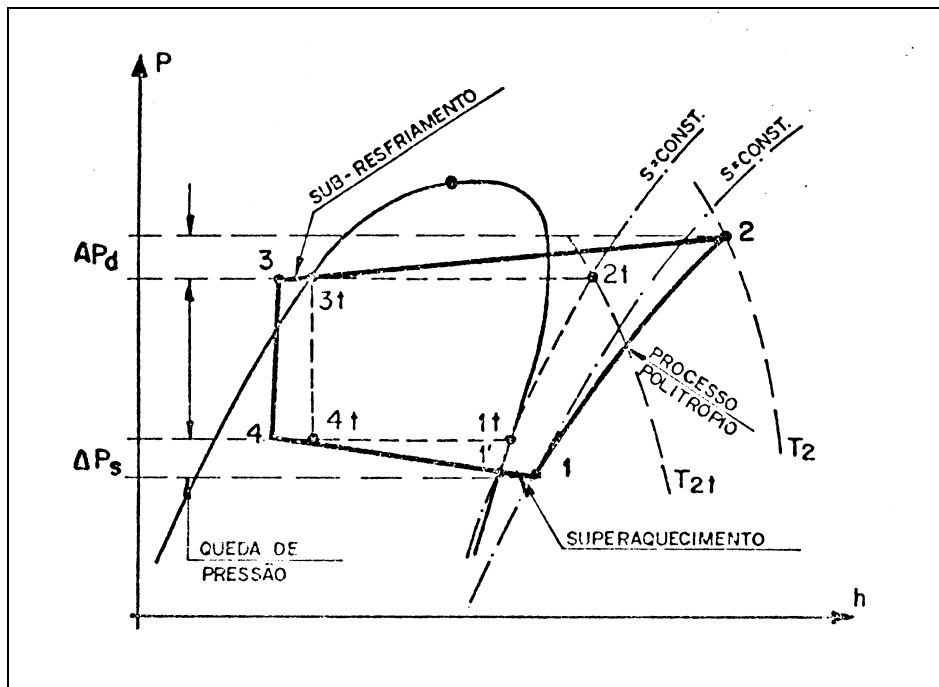


Figura 3 - Diferenças entre o Ciclo Real e o Teórico Simples

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 3. 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 (\dot{Q}_0)

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_0) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar (produto) através do evaporador do sistema frigorífico. Para o sistema operando em regime permanente desprezando-se a variação de energia e potencial, da primeira lei da termodinâmica, temos: (ver Figura 4)

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

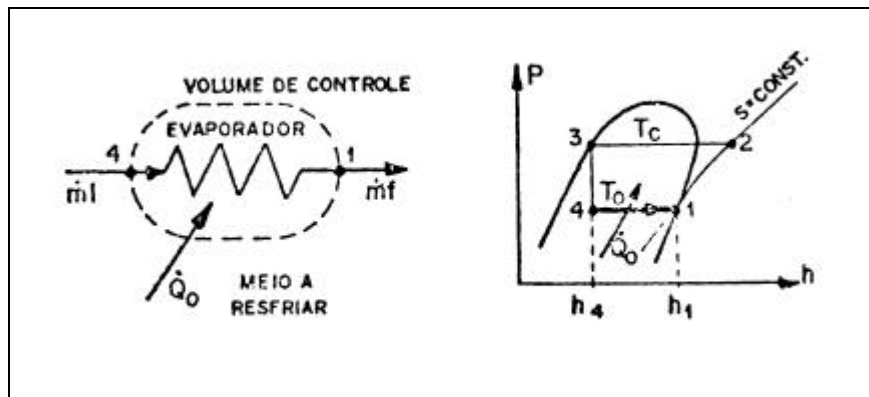


Figura 4 - Volume de Controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4-1 no diagrama de Mollier P-h

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 retirado 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 (\dot{W}_c)

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 isentrópico. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica em regime permanente e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial têm-se: (ver Figura 5)

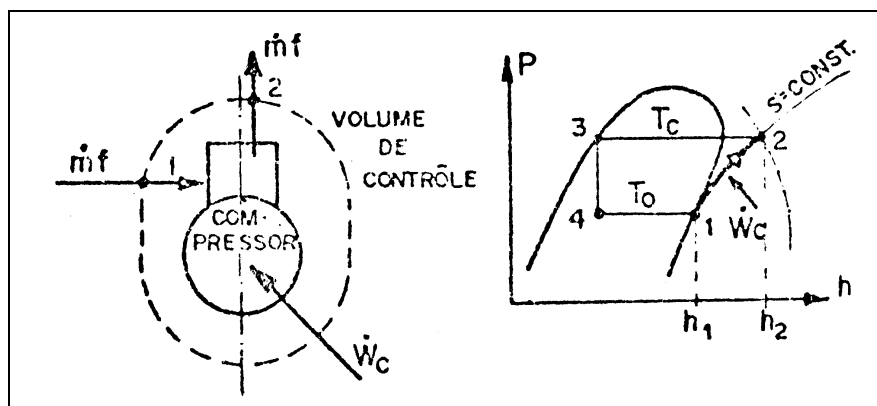


Figura 5 - Processo de Compressão isentrópico no compressor.

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

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 (\dot{W}_c)

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 6)

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

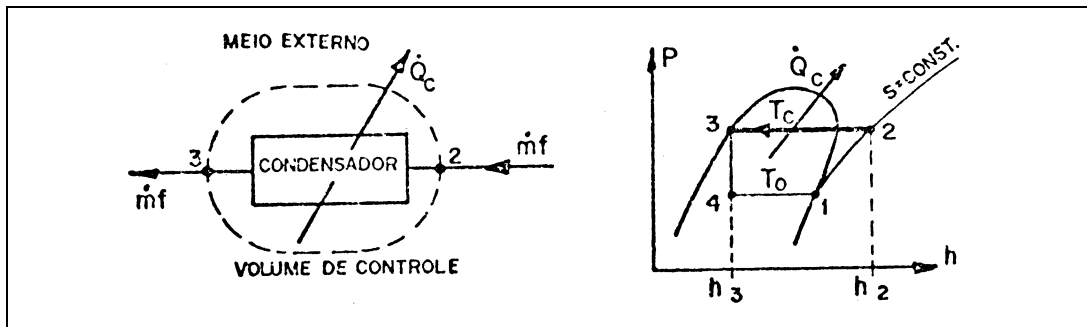


Figura 6 - Volume de Controle sobre o Condensador e sua representação no Diagrama de Mollier.

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

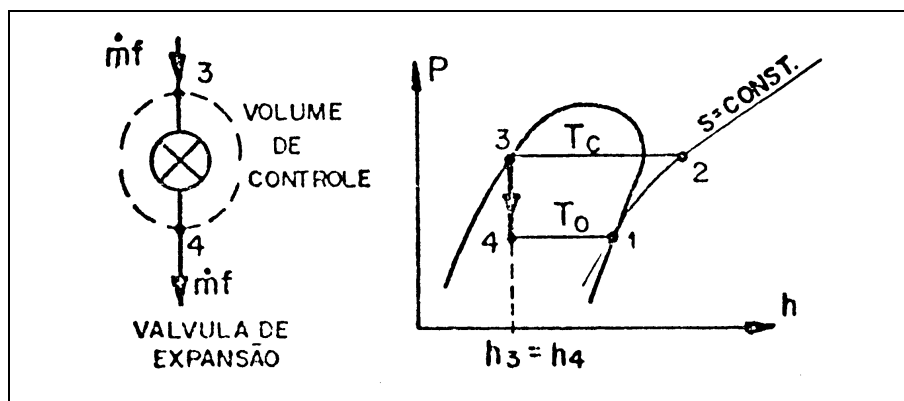


Figura 7 - Volume de Controle sobre a Válvula de Expansão e sua representação no Diagrama de Mollier.

Coeficiente de Eficácia do Ciclo (b / 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:

$$b = \frac{\text{ENERGIA util}}{\text{ENERGIA gasta}} = \frac{Q_0}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

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 8). 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:

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

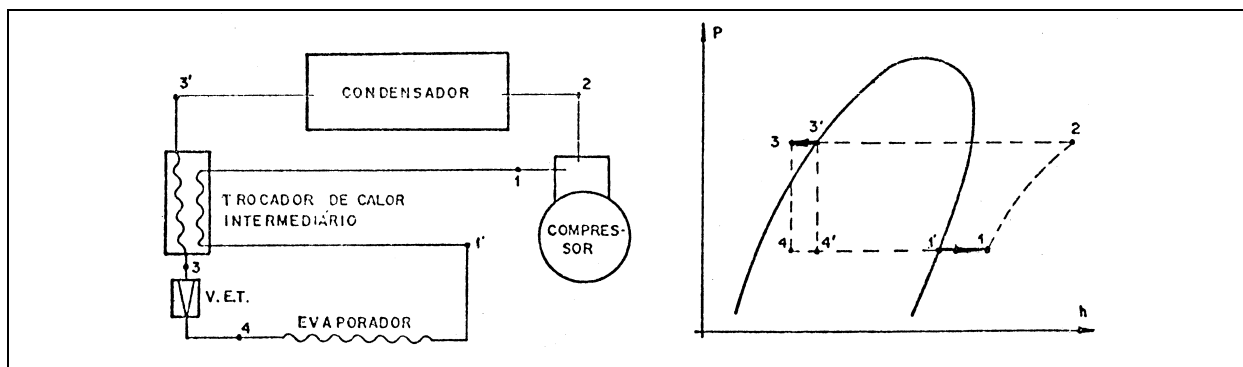


Figura 8 - Esquema frigorífico com trocador de calor intermediário e sua representação no Diagrama de Mollier

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 (b) 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 9. Nesta análise usou-se o refrigerante-22 típico de sistemas de ar-condicionado.

Lembrando-se que o calor sempre é transmitido da temperatura maior para a menor, para que um ambiente seja mantido a baixas temperaturas, o evaporador (onde ocorre a vaporização do refrigerante) deve estar a uma temperatura abaixo da do ambiente.

O processo ocorre quando o sistema de refrigeração funciona continuamente, abaixando a temperatura da câmara de refrigeração, do interior da geladeira, por exemplo. Note-se que a temperatura de vaporização pode ser facilmente controlada por meio de instrumentos de automação.

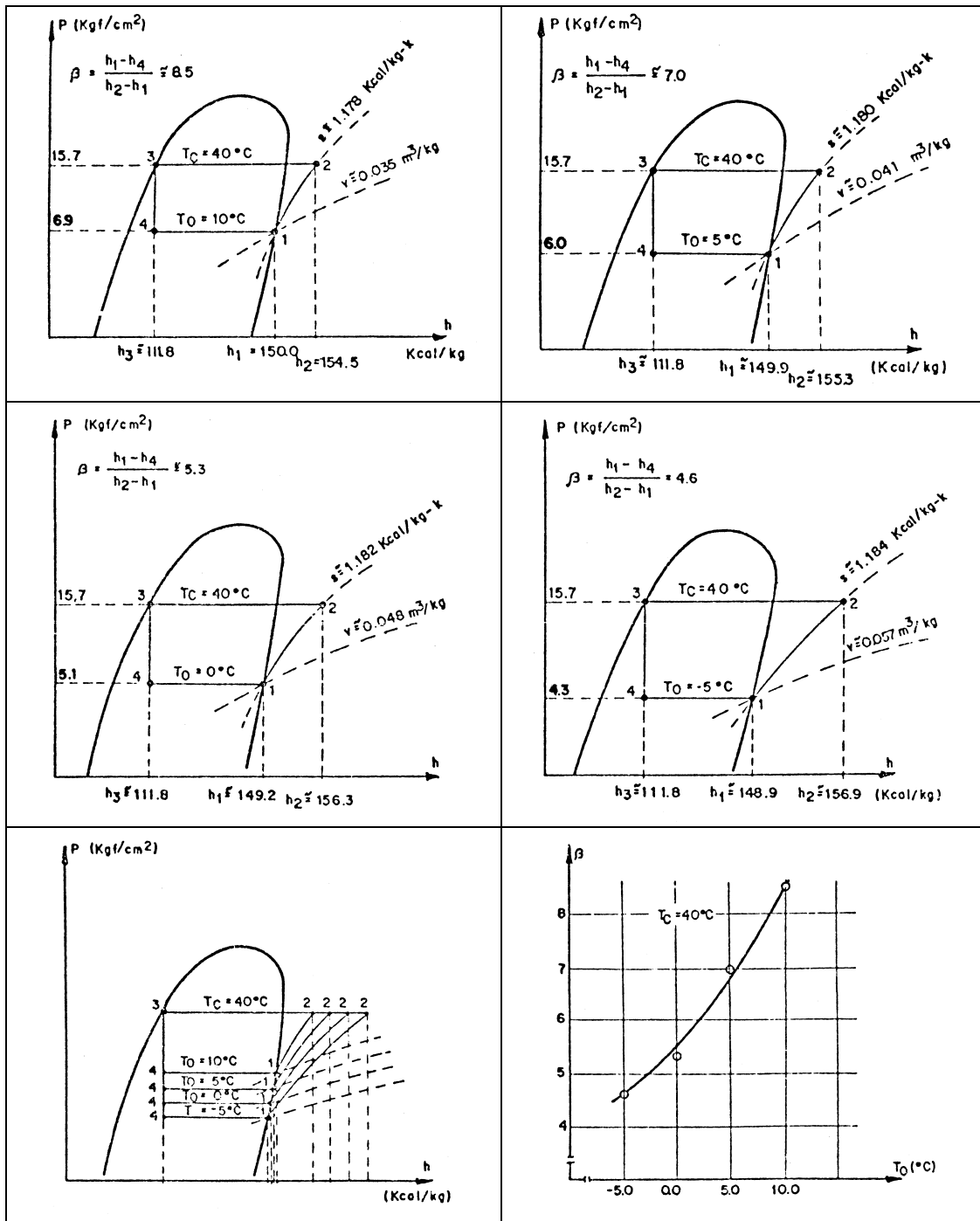


Figura 9 - Influência da Temperatura de Vaporização no Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β)

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).

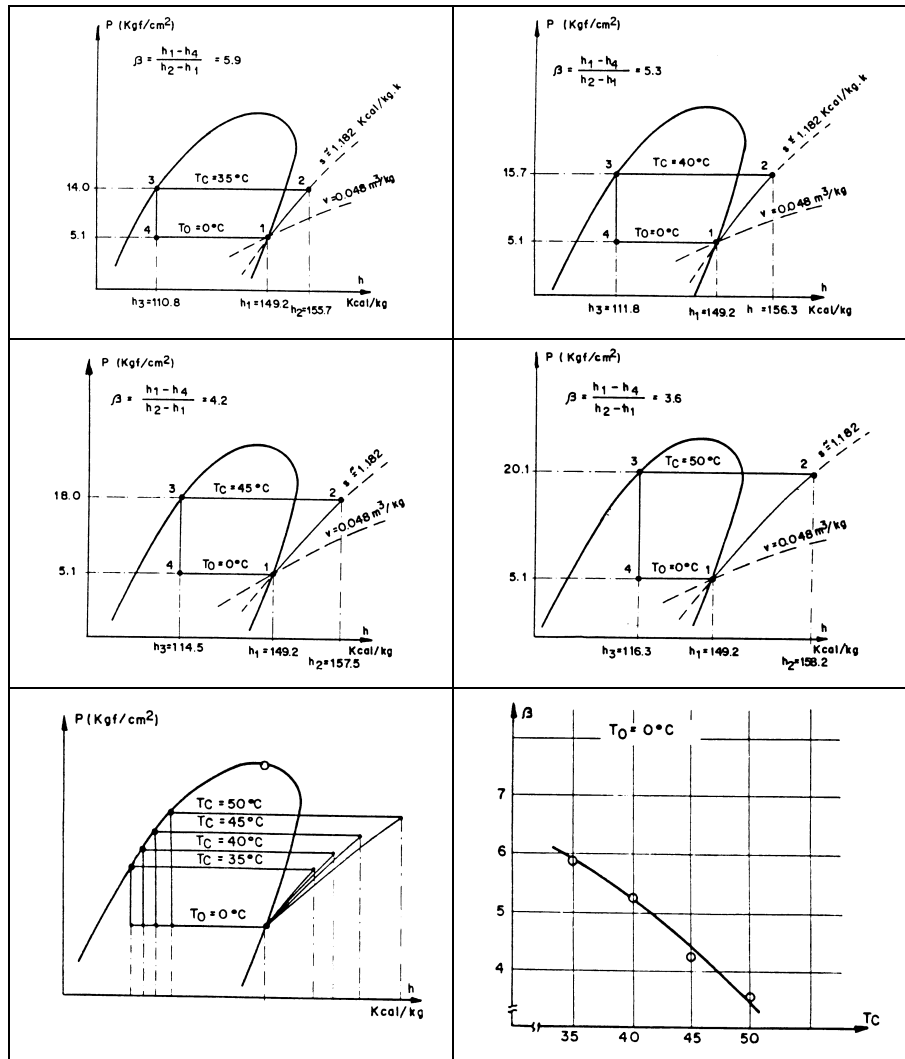


Figura 10 - Influência da Temperatura de Condensação no Coef. de Eficácia do Ciclo (β)

Esta análise é mostrada na Figura 10. 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 11 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.

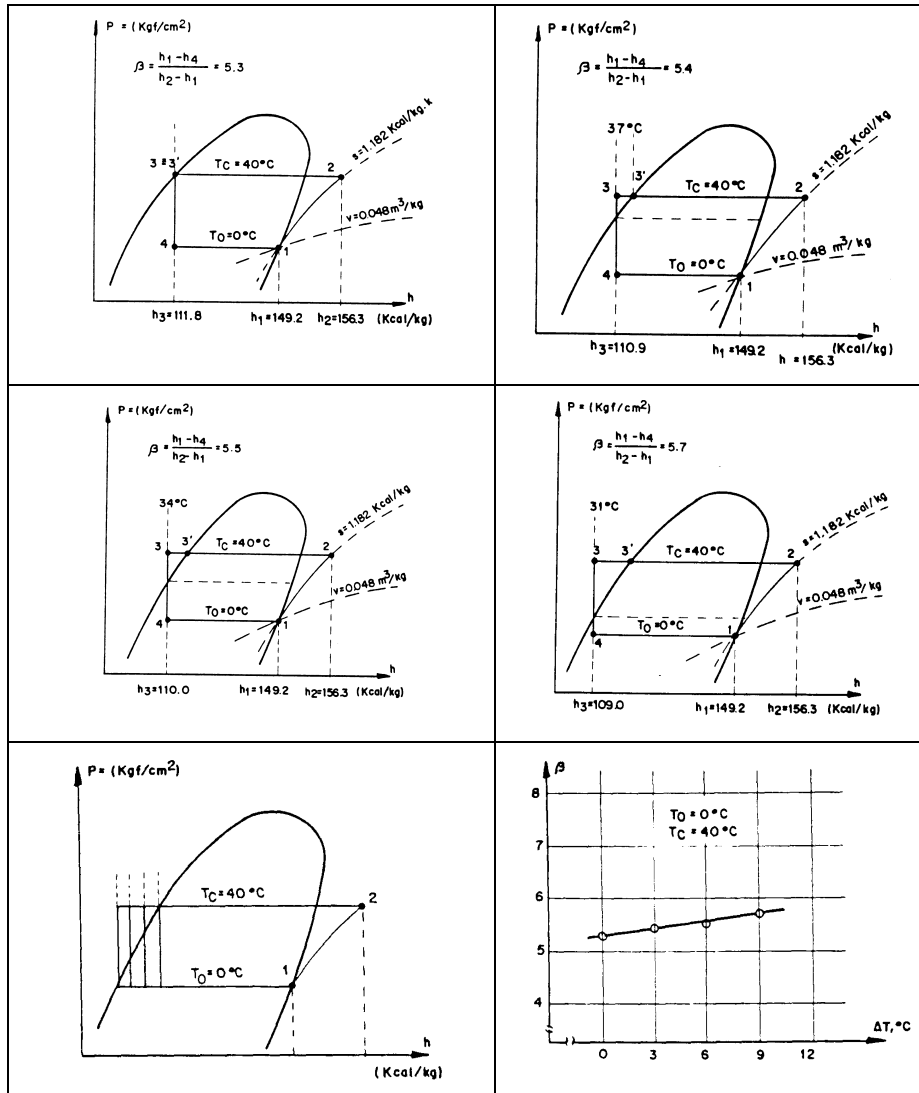


Figura 11 - Influência do Sub-Resfriamento do Líquido no Coef. de Eficácia do Ciclo (β)

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 12 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.

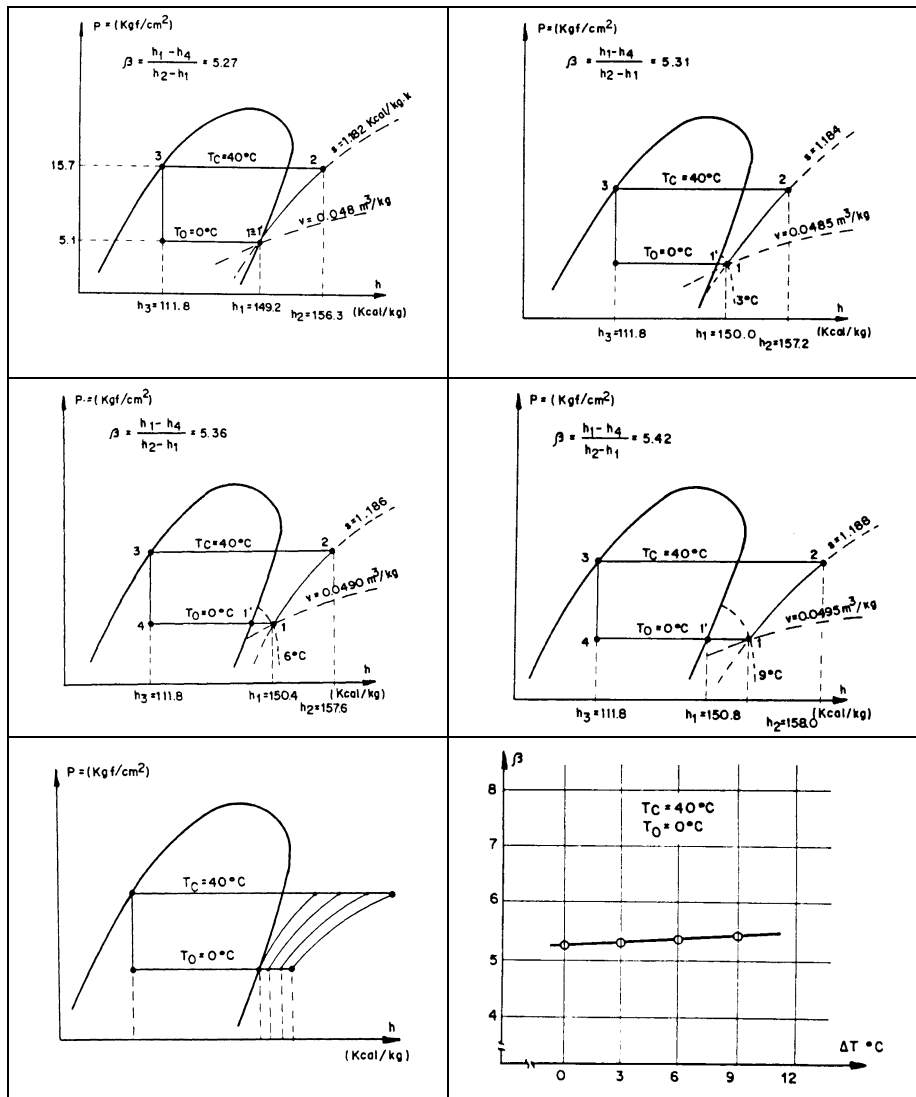


Figura 12 - Influência do Superaquecimento no Coeficiente de Eficácia do Ciclo (β)

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.

Componentes do Sistema de Refrigeração

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 13).

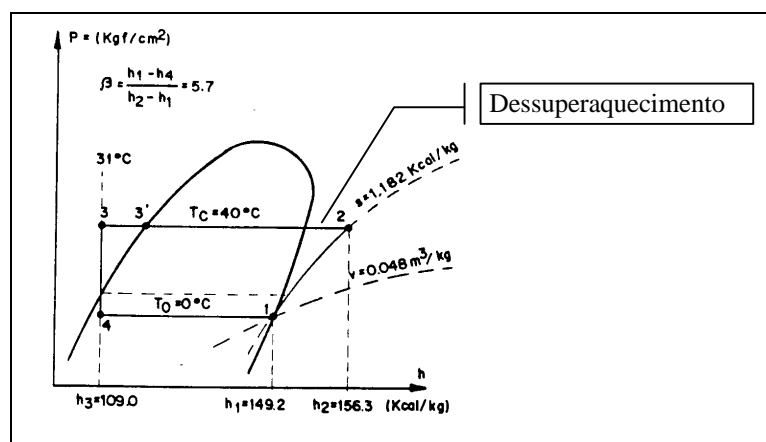


Figura 13 – Dessuperaquecimento em um ciclo de refrigeração

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 14).

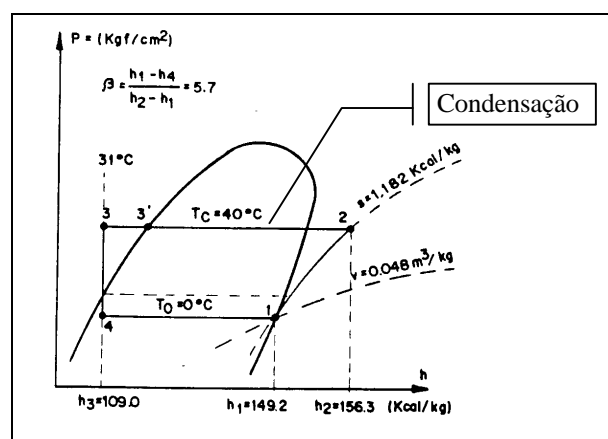


Figura 14 – Condensação em um ciclo de refrigeração

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 8). Na Figura 15 pode-se visualizar o sub-resfriamento indicado em um diagrama de Mollier.

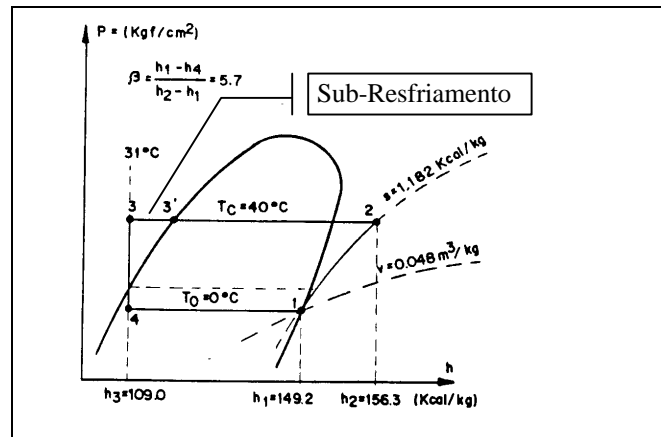


Figura 15 – Sub-Resfriamento em um ciclo de refrigeração

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 16;
2. Condensadores de casco e serpentina (shell and coil), Figura 17;
3. Condensadores de tubos duplos (Figura 18);
4. Condensadores atmosféricos (Figura 19);
5. Condensadores evaporativos (Figura 20 e Figura 21) e
6. Condensadores resfriados a ar (Figura 22).

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 16), 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.

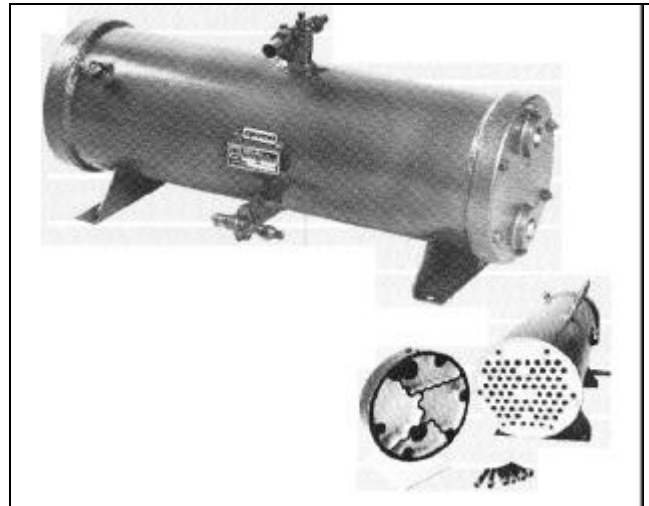


Figura 16 – Condensador Casco e Tubos

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.

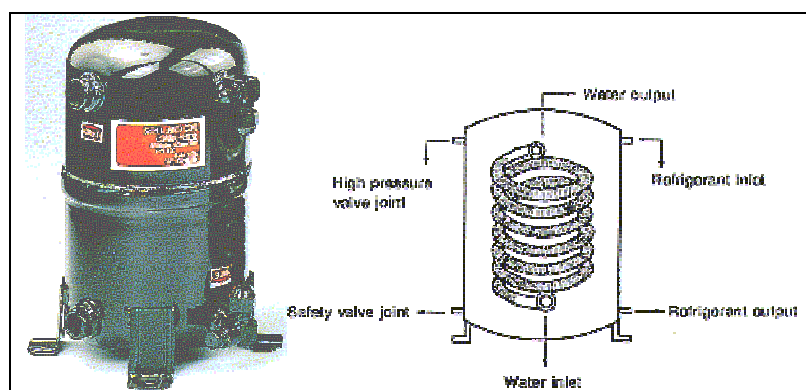


Figura 17 – Condensador de Serpentina e Casco

Condensadores Duplo Tubo

O condensador de duplo tubo (Figura 18) 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 uma 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.

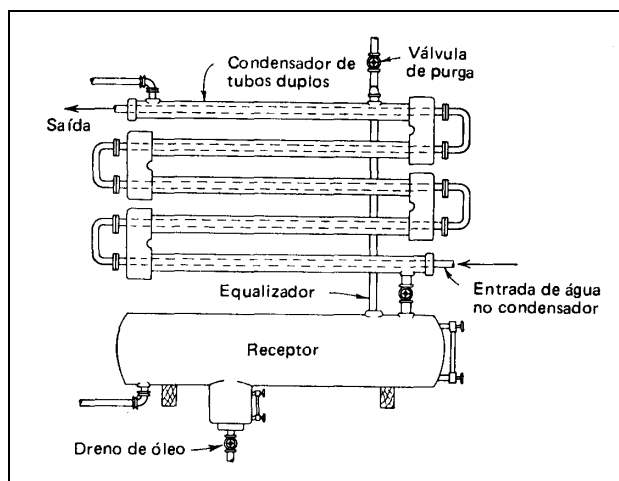


Figura 18 – Condensadores de tubos duplos

Condensadores Atmosféricos

O condensador atmosférico (Figura 19), 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.

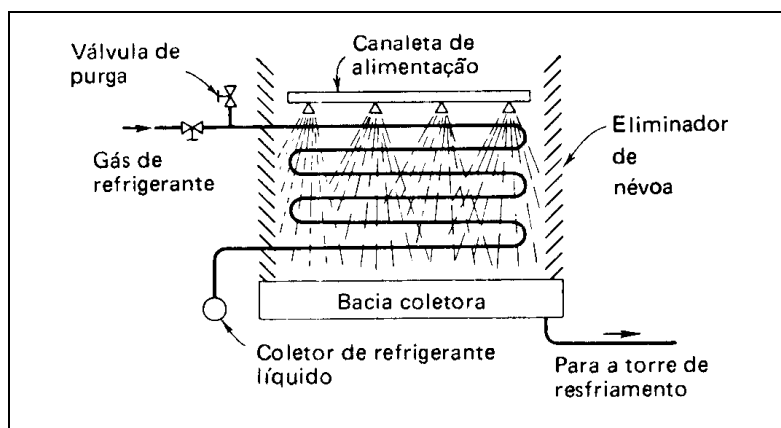


Figura 19 – Esquema de um Condensador Atmosférico

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 20 – 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.

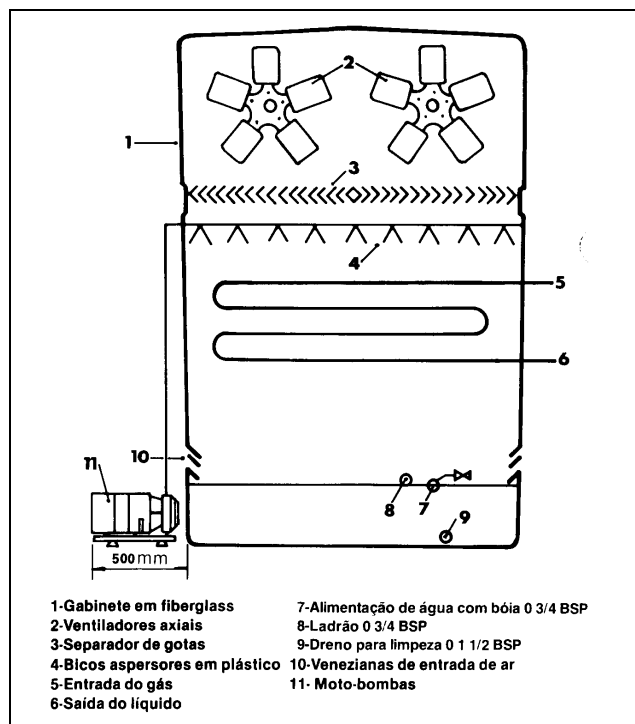


Figura 21 – Esquema de um Condensador Evaporativo

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,

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

4. Após a determinação do valor de Q, deve-se entrar na Tabela 1 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 1 – 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 22) 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 22 – 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 23.

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.

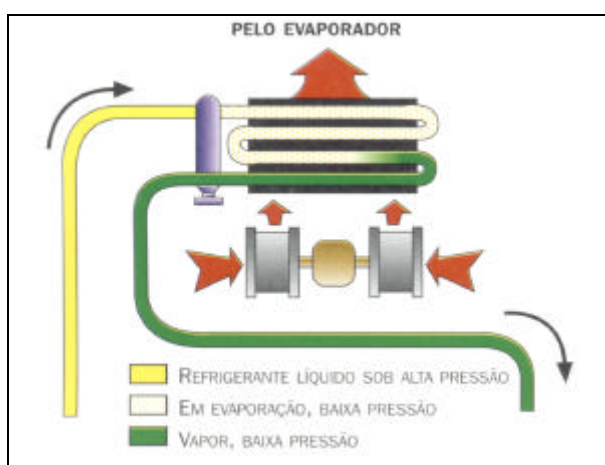


Figura 23 – Funcionamento Evaporador

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 24 e Figura 25) ou por bomba (Figura 26).

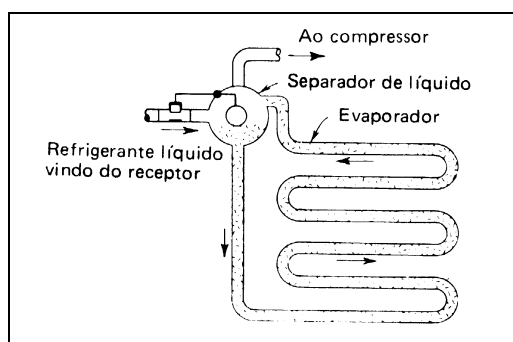


Figura 24 – Evaporador Inundado

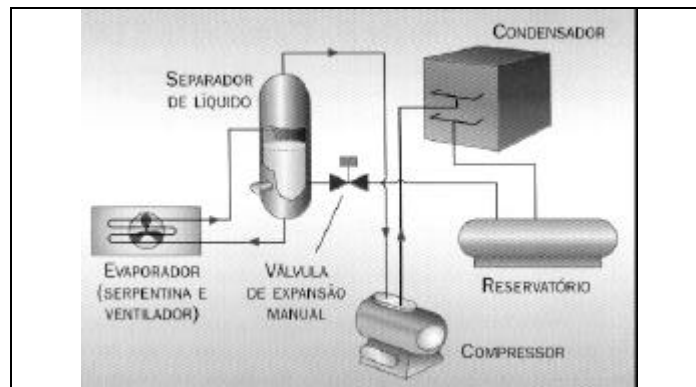


Figura 25 – Circuito inundado com recirculação por gravidade

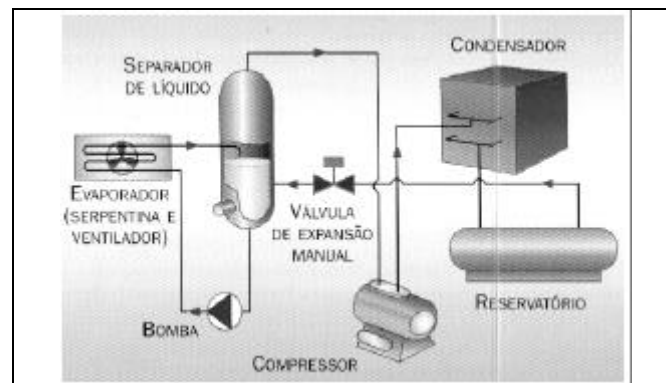


Figura 26 – Circuito inundado com recirculação por bomba

O evaporador “seco” (Figura 27 e Figura 28), 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.

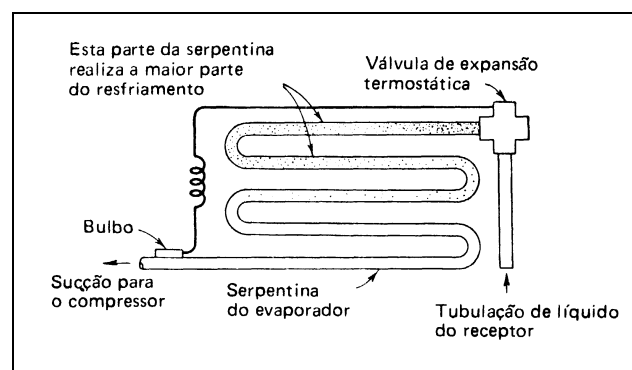


Figura 27 – Evaporador Seco de Superfície Primária

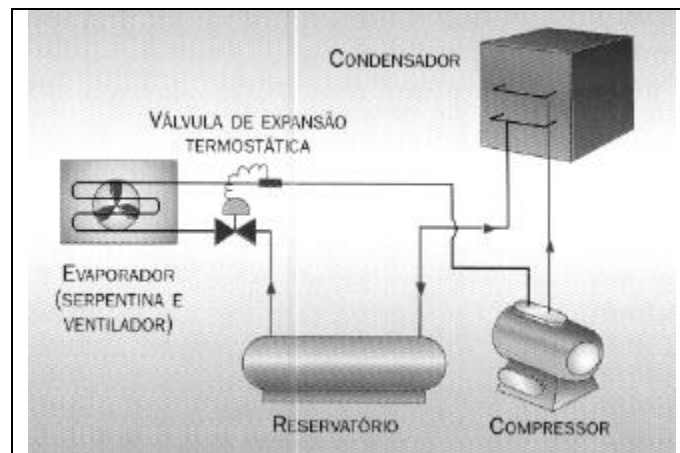


Figura 28 – Circuito com expansão seca

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 27) 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 29 e Figura 30.

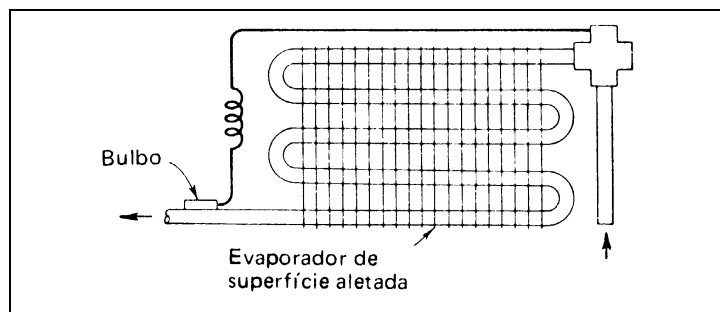


Figura 29 – Esquema de um Evaporador de Superfície Estendida

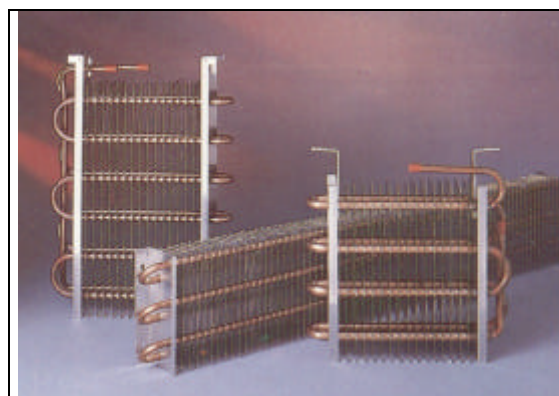


Figura 30 –Evaporadores de Superfície Estendida

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 31). 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 32).

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 33).

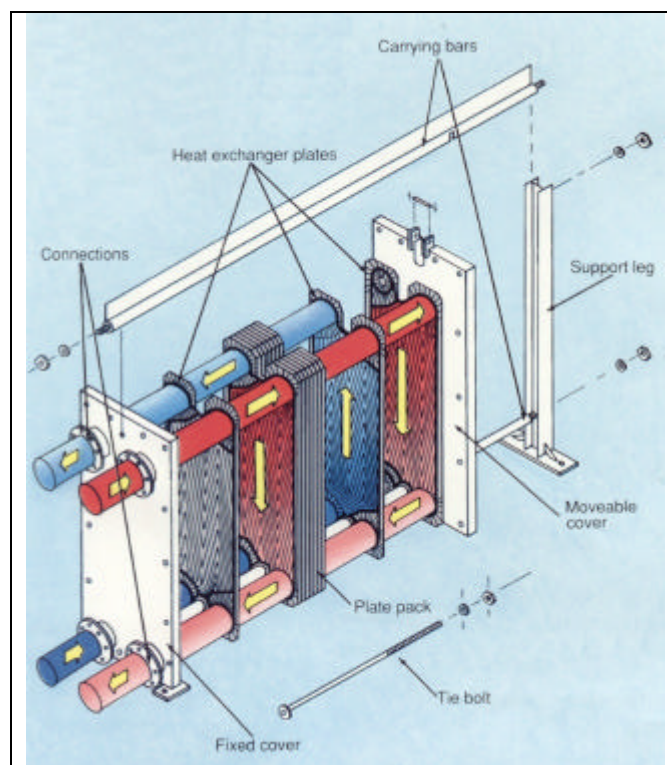


Figura 31 –Evaporadores de Placas



Figura 32 – Evaporadores de Placas Conformadas

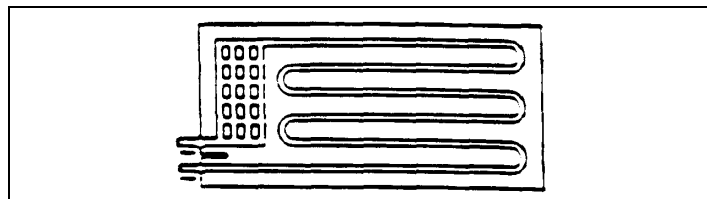


Figura 33 – Evaporador Rool-Bond com acumulador de sucção

Um segundo tipo de evaporadores é o evaporador tubular, Figura . 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. 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.

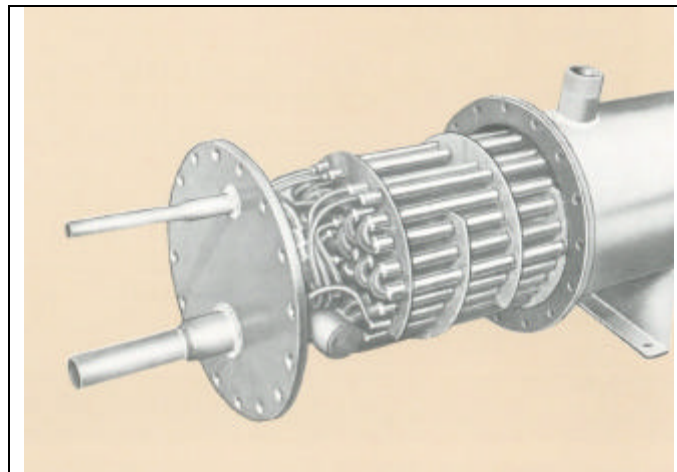


Figura 34 – Evaporador tubular

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 35), 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.

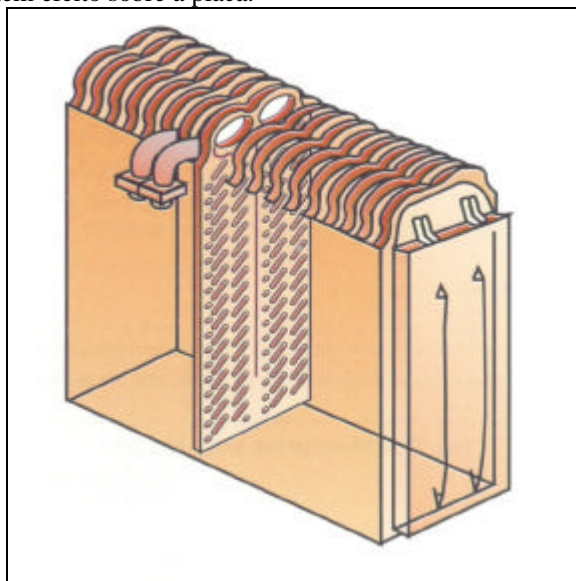


Figura 35 – Evaporador de Baudelot

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 36).

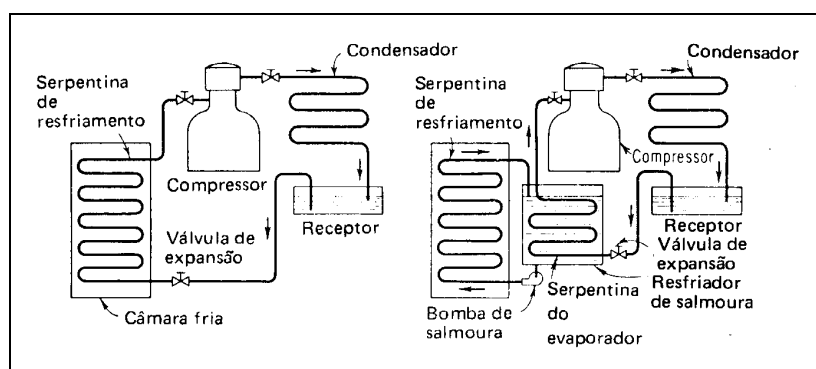


Figura 36 – Comparação do sistema de expansão direta com o indireto

Coeficiente 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.

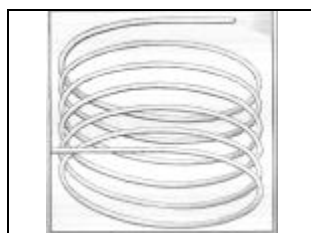


Figura 37 – Tubo Capilar

O capilar, Figura 37, 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.

Consequentemente, 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.

CONSEQUÊNCIAS 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 38 e na Figura 39, relaciona-se duas situações que podem ocorrer a partir de uma seleção de tubo capilar.

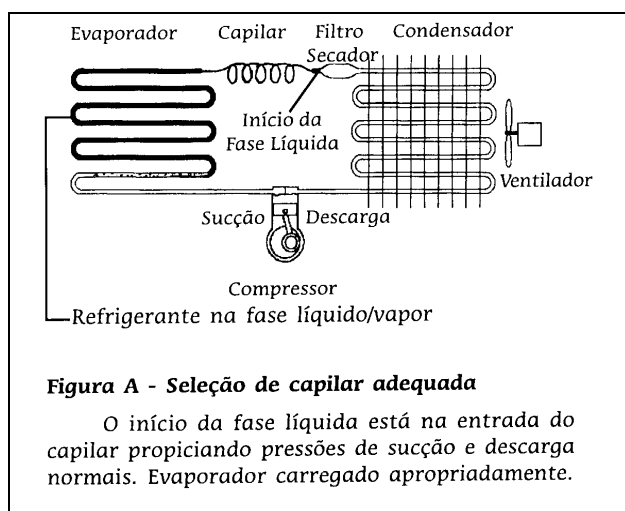


Figura 38 - Primeira situação na seleção de Tubo Capilar

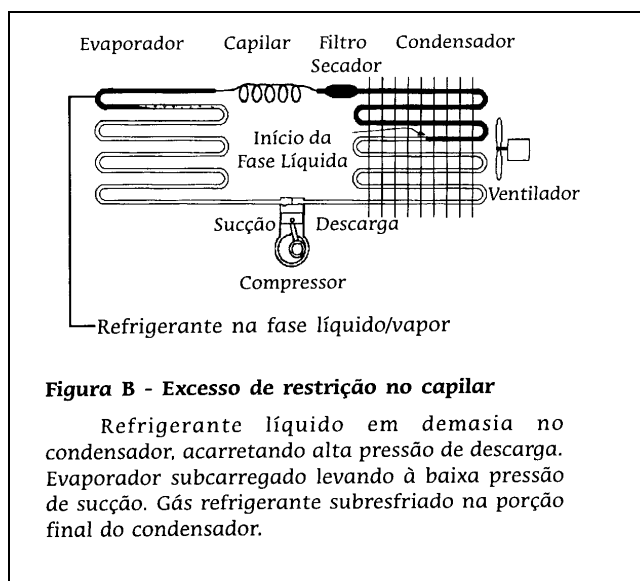


Figura 39 – Segunda situação na seleção de Tubo Capilar

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 2 – 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	0,8	2,6	0,8
			2,7	0,8	2,2	0,8
800-900	2,9	0,8	2,4	0,8	1,8	0,8
	2,4	0,8	2,2	0,8	4,9	1,0

900-1000	2,2	0,8	1,8	0,8	4,6	1,0
	5,0	1,0	4,7	1,0	4,3	1,0
1000-1100	4,8	1,0	4,5	1,0	3,8	1,0
	4,4	1,0	4,1	1,0	3,1	1,0
1100-1200	4,2	1,0	3,9	1,0	3,0	1,0
	3,6	1,0	3,4	1,0	2,6	1,0
1200-1300	3,4	1,0	3,2	1,0	2,4	1,0
	3,1	1,0	2,9	1,0	5,0	1,2
1300-1400	3,0	1,0	2,7	1,0	4,8	1,2
	2,6	1,0	2,2	1,0	4,3	1,2
1400-1500	2,4	1,0	5,4	1,2	4,1	1,2
	5,2	1,2	4,9	1,2	3,7	1,2
1500-1600	4,9	1,2	4,7	1,2	3,6	1,2
	4,6	1,2	4,2	1,2	3,3	1,2
1600-1700	4,3	1,2	4,0	1,2	3,1	1,2
	3,9	1,2	3,7	1,2	2,9	1,2
1700-1800	3,9	1,2	3,6	1,2	2,8	1,2
	3,6	1,2	3,4	1,2	2,6	1,2
1800-1900	3,5	1,2	3,3	1,2	2,5	1,2
	3,2	1,2	3,0	1,2	2,3	1,2
1900-2000	3,1	1,2	2,9	1,2	2,2	1,2
	2,8	1,2	2,4	1,2	2,0	1,2
2000-2500	2,6	1,2	2,2	1,2	1,8	1,2
	5,3	1,5	4,8	1,5	3,9	1,5
2500-3000	5,1	1,5	4,6	1,5	3,7	1,5
	3,6	1,5	3,4	1,5	2,4	1,5
3000-4000	3,4	1,5	3,2	1,5	2,3	1,5
	2,2	1,5	4,8	1,8	3,7	1,8
4000-5000	2,0	1,5	4,6	1,8	3,5	1,8
	3,4	1,8	3,2	1,8	4,2	2,0
5000-6000	3,2	1,8	3,0	1,8	-	-
	3,6	2,0	2,2	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, Consequentemente, 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 3 - 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 4 - 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 40. 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.

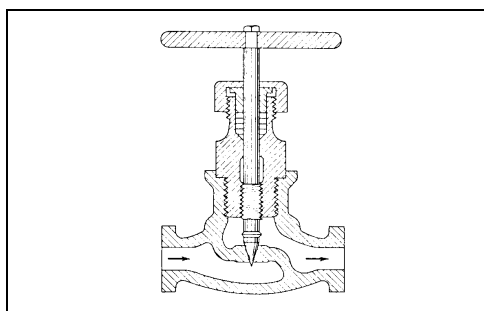


Figura 40 – Válvula de Expansão Manual

Válvulas de Expansão Automáticas

As Válvulas de Expansão Automáticas, Figura 41, 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.

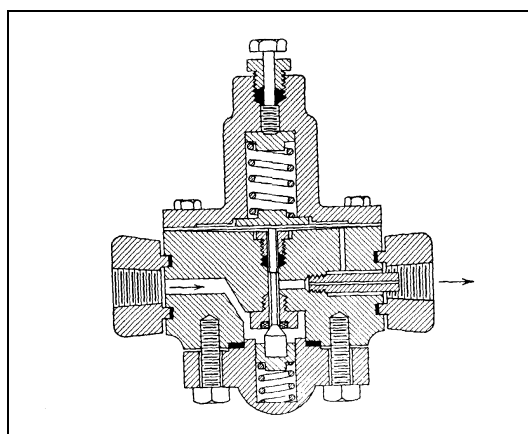


Figura 41 – Válvula de Expansão Automática

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 42. 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.

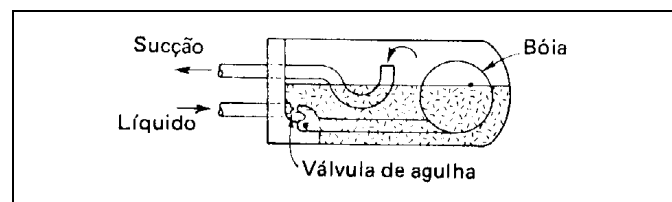


Figura 42 – Válvula de Expansão de Bóia de Baixa Pressão

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 43, 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 **aumenta**.

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.

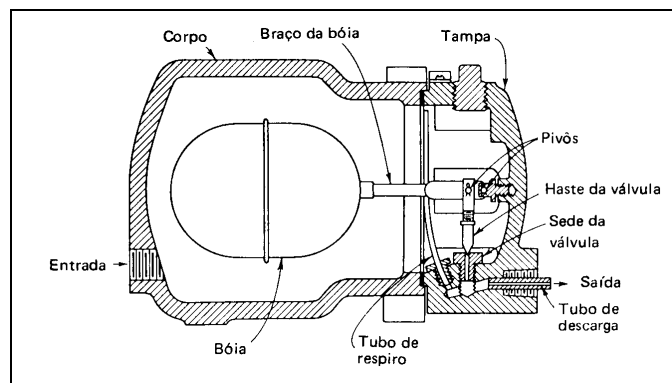


Figura 43 – Válvula de Expansão de Bóia de Alta Pressão

Válvulas de Expansão Eletrônicas

A válvula de expansão eletrônica, mostrada esquematicamente na Figura 44, 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 eletrônica 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.

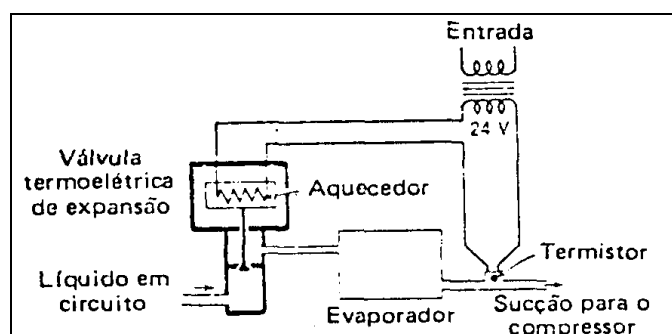


Figura 44 – Esquema da Válvula de Expansão Elétrica

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 45.

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 46.

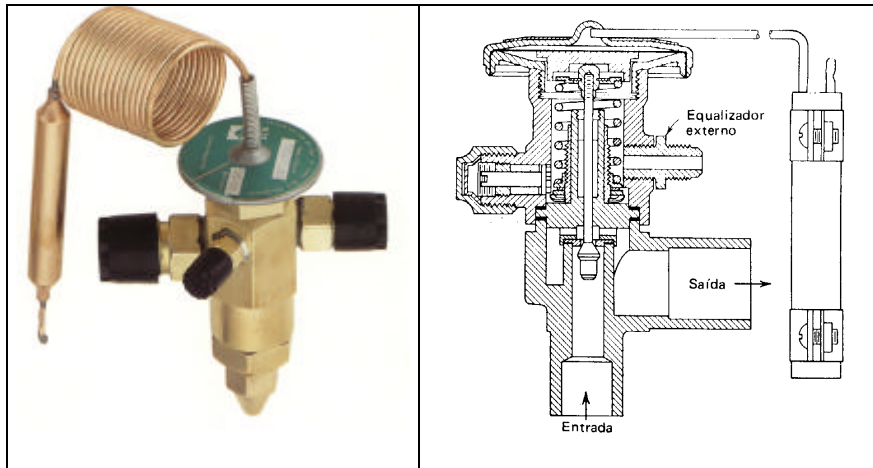


Figura 45 – Válvula de Expansão Termostática

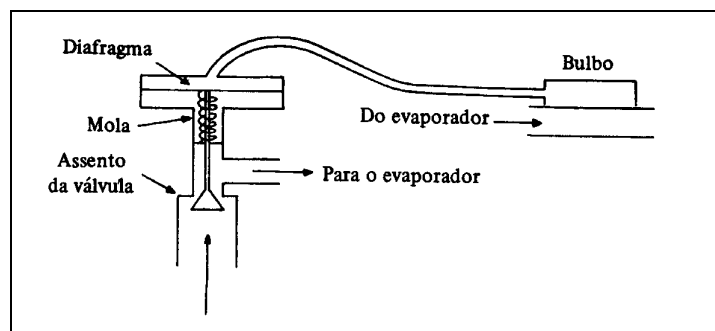
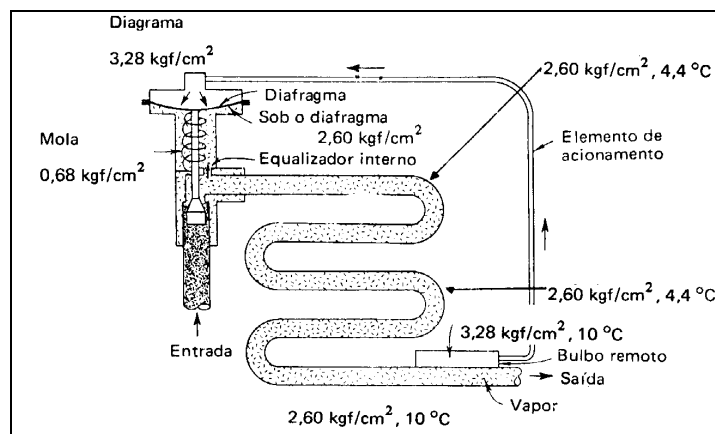


Figura 46 – Princípio de Funcionamento da V. E. Termostática

Para explicar o funcionamento da Válvula detalhadamente, utilizaremos a Figura 47.



47 Exemplo do Funcionamento da V. E. Termostática

Com o evaporador funcionando a 2,6 kgf/cm², usando se refrigerante R-4,4°C. Enquanto restar algum líquido no evaporador, a temperatura da mistura refrigerante mais gás permanecerá calor do produto ou do ar que está sendo resfriado. Num ponto próximo à saída da serpentina, onde está localizado

O bulbo remoto, em contato íntimo com a linha de sucção, assume a mesma temperatura. Como o bulbo e a -temperatura do refrigerante usado, a pressão dentro seja, 3,28 kgf/cm². Esta pressão será exercida no lado superior do diafragma. Contudo, esta força é equilibrada pela °C de

superaquecimento requeridos. Nesta con (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. 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 vazão do refrigerante equilibra a carga térmica.

Observe- superaquecimento de 5,6°C e dimensionada de modo que seja necessário um superaquecimento adicional de 2,2°C 5,6°C. De um modo geral, quanto maior a ajustagem do superaquecimento, tanto mais baixa a capacidade do evaporador, pois uma parte maio válvula.

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

Figura 45 Figura 47
Interno, respectivamente.

Equalizador é uma abertura ou conexão feita para que a pressão do evaporador seja transmitida à parte 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 kgf/cm², nas condições -se usar um equalizador externo para assegurar comparação entre equalizador interno e externo é dada na Figura .

Observe- ser feita no conector existente no próprio corpo da válvula, 45. A outra extremidade da linha deve ser

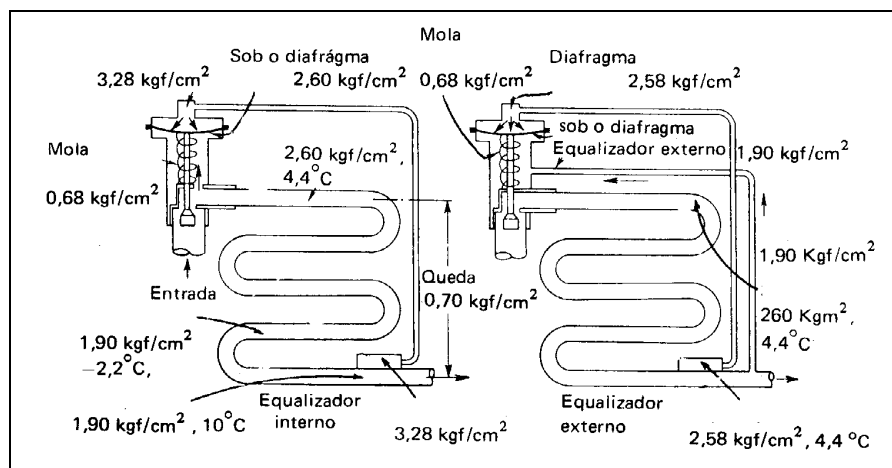


Figura 48 – Comparação do equaliza

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

- 1.
2. Tipo e tamanho das conexões de entrada e saída;
- 3.
4. Possível necessidade de um equalizador externo;
Refrigerante usado no sistema.

Conhecidas todas essas condições, a válvula, com a capacidade necessária, pode ser escolhida em um 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 % da proporcionada pela vazão máxima da válvula.

ser calculada pela seguinte fórmula:

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

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

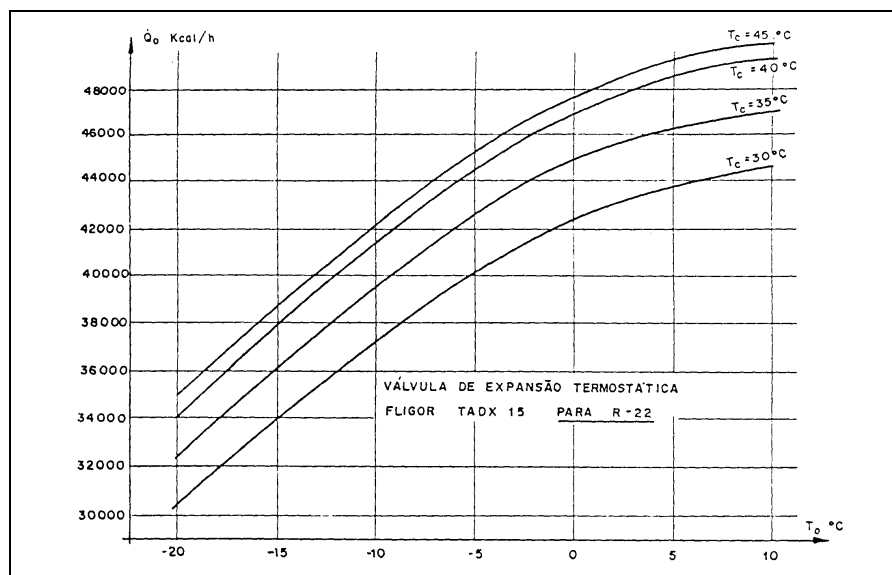


Figura 49 – Capacidade Frigorífica da Válvula Termostática Fligor TADX-15

Bibliografia

1. Elonka, S. M.; Minich, Q. W.; “Manual de Refrigeração e Ar Condicionado”; Editora McGraw-Hill; 1978; SP.
2. _____; “Refrigeração Básica”; Apostila.
3. Hoechst do Brasil Química e Farmacêutica S. A.; “System Reclin® 134a”, Boletim Técnico.
4. Elf Atochem - ATO; Boletim Técnico.
5. ASHRAE; “1997 ASHRAE HANDBOOK – Fundamentals”; Capítulo 6 – Psychrometrics.
6. Mendes, Luiz Magno de Oliveira; “Refrigeração e Ar-Condicionado – Teoria, Prática, Defeitos”; Editora Ediouro, SP, 1994.
7. Creder, Hélio; “Instalações de Ar Condicionado”, 3ª Edição; Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., RJ, 1988.
8. Sociedade Intercontinental de Compressores Herméticos SICOM Ltda.; “Tubos Capilares”; Boletim Técnico, N.º 5; Maio 1997.
9. Evacon Equipamentos Industriais Ltda. – Divisão Refrigeração. “Condensadores Tipo Shell and Tube Resfriados a Água”, Catálogo.
10. Apema – Aparelhos, Peças e Máquinas Industriais Ltda. – Divisão de Refrigeração Industrial. “Condensadores Tipo Casco e Tubos”, Catálogo.
11. Ajar Equipamentos para Ar Condicionado Ltda. “Trocador de Calor Tipo Casco e Tubos”, Catálogo.
12. Mipal Indústria de Evaporadores Ltda. “Condensador Evaporativo CE”, Catálogo.
13. Revista Oficina do Frio. RPA Editorial.
14. Revista ABRAVA. RPA Editorial.