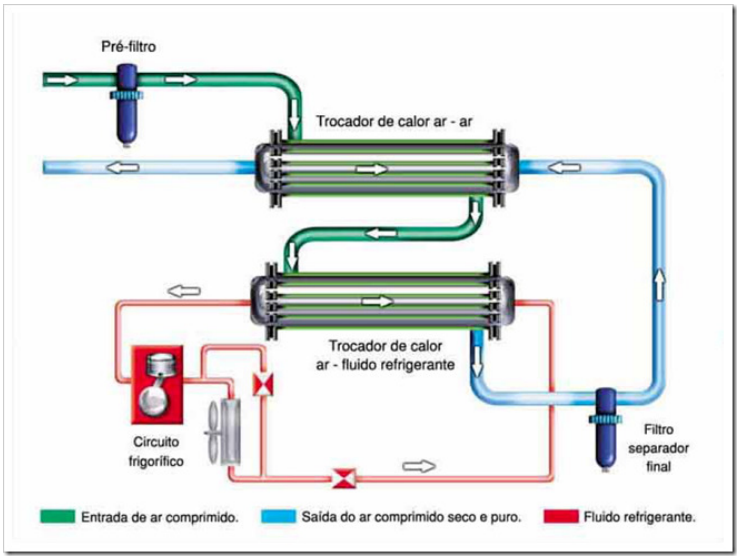
UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO

Faculdade de Engenharia e Arquitetura

Refrigeração na Indústria de Alimentos



Prof. Eng. MILTON SERPA MENEZES

Passo Fundo - RS, agosto/2010.

SUMÁRIO

SUMÁRIO 2
1. APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO: 5
1.1 Atuação do engenheiro 5
1.2 Aplicações da Refrigeração e Ar Condicionado 5
1.3 Noções Básicas 5
2 PSICROMETRIA : 8
2.1 CARTA PSICROMETRICA: 8
2.2 LINHA DE SATURAÇÃO: 8
2.3 UMIDADE RELATIVA: 8
2.4 UMIDADE ABSOLUTA OU ESPECÍFICA: 9
2.5 ENTALPIA: 10
2.6 VOLUME ESPECÍFICO: 10
2.7 TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO : 10
2.8 FATOR DE CALOR SENSÍVEL: 11
2.9 PROCESSOS: 11
3 ISOLAMENTO TÉRMICO: 15
3.1 Propriedades 15
3.2 Isolantes Comerciais 15
3.3 Cálculo da Espessura do Isolamento 15
3.4 Isolamento de Equipamentos e Canalizações: 16
3.5 Espessura Econômica de Isolamento 17
4 CARGA TÉRMICA: 18
Carga Térmica de Refrigeração: (Sistemas de Refrigeração - Câmaras Frigoríficas) 18
4.1 Carga térmica de penetração 19
4.2 Carga térmica devido à pessoas: 19
4.3 Carga térmica devido a iluminação: 19
4.4 Carga térmica devido aos equipamentos 19
4.5 Carga devido ao ar exterior: 19
4.6 Carga térmica devido ao produto: 20
5 REFRIGERAÇÃO: 29
5.1 Refrigerante: 29
5.2 Funcionamento : 29
5.3 Propriedades dos Refrigerantes: 30
5.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia: 31
5.5 Parâmetros Mais Importantes: 31
5.6 Cíclos frigoríficos com trocadores de calor: 33
5.7 Ciclo Real de Compressão a Vapor: 34
5.8 Exemplos de sistemas frigoríficos 34
6 COMPRESSORES: 46
6.1 Tipos de compressores: 46
6.2 Compressores Alternativos: 46
6.3 Compressores Rotativos ou de Palheta: 50
6.4 Compressores de Parafuso: 51
6.5 Compressores Centrífugos: 51
6.6 Compressores Scroll: 53
7 CONDENSADORES: 57

7.1 Capacidade dos Condensadores: 57
7.2 Tipos de Condensadores: 57
7.3 Coeficiente Médio de Transferência de Calor: 59
7.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor: 60
7.5 Diferença Média Logarítmica de temperatura: 60
7.6 Dimensionamento de Condensadores: 60
8 EVAPORADORES: 62
8.1 Evaporadores de Expansão Direta: 62
8.2 Evaporadores de Expansão Indireta: 64
8.3 Dimensionamento de um Evaporador: 64
8.4 Lavadores de Ar: 64
9 DISPOSITIVOS DE EXPANÇÃO : 65
9.1 Tubos Capilares: 65
9.2 Válvula de Expansão Termostática 66
9.3 Válvula Manual 68
9.4 Válvula de Expansão Constante ou Automática: 68
9.5 Válvulas de Bóia: 68
9.6 Válvulas de Expansão Elétrica: 69
9.7 Pistões: 69
10 REFRIGERANTES: 70
10.1 Compostos Halocarbônicos: 70
10.2 Compostos Inorgânicos 70
10.3 Hidrocarbonetos: 70
10.4 Azeotropos: 70
10.5 Características Termodinâmicas: 71
10.6 Propriedades Físicas e Químicas: 71
10.7 Escolha de Refrigerantes: 71
10.8 Fluídos Alternativos: 72
10.9 Refrigerantes Secundários : 73
11 SISTEMAS MULTI PRESSÃO: 74
11.1 Separador de Líquidos: 74
11.2 Resfriamento Intermediário: 74
11.3 Sistema com Um Evaporador e Um Compressor: 75
11.4 Sistema com Dois Evaporadores e Um Compressor: 75
11.5 Sistema com Dois Compressores e Um Evaporador: 76
11.6 Sistema de Dois Compressores e Dois Evaporadores: 76
11.7 Ciclo Binário ou em Cascata: 77
12 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE: 79
12.1 Movimento do Óleo: 79
12.2 Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade: 80
12.3 Linha de descarga: 80
12.4 Linha de líquido: 80
12.5 Linha de sucção: 81
13 TORRES DE ARREFECIMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS: 85
13.1 Torres de Arrefecimento: 85
13.2 Condensadores Evaporativos: 88
14 OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO: 89
15 OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: 92

15.1 Refrigeração por Absorção: 92
15.2 Refrigeração Termoelétrica: 98
15.3 Refrigeração por Adsorção: 98
16 OPERAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS: 99

1. APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO:

1.1 Atuação do engenheiro

- Pesquisa
- Desenvolvimento
- Aplicação de Equipamentos

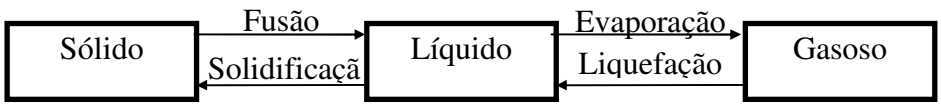
1.2 Aplicações da Refrigeração e Ar Condicionado

- Ar Condicionado
- Armazenamento e Distribuição de Alimentos
- Processamento de Alimentos
- Indústrias Químicas e de Processos
- Outras Aplicações

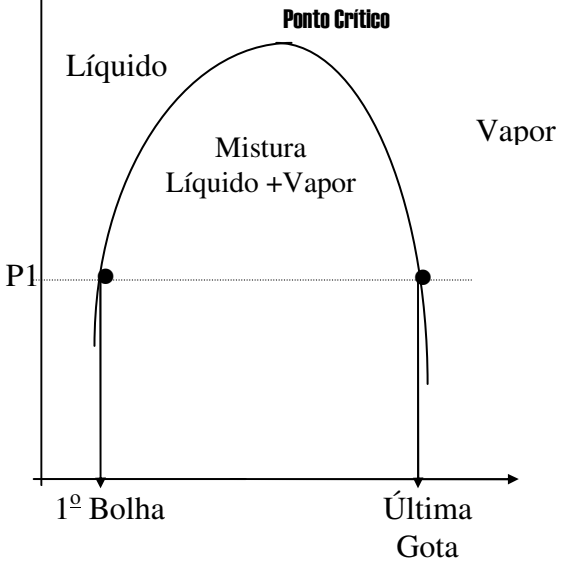
1.3 Noções Básicas

- **Energia** - Capacidade de produzir trabalho-Formas de Energia (kgm, J, kcal, BTU)
- **Trabalho** - É o produto da força pela (distância) deslocamento produzido por esta força.
- **Potência** - Quantidade de energia utilizada ou um trabalho realizado em um período de tempo. (W, Cv, HP)
- **Temperatura** - Medida do estado de agitação molecular de um corpo. (intensidade de calor)
- **Escalas Relativas**: Celcius -Fahrehneit
- **Escalas Absolutas**: No zero absoluto cessa o movimento vibratório molecular e as partículas estão mais próximas.
- **Conversão de Unidades:** $\frac{T_c}{5} = \frac{T_f - 32}{9} = \frac{T_k - 273}{5}$
- **Calor**: É uma forma de energia $\rightarrow$J $\rightarrow$kcal $\rightarrow$BTU
- **Frio**: É uma relativa ausência de calor
- **Transmissão de calor**: O calor sempre flui do corpo mais quente p/ o mais frio.
  - Condução: Transmissão de partícula em partícula.
  - Convecção: Transferência através de um fluido (convecção forçada ou natural)
  - Radiação: Transferência em forma de ondas.
- **Calor Específico**: É a energia necessária para elevar em 1 ^oK (ou ^oC) a temperatura de 1g de uma substância.
- **Entalpia:** É uma propriedade das substâncias que indica sua quantidade de calor.
- **Entropia**: É a medida das trocas de energia de um sistema com o meio. É a medida do grau em que energia de um sistema é imprestável.
- **Calor Sensível**: Calor que varia a temperatura.
- **Calor Latente**: Calor que varia o estado.
- **Medida de calor Sensível e Latente**:
  Ex.: Cálculo das quantidades de calor necessário para o aquecimento de 1 kg de água a 20 ^oC até vapor a 150 ^oC.
  Água de 20 a 100 ^oC $\rightarrow Q_s = 1.1.80 = 80$ kcal
  Água/Vapor $\rightarrow Q_l = 1.(370\text{-}101{,}8) = 268{,}3$ kcal
  Vapor a 100 ^oC até vapor a 150 ^oC $\rightarrow Q_s = 1.0{,}5.50 = 25$ kcal

- **Mudança de Estado**:



- **Curva De Saturação**



- **Título**: É a fração de vapor na mistura líquida + vapor.
- **Vazão**: Vazão mássica: é a vazão em massa na unidade de tempo. Ex.: kg/s
  Vazão volumétrica: é a vazão em volume na unidade de tempo. Ex.: m^3/s
- **Arrefecimento** ⇨ Diminuição da temperatura até a temperatura ambiente.
- **Resfriamento** ⇨ Diminuição da temperatura até antes da temperatura de congelamento.
- **Congelamento** ⇨ Diminuição da temperatura até abaixo da temperatura de congelamento.
- **Tonelada de Refrigeração (TR)** ⇨ Quantidade de calor necessário para transformar uma tonelada de gelo a 0 ºC em água a 0 ºC.
- **Densidade e Volume Específico:** A densidade de um Fluido é a massa que ocupa uma unidade de volume. O volume específico é o volume ocupado pela unidade de massa.
- **Lei dos Gases Perfeitos:** $pv=RT$

  P = Pressão absoluta (Pa)
  v = Volume específico (m3/Kg)
  R = Constante do gás = 287 J/Kg.K para o ar e 462 J/Kg.K para a água
  T = Temperatura Absoluta

- **Mistura de Gases:**
  - Em uma mistura de gases, desde que não haja afinidade química entre os componentes, cada gás segue a própria equação de estado físico, independente da presença dos demais.
  - A pressão total de uma mistura de gases é igual a soma das pressões parciais de seus componentes.
  - Em uma mistura de gases, a soma tanto dos pesos como dos volumes de seus componentes é igual, respectivamente, ao peso e ao volume da mistura.

EQUIVALÊNCIA ENTRE AS UNIDADES DO SISTEMA INGLÊS E DO SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

1 TR = 3.024 kcal
1TR = 12.000 BTU
1TR = 3.516 kW

Energia, calor, potência

$1\ W = \frac{J}{s}$

1 J = 1 W · s = 1 N · m
1 J = 10^7 ERG
1 BTU = 1055,4 J
1 BTU = 1055,4 W · s
1 BTU = 1055,4 N · m
1 BTU = 252 cal
1 BTU = 0,252 Kcal
1 BTU = 778,161 ft · lbf
1 BTU/h = 0,2931 W
1 BTU/h = 0,2931 · 10^{-3} kW
1 BTU/h = 3,93 · 10^{-4} HP
1 BTU/h°F = 0,5274 W°C
1 BTU/h ft°F = 1,7303 W/m°C
1 BTU/lb = 2325,9 J/kg
1 BTU/lb°F = 4186,69 J/kg°C
1 BTU/h°F = 0,5274 W/°C
1 BTU/h ft^2 = 3,1537 W/m^2
1 BTU/h ft^2°F = 5,6767 W/m^2°C
1 cal = 4,1868 J (ou W · s ou N · m)
1 kcal = 4186,8 J ou 4,1868 kJ
1 kcal/h = 1,163 W
1 cal = 3,968 · 10^{-3} BTU
1 kcal = 3,968 BTU
1 W/°C = 1,8961 BTU/h°F
1 h°F/BTU = 1,896°C/W
1 HP = 550 ft · lbf/s
1 HP = 745,7 W
1 HP = 1,014 cv
1 cv = 736 W = 75 kgfm/s
1 BTU/h · ft^2°F = 4,883 kcal/h · m^2 · °C
1 BTU/h = 0,252 Kcal/h
1 Wh = 3,413 BTU

$m/s = \frac{F.P.M}{196,85}$

1 m^3/h = 1 GPM × 0,2278
1 pol = 2,54 cm

1 kw-h = 3413 BTU
1 kw-h = 860 kcal
1 TR = 12 000 BTU/h · 3,52 kW
1 TR ≅ 3 024 kcal/h

Pressão

1 kg/cm^2 = 14,22 psi
1 psi = 0,070307 kg/cm^2 ≈ 7 kPa
1 kgf/cm^2 = 100 kPa
1 mm Hg = 133,3 Pa
1 Pa = 1 N/m^2
1 kPa = 10^{-2} kgf/cm^2
1 atm = 1,0132 bar
1 bar = 10^5 N/m^2
1 atm = 101325 N/m^2 = 101,325 kPa
1 atm = 1,033 kgf/cm^2 = 14,7 psi
1 kPa = 10^{-1} m H_2O
1 atm ≅ 10^5 Pa
1 atm = 10,33 m de CA
1 atm = 34 ft de CA
1 m H_2O = 10^4 Pa = 1 dbar

Diversos

1 CFM = 0,0283 MCM
1 CFM = 1,698 m^3/h ≈ 1,7 MCH

$\Delta^\circ C = \frac{5}{9}\Delta^\circ F \qquad ^\circ C \simeq \frac{5}{9}(^\circ F - 32)$

1 BTU · in/h ft^2°F = 0,144 W/m°C =
= 2,583 kcal m/hm^2°C
1 FPM = 5,08 · 10^{-3} m/s
1 BTU/h ft°F = 1,488 kcal/h m°C =
= 0,00413 cal/s cm°C =
= 0,0173 W/cm°C
1 FPM = 0,3048 MPM

1 m = 3,28 pés
1 pé = 0,3048 m
1 m^2 = 10,76 pés quadrados
1 $pé^2$ = 0,093 m^2
1 m^3 = 35,31 pés cúbicos

2 PSICROMETRIA :

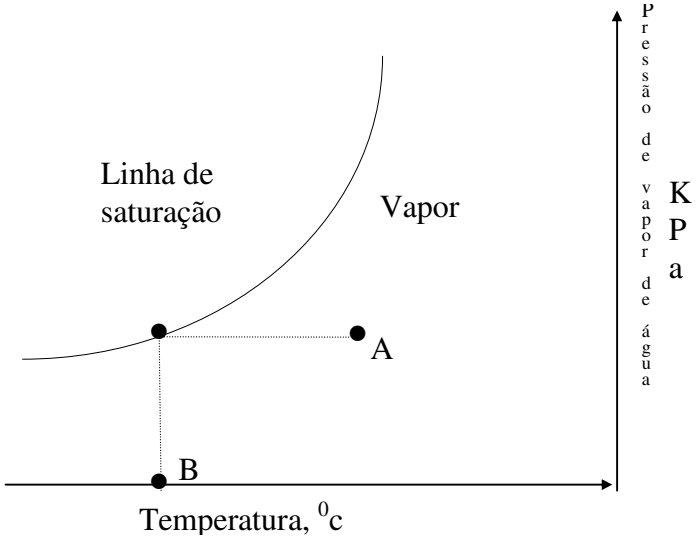
Psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. O ar ambiente é uma mistura mecânica de gases e vapor de água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos a água deve ser removida do ar, e em outros adicionada.

2.1 CARTA PSICROMETRICA:

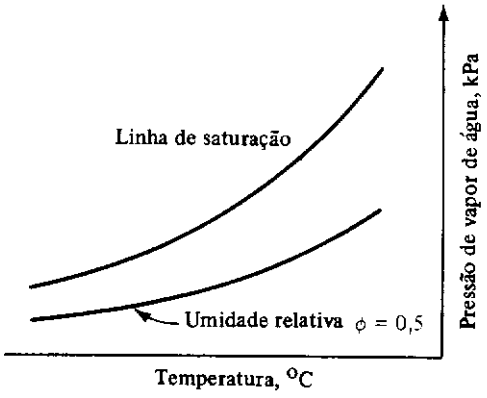
A carta Psicrométrica inter-relaciona inúmeras grandezas da mistura de ar e de vapor de água de grande aplicação em cálculo de refrigeração e ar condicionado. O uso destes diagramas permite a análise gráfica de dados e processos psicrométricos facilitando assim a solução de muitos problemas práticos referentes ao Ar, que de outro modo requerem soluções matemáticas mais difíceis.

2.2 LINHA DE SATURAÇÃO:

As Cartas Psicrométricas apresentam como coordenadas a temperatura **t**, no eixo das abcissas e a pressão de saturação do vapor da água Ps (provisoriamente) no eixo das ordenadas.



A presença de Ar no vapor de água não altera o comportamento deste. A região de importância da carta será aquela limitada pelo eixos de coordenadas e a linha de saturação. Se o estado da mistura se dá sobre a linha de saturação o ar diz-se saturado, significando que uma redução adicional da temperatura causará uma condensação do vapor da água do Ar. À direita da linha de saturação o Ar não é saturado. Se o ponto A representa o estado do Ar, a temperatura da mistura deverá ser reduzida até a temperatura B para que a condensação tenha início. Diz-se que o Ar no estado A tem uma temperatura de orvalho B.

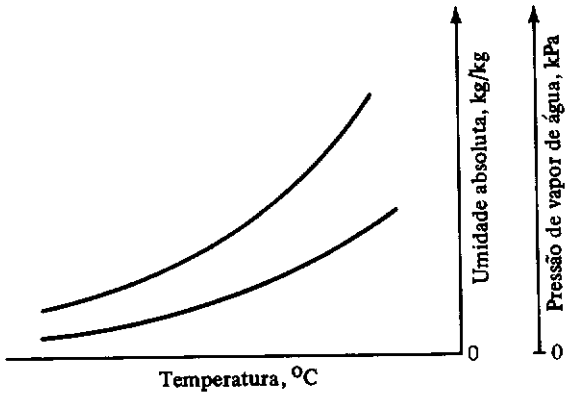


Linha de umidade relativa.

2.3 UMIDADE RELATIVA:

A umidade relativa, é definida como sendo a razão entre a fração molar do vapor de água no Ar

úmido e a fração do vapor de água no Ar saturado a mesma temperatura ou ainda pela fórmula



A umidade absoluta, *W*, como ordenada.

$$\varnothing = \frac{\text{Pressao parcial do vapor de agua}}{\text{Pressao de saturacao de agua pura a mesma temperatu ra}}$$

2.4 UMIDADE ABSOLUTA OU ESPECÍFICA:

A umidade absoluta, é a massa de água contida em um kg de ar. A determinação da umidade absoluta pode ser feita com a equação dos gases perfeitos:

$$m = \frac{\mathrm{P.V}}{\mathrm{R.T}}$$

$$W = \frac{\mathrm{m}_{\text{vapor de agua}}}{\mathrm{m}_{\text{ar seco}}} = \frac{P_s V / R_s T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_s / R_s}{P_a / R_a} \qquad \text{Como } \mathrm{P_t = P_a + P_s}$$

$$\mathrm{P_a = P_t - P_s}$$

$$W = \frac{P_s / R_s}{(P_t - P_s) / R_a}$$

Onde :

W = Umidade Absoluta (Kg $_{\text{de vapor}}$/Kg $_{\text{de Ar}}$)

V = Volume da Mistura ($\mathrm{m^3}$)

$\mathrm{P_t}$ = Pressão Atmosféric a (Pa)

$\mathrm{P_a}$ = Pressão Parcial do Ar Seco (Pa)

$\mathrm{P_s}$ = Pressão Parcial do Vapor (Pa)

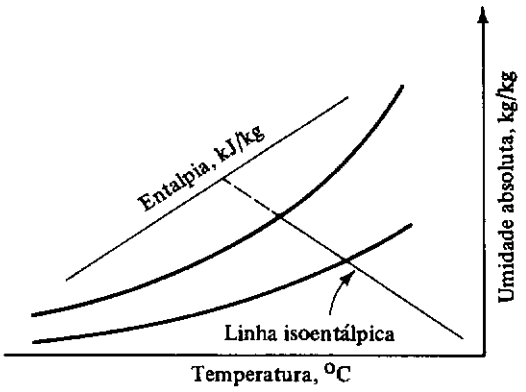
$\mathrm{R_a}$ = Constante de Gás do ar Seco (287 J/Kg.K)

$\mathrm{R_s}$ = Constante de Gás do Vapor (461,5 J/Kg.K)

T = Temperatua Absoluta (K)

Introduzin do os Valores teremos :

$$\mathrm{W} = \frac{287}{461{,}5}\,\frac{P_s}{P_t - P_s}$$



Linha isoentálpica.

2.5 ENTALPIA:

A entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das Entalpias dos componentes.

$$h = c_p.T + Wh_g \text{ (kJ / kg)}$$

c_p = Calor especifico a pressao constante do ar seco = 1,0 kJ / kg.K

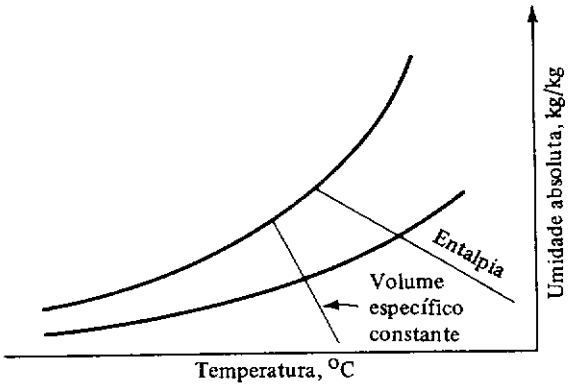
T = Temperatura da mistura

h_g = Entalpia do vapor saturado `a temperatura da mistura kJ / kg

2.6 VOLUME ESPECÍFICO:

A equação dos gases perfeitos pode ser utilizada para a obtenção de volume específico e é definido como o volume em m^3 de mistura por kg de Ar, ou ainda, como sendo o volume em m^3 de Ar seco por kg de Ar seco, uma vez que os volumes ocupados pelas substâncias individualmente são:

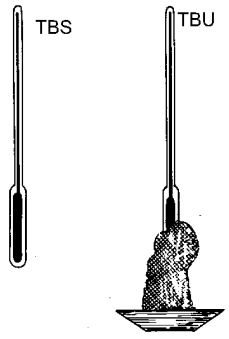
$$v = \frac{R_a.T}{P_a} = \frac{R_a.T}{P_t - P_s} \text{ (m}^3 / kg)$$

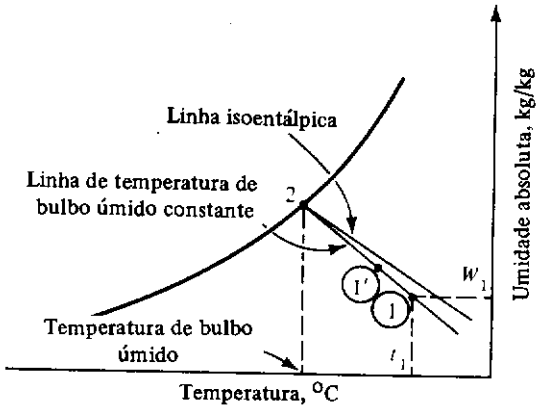


Linha de volume específico constante.

2.7 TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO :

A temperatura do Bulbo Úmido depende da temperatura do bulbo seco e da umidade relativa do Ar, pois é a medida da relação entre as temperaturas de bulbo seco e a temperatura do orvalho do Ar.





Linha de temperatura de bulbo úmido termodinâmica constante.

Quando o Ar não saturado entra em contato com a água, esta evaporará no Ar a uma taxa proporcional à diferença de pressão entre a pressão de vapor da água, e a pressão do vapor do vapor de água no Ar. Por isso, quando um termômetro de bulbo úmido é movimentado

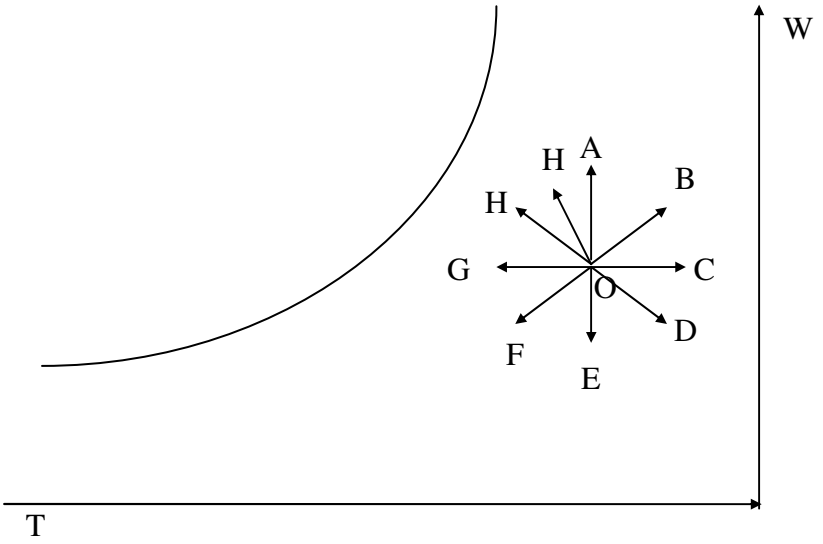
no Ar, a água evaporará do feltro refrigerando assim a água remanescente no mesmo e o bulbo do termômetro, a alguma temperatura abaixo da temperatura do bulbo seco do Ar.

2.8 FATOR DE CALOR SENSÍVEL:

O Fator de Calor Sensível é a relação entre o calor sensível e o calor total do processo. Obtém-se a linha do fator sensível traçando uma linha paralela a linha FCS.

2.9 PROCESSOS:

Os processos com ar úmido podem ser representados graficamente em uma carta Psicrométrica, onde podem ser facilmente interpretadas. Da mesma forma a carta pode ser utilizada na determinação da variação de propriedades tais como temperatura, umidade absoluta e entalpia que ocorre em processos, os processos mais comuns são:



$\overrightarrow{AO}$ –Umidificação sem Aquecimento: Se obtém através da injeção de vapor saturado.

$\overrightarrow{OB}$ - Umidificação com Aquecimento: Se obtém com a injeção de vapor superaquecido.

$\overrightarrow{OC}$ - Aquecimento Sensível: Pode ser obtido com a passagem do ar através de uma serpentina quente, resistências elétricas aletadas, serpentina de ar condicionado funcionando em ciclo reverso, estufas, etc.

$\overrightarrow{OD}$ - Desumidificação Química: O vapor de água é absorvido ou absorvido por uma substância higroscópica.

$\overrightarrow{OE}$ - Desumidificação: É obtido com a combinação de dois processos $\overrightarrow{OF}$ e $\overrightarrow{OC}$, ou seja, obtém-se através da passagem do ar em uma serpentina com temperatura inferior ao ponto de orvalho e posterior passagem em uma serpentina quente.

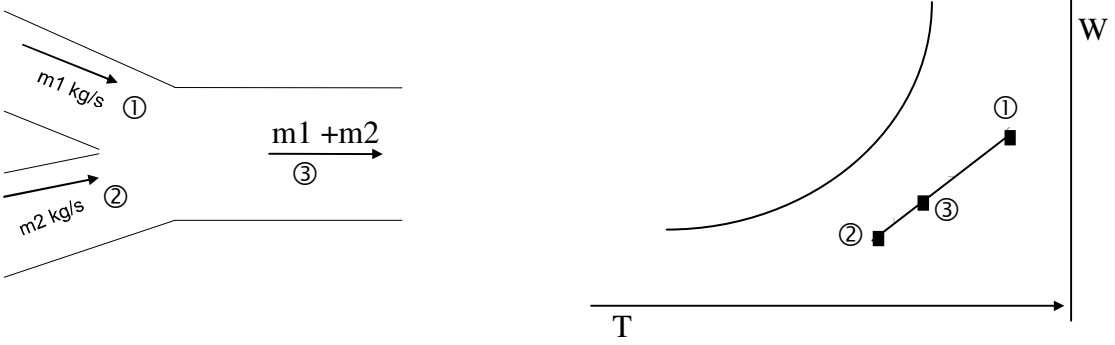
$\overrightarrow{OF}$ - Resfriamento com Desumidificação: Pode ser obtida através da passagem do ar em uma superfície (serpentina) com temperatura inferior ao ponto de orvalho.

$\overrightarrow{OG}$ - Resfriamento Sensível: Se obtém com da passagem do ar em uma serpentina com temperatura superior ao ponto de orvalho (antes do início da condensação).

$\overrightarrow{OH}$ - Umidificação Adiabática: É obtido com a injeção de gotículas de água em um sistema isolado, com a temperatura da água a temperatura de saturação Adiabática - Câmara de Aspersão.

$\overrightarrow{OI}$ - Umidificação com Aquecimento: É obtido com a injeção de gotículas de água.

Mistura de Duas Correntes de Ar:



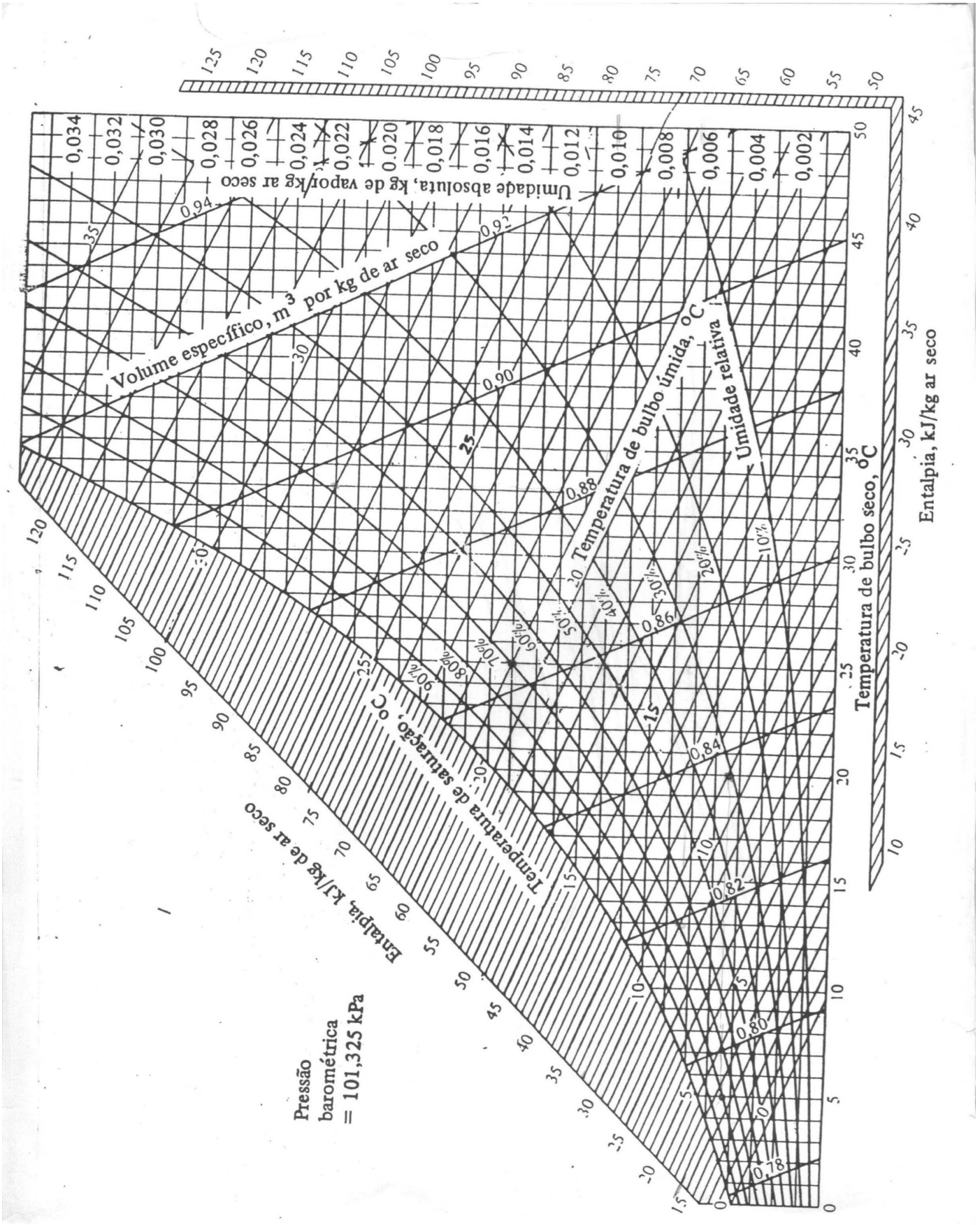
Um dos processos Psicrométricos mais freqüentemente encontrado, é a mistura de duas ou mais correntes de Ar com condições iniciais diferentes, em tais casos, a condição da mistura resultante é prontamente determinada através do uso de uma simples comparação massa energia.

Por exemplo na figura abaixo é mostrada a mistura de m_1 kg/s de Ar no estado 1 com m_2 kg/s de Ar no estado 2.

A mistura resultante encontra - se no estado 3, mostrado na carta Psicromértrica abaixo. Aplicando-se as equações de conservação de energia e de massa $m_1h_1 + m_2h_2 = (m_1 + m_2)\ h_3$ mostra que a entalpia é a média ponderada das entalpias que se misturam. Para as demais propriedades segue a mesma regra da conservação de massa do qual se obtém:

$m_1w_1 + m_2w_2 = (m_1 + m_2)\ w_3$

$m_1T_1 + m_2T_2 = (m_1 + m_2)\ T_3$


Umidade absoluta, kg de vapor/kg ar seco
Volume específico, m³ por kg de ar seco
Temperatura de bulbo úmida, °C
Umidade relativa
Temperatura de bulbo seco, °C
Entalpia, kJ/kg ar seco
Temperatura de saturação, °C
Entalpia, kJ/kg de ar seco
Pressão barométrica = 101,325 kPa

EXERCÍCIOS

1) Determine a umidade absoluta de ar com 60% de umidade relativa e uma temperatura de 30^0C, para uma pressão barométrica padrão de 101,3 kpa.

2) Determine o ponto sobre a linha isoentálpica de 95 kJ/kg correspondente a uma temperatura de *50^0C.*

3) Qual é o volume específico de uma mistura ar-vapor de água cuja temperatura é de 24 ^{o}C e a umidade relativa de 20%, à pressão barométrica padrão?

4) Uma amostra de ar apresenta uma temperatura de bulbo seco de 30^0C e uma temperatura de bulbo úmido de *25^0C.* A pressão barométrica é de 101 kpa. Usando as tabelas de vapor e as Equações determine: (a) a umidade absoluta se o ar é saturado adiabaticamente, (b) a entalpia do ar se este é adiabaticamente saturado; *(c)* a umidade absoluta da amostra e *(d)* a umidade relativa. *Resp.: (a)* 0,0201 kg/kg, *(b)* 76,2 kJ/kg, *(c)* 0,0180 *kg/kg; (d) 67%.*

5) Em um sistema de ar condicionado uma corrente de ar externo é misturada a outra de ar de retorno à pressão atmosférica de 101 kPa. A vazão de ar externo é de 2kg/s e suas temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido são iguais a **35 ^{o}C** e 25 ^{o}C. O ar de retorno, a 24 ^{0}C e 50% de umidade relativa, apresenta uma vazão de *3kg/s*. Determine (a) a entalpia da mistura, *(b)* a umidade absoluta da mistura, *(c)* a temperatura de bulbo seco da mistura. *Resp.(a)* 59,lkJ/kg; *(b)* 0,01198 kg/kg; (~ $28,6^0$C).

6) Um ar à temperatura T*BS* = 2 ^{o}C e umidade relativa de 60% é aquecido através da passagem em uma bobina para T*BS* = *35^0C* (Acréscimo de calor sensível). Achar: para T*BS* = 35^0C, a temperatura T*BU* e a umidade relativa, bem como a quantidade de calor adicionada ao ar por kg de ar fluente.

7) Um ar à temperatura T*BS* = 28^0C e *UR* = 50% é resfriado até a temperatura TBS= 12^{o}C e TBU= 11 ^{o}C.

Achar:

(a) o calor total removido;
(b) a umidade total removida;
(c) a razão de calor sensível no processo

8) Num ambiente Condicionado, o ar deve permanecer a 26 ^{o} C e a Umidade relativa a 45 %. Determinar a temperatura que o ar deixa o evaporador, supondo-se que seja saturado.

9) Em uma instalação de ar condicionado temos a seguintes condições:
Internas: TBS= 25,5 ^{o}C e umidade relativa = 50 %
Externas TBS= 34 ^{o}C e TBU= 27,2 ^{o}C
A percentagem do ar exterior é 20% do total. Quais as temperatura TBS e TBU da mistura?

10) As condições do ar exterior são: T*BS* 34^0C e umidade relativa *65%*. . As condições a serem mantidas no recinto são T*BS* = 26^0C e umidade. relativa 45%. Se a vazão de ar é de 125 m^3, queremos saber a umidade que precisa ser eliminada dos equipamentos de refrigeração e a capacidade deste equipamento.

11) Uma sala tem um ganho de calor sensível de 3,6 kw e um ganho de calor latente de 1,2 kw. Ache o fator de calor sensível.

3 ISOLAMENTO TÉRMICO:

Isolantes são materiais de baixo coeficiente de condutividade térmica. Geralmente são materiais porosos, cuja elevada resistência térmica se deve à baixa condutividade de ar contido em seus vazios. Diante disto quanto menor a densidade do material e maior os poros, maior o poder de isolamento.

A finalidade do isolamento do frio, ou calor, é reduzir as trocas térmicas indesejáveis e, manter a temperatura da parede externa do recinto isolada, próxima a do ambiente, afim de evitar problemas de condensação, no caso de ambientes frios.

3.1 Propriedades

Um bom isolante deve apresentar as seguintes qualidades:

- ter baixa condutividade térmica;
- ter boa resistência mecânica;
- não sofrer fisicamente, influência da temperatura em que é aplicado;
- não ser combustível;
- ser imputrescível e inatacável por pragas, ratos e etc.;
- ser abundante e barato;
- ter baixa permeabilidade ao vapor d'água.

3.2 Isolantes Comerciais

A tabela à baixo relaciona alguns materiais isolantes usados na refrigeração, com as respectivas propriedades.

Propriedades de alguns Isolantes térmicos

Isolante	**Cortiça**	**Fibra de Vidro**	**Poliestureno expandido**	**Poliuretano expandido**
Densidade (Kg/m3)	100-150	20-80	10-30	40
Condutibilidade térmica (Kcal/mh°C)	0,032	0,030	0,030	0,020
Resistência à passagem de água	Regular	Nenhuma	Boa	Boa
Resistência à difusão de vapor, em relação ao ar parado	20	1,5	70	100
Segurança ao fogo	Pobre	Boa	Pobre	Pobre
Resistência à compressão (Kgf/m2)	5.000	Nenhuma	2.000	3.000
Custo	Relativamente alto	Baixo	Relativamente alto	Alto

3.3 Cálculo da Espessura do Isolamento

A espessura do isolamento, a adotar numa instalação frigorífica, é normalmente calculada a partir da expressão da resistência térmica.

Assim para o caso de uma parede plana teremos:

$$R_t = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{KS} = \frac{1}{\alpha_1 S} + \sum \frac{l}{kS} + \frac{1}{\alpha_2 S}$$

Os coeficientes α_1 *e* α_2 correspondem à transmissão de calor entre a parede e o ar e, podem ser tomadas como:

$\alpha_{1(\text{int } erior)} = 7 \ a \ 15 \ Kcal/m^2 h^o C$ (Dependendo da movimentação do ar)

$\alpha_{2(exterir)} = 25 \ Kcal/m^2 h^o C$

O "ΔT" é a diferença de temperatura entre o ambiente refrigerado e o exterior.

Uma solução rápida para o cálculo da espessura do isolamento, consiste em considerar com efetiva apenas a camada isolante, desprezando-se a favor da segurança as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria, etc.).

Nestas condições a expressão da resistência térmica global da parede, torna-se:

$$R_t = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{KS} \cong \frac{l_i}{k_i S}$$

Donde: $$l_i \cong \frac{k_i}{\frac{Q}{S}} \Delta T = \frac{k_i}{K}$$

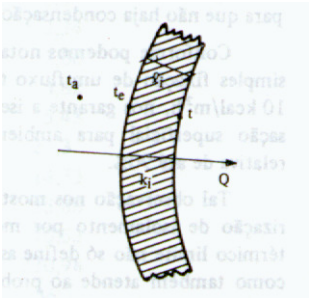
Adota-se como orientação definir valores de $\frac{Q}{S} = K\Delta T$, que classifica-se de acordo com a qualidade de isolamento:

Classificação do isolamento	Valores de $\frac{Q}{S}$ Kcal/m²h
Excelente	8
Bom	10
Aceitável	12
Regular	15
Mau	> 15

Visando evitar a condensação superficial a temperatura externa da parede não deve ser inferior a temperatura de orvalho do ambiente.

Conhecendo-se a temperatura a isolar e a temperatura do ambiente, pode-se equacionar o problema como segue:

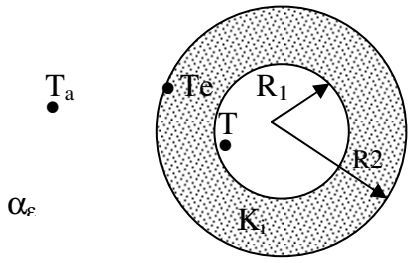
$$l_i = \frac{k_i}{Q/s}(T_o - T) \cong \frac{k_i}{Q/S}(T_a - T)$$



3.4 Isolamento de Equipamentos e Canalizações:

Todos os equipamentos e canalizações de uma instalação de refrigeração ou ar condicionado, que funcionam a uma temperatura inferior a do ambiente, devem ser isoladas, sobretudo para impedir a condensação do vapor d'água do ar.

Além da espessura adequada de isolante o isolamento dos equipamentos e canalizações frios, deve apresentar impermeabilização perfeita e contínua contra a penetração da umidade (barreira de vapor). O cálculo do isolante para tubos cilíndricos pode ser orientado com segue:



$$\frac{T_a - T_e}{Q} = \frac{1}{2\pi R_2 L \alpha_c}$$

$$\frac{T_e - T}{Q} = \frac{1}{2\pi L k_i} \ln \frac{R_2}{R_1}$$

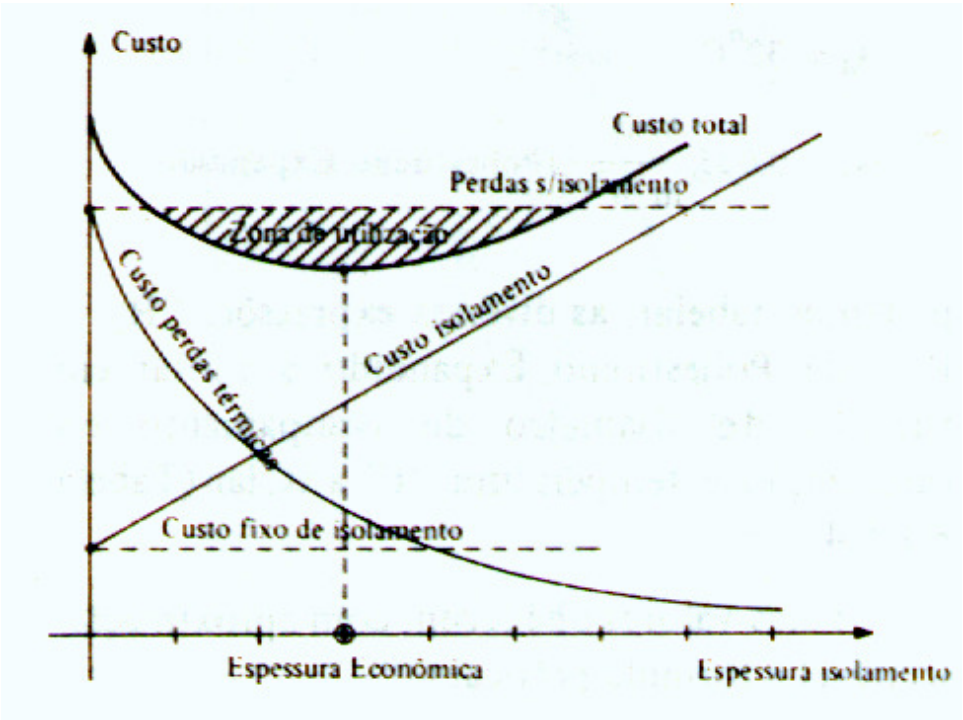
$$\frac{Q}{S} = \frac{Q}{2\pi R_2 L} = \alpha_e (T_a - T_e)$$

Estes valores obedecem com aproximação a equação prática: $R_2 - R_1 = \left(10 - \frac{T}{4,3}\right)\left(2,3 + \sqrt[3]{D_{mm}}\right)$

3.5 Espessura Econômica de Isolamento

A medida que aumentarmos a espessura do isolamento, as perdas térmicas diminuem, mas o custo do isolamento aumenta.

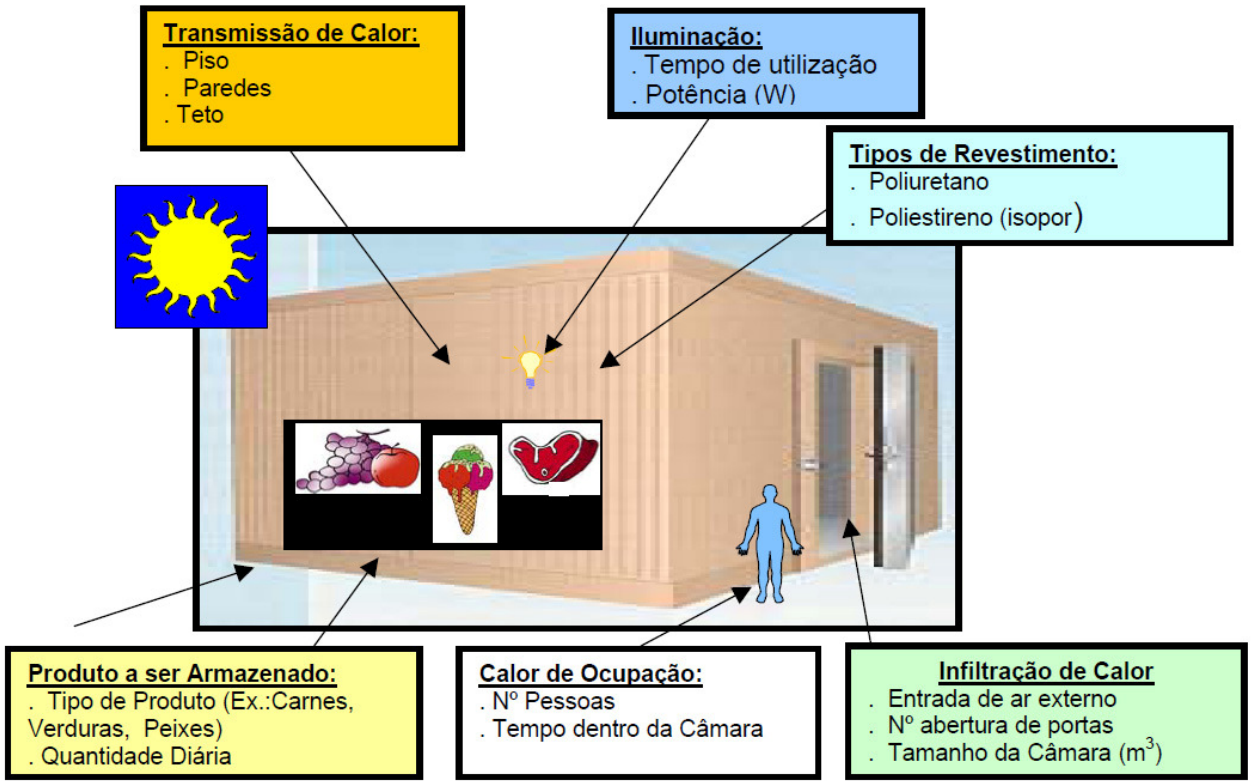
A espessura econômica do isolamento será para a qual a soma do custo das perdas térmicas e do custo de amortização do material isolante é um mínimo (ver figura abaixo).



4 CARGA TÉRMICA:

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, na unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas.

Carga Térmica de Refrigeração: (Sistemas de Refrigeração - Câmaras Frigoríficas)



- Condução ou penetração
- Infiltração de ar
- Produto
- Iluminação
- Motores e equipamentos
- Pessoas

4.1 Carga térmica de penetração

Esta é uma parcela de calor sensível transmitido através das superfícies que limitam o ambiente por condução e convecção.

$$Q_{FO} = q \times A \times t$$

Onde

q_{FO} = Fluxo de calor pela superfície [kcal/m^2]

A = Área total da superfície externas em m^2

t = Tempo do ciclo

4.2 Carga térmica devido à pessoas:

Parcela de calor sensível e calor latente liberada pelos ocupantes do ambiente e que variam com a temperatura e a atividade do indivíduo.

$$Q_O = q_o \times n \times t$$

n → nº de ocupantes do ambiente (Tabelado - depende do volume da câmara).

q_o → calor liberado por pessoa e p/ hora (Tabelado – depende da temperatura).

T → Tempo de permanência das pessoas na câmara

4.3 Carga térmica devido a iluminação:

Calor dissipado pelas luminárias. É só somar a carga total instalada de lâmpadas em Watts e multiplicar por 0,86.

$$Q_l = q_l \times t \times 0{,}86$$

q_l = Potência das Lâmpadas

t = T*empo* de permanência ligadas por periodo

4.4 Carga térmica devido aos equipamentos

A parcela de calor devido aos equipamentos é realizada somando-se a potência dos equipamentos instalados (em W) multiplicado peto tempo que permanecem ligados e multiplicar pelo conversor para kcal.

$$Q_E = (q_1 \times t_1 + q_2 \times t_2 ... + q_n \times t_n) \times 0{,}86$$

No caso de motor elétrico com a potência em cv, deve se levar em conta o rendimento do motor, que varia conforme a potência e é tabelado e pode ser adotada a seguinte equação:

$$Q_m = \frac{636 P_m \times t}{\eta}$$

4.5 Carga devido ao ar exterior:

É a parcela de calor trocado devido ao ar exterior que se introduz no ambiente através das frestas; portas ou para renovação do ar no ambiente, sendo uma parte calor sensível e outra latente.

$$Q_{IA} = V.\gamma.\Delta h$$

V→volume de ar que se introduz no ambiente em m^3 /h.

→Para câmaras frigoríficas $V = V_{c.}\, n$ onde Vc = volume da câmara

n = Tab. 2 - em função do tamanho da Câmara

$\gamma.\Delta h \rightarrow$Tabelado em função da diferença de temperatura e umidade do ar externo e interno.

4.6 Carga térmica devido ao produto:

No caso de câmaras frigoríficas ou outros conjuntos ou espaços destinados a resfriamento ou congelamento de algum produto teremos a carga térmica do produto que é aquela formada pelo calor que deve ser retirado do produto a ser refrigerado e pode ser constituída pelas seguintes parcelas:

- Calor sensível de refrigeração antes do congelamento.
- Calor latente de congelamento.
- Calor sensível de refrigeração após o congelamento.
- Calor vital (para os vegetais).

Os três (03) primeiros podem ser englobados na expressão:

$$Qp_1 = G[c(T_i - T_o) + r + c'(T_o - T_f)]$$

G - Peso do produto em trânsito p/ unidade de tempo
T_i - Tempo inicial do produto
T_o - Temperatura de congelamento do produto (Tab. 4)
T_f - Temperatura final do produto
r - Calor Latente de congelamento do produto (Tab. 4)
c - Calor específico do produto antes do congelamento
c'- Calor específico do produto após o congelamento

Qp_2 - O calor vital que resulta do metabolismo dos vegetais, onde consomem O_2 e produzem CO_2 e vapor de água é encontrado em tabelas (Tab. 4).

CARGA TÉRMICA TOTAL

A carga térmica total do ambiente será somatório de todas as parcelas calculadas.

Tabela 4.6 - Transmitância térmica das principais soluções construtivas de uso corrente no Brasil

Elemento	Tipo	U (W/m^2K)
Paredes	Tijolo 6 furos espessura 12,5 cm	2,39
	Tijolo 6 furos espessura 17 cm (deitado)	2,08
	Tijolo 8 furos rebocado 12,5 cm	2,49
	Tijolo 4 furos rebocado 12,5 cm	2,59
	Tijolo maciço aparente 9 cm	4,04
	Tijolo maciço rebocado 12 cm	3,57
	Tijolo maciço rebocado 26 cm	2,45
Janelas	Vidro comum 3 mm	5,79
Cobertura	Laje concreto 10 cm + fibrocimento	
	Verão - não ventilado	2,04
	Verão - bem ventilado	2,04
	Inverno - não ventilado	2,86
	Inverno - bem ventilado	3,89
	Laje concreto 10 cm + cerâmica	
	Verão - não ventilado	2,04
	Verão - bem ventilado	2,04
	Inverno - não ventilado	2,87
	Inverno - bem ventilado	3,89
	Forro pinus 1 cm + fibrocimento	
	Verão - não ventilado	2,00
	Verão - bem ventilado	2,00
	Inverno - não ventilado	2,79
	Inverno - bem ventilado	3,75
	Forro pinus 1 cm + cerâmica	
	Verão - não ventilado	2,01
	Verão - bem ventilado	2,01
	Inverno - não ventilado	2,79
	Inverno - bem ventilado	3,75
	Forro pinus 1 cm + fibrocimento + alumínio polido	
	Verão - não ventilado	1,11
	Verão - bem ventilado	1,11
	Inverno - não ventilado	2,04
	Inverno - bem ventilado	3,75

Tabela B.2 – Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação

Local	Tipos de Iluminação	Nível de Iluminação Lux	Potência dissipada W/m²
Escritórios e Bancos	Fluorescente	500	16
Lojas	Fluorescente Fluorescente compacta Vapor metálico	750	17 23 28
Residências	Fluorescente compacta Incandescente	150	9 30
Supermercados	Fluorescente Vapor metálico	1000	21 30
Armazéns Climatizados	Fluorescentes Vapor Metálico	100	2 3
Cinemas e Teatros	Fluorescente compacta Vapor metálico	50	6 4
Museus	Fluorescente Fluorescente compacta	200	5 11
Bibliotecas	Fluorescente Fluorescente compacta	500	16 28
Restaurantes	Fluorescente compacta Incandescente	150	13 41
Auditórios: a) Tribuna	 Fluorescente Fluorescente compacta	 750	 30 32
b) Platéia	Fluorescente	150	10
c) Sala de espera	Vapor metálico Fluorescente compacta	200	18 8
Hotéis: a) Corredores	 Fluorescente compacta	 100	 8
b) Sala de leitura	Fluorescente Fluorescente compacta	500	15 22
c) Quartos	Fluorescente compacta Incandescente	150	9 30
d) Sala de convenções - Platéia	 Fluorescente	 150	 8
- Tablado	Fluorescente Fluorescente compacta	750	30 30
e) Portaria e recepção	Fluorescente Fluorescente compacta	200	8 9

Tabela B.7 – Taxas típicas de dissipação de calor de motores elétricos

Potencia nominal		Eficiência a plena carga	Localização em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar (W)		
(CV)	(kW)	(%)	Motor e equip. dentro	Motor fora equip. dentro	Motor dentro equip. fora
0,05	0,04	35,0	105	37	68
0,08	0,06	35,0	168	59	109
0,125	0,09	35,0	263	92	171
0,16	0,12	35,0	336	118	219
0,25	0,18	64,0	287	184	103
0,33	0,24	67,0	362	243	120
0,50	0,37	68,0	541	368	173
0,75	0,55	71,0	777	552	225
1,0	0,74	78,0	943	736	207
1,5	1,1	72,7	1.520	1.100	414
2,0	1,5	78,0	1.890	1.470	415
3,0	2,2	79,3	2.780	2.210	576
4,0	2,9	82,7	3.560	2.940	615
5,0	3,7	84,6	4.350	3.680	669
6,0	4,4	84,2	5.240	4.410	828
7,5	5,5	88,5	6.230	5.520	717
10,0	7,4	89,0	8.260	7.360	909
12,5	9,2	87,7	10.480	9.190	1.290
15	11,0	88,3	12.490	11.030	1.460
20	14,7	89,8	16.380	14.710	1.670
25	18,4	90,1	20.410	18.390	2.020
30	22,1	91,0	24.250	22.070	2.180
40	29,4	91,0	32.330	29.420	2.910
50	36,8	91,7	40.100	36.780	3.330
60	44,1	91,6	48.180	44.130	4.050
75	55,2	91,9	60.020	55.160	4.860
100	73,6	95,5	77.020	73.550	3.470
125	91,9	91,8	100.200	91.940	8.210
150	110,3	92,0	119.900	110.300	9.590
175	128,7	92,7	138.800	128.700	10.140
200	147,1	93,4	157.500	147.100	10.400
250	183,9	93,5	196.700	183.900	12.780
300	220,7	95,0	232.300	220.700	11.610
350	257,4	95,1	270.700	257.400	13.260
400	294,2	95,3	308.700	294.200	14.510
450	331,0	95,4	346.900	331.000	15.960
500	367,8	95,4	385.500	367.800	17.730

Observações:

1. motores operando em regime de uso continuo
2. motores com potência nominal de 0,05 CV a 0,16 CV são monofásicos, 1 500 rpm
3. motores com potência nominal de 0,25 CV a 500 CV são trifásicos, 1 750 rpm

Fonte:
Adaptado a partir de 2005 ASHRAE Fundamentals *Handbook*, Capítulo 30, "*Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations* ", Tabela 3.A.

Tabela 2 - Troca de Ar/24h por abertura de Porta e Infiltração							
2A - P/ Câmaras de Conservação c/ Temp. > 0°C				2B - P/ Câmaras de Conservação c/ Temp. < 0°C			
Vol. (m^3)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m^3)	Nº Troca de ar (24h)	Vol. (m^3)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m^3)	Nº Troca de ar (24h)
5	47	200	6	5	36	200	4,5
7	39	300	5	7	30	300	3,7
10	32	400	4,1	10	24	400	3,2
15	26	500	3,6	15	20	500	2,8
20	22	700	3	20	17	700	2,3
25	19	1000	2,5	25	15	1000	1,9
30	17	1200	2,2	30	13	1200	1,7
40	15	1500	2	40	11	1500	1,5
50	13	2000	1,7	50	10	2000	1,3
60	12	3000	1,4	60	9	3000	1,1
80	10	4000	1,2	80	8	4000	1,1
100	9	5000	1,1	100	7	5000	1
125	8	10000	0,95	125	6	10000	0,8
150	7	15000	0,9	150	5,5	15000	0,8
Obs.: Para uso intenso multiplicar por "2" os valores acima							

Tabela 3 - Calor necessário para resfriar o ar externo até a temperatura da Câmara (Kcal/m^3)																		
Temp. Câmara em °C	Condições Externas (temperaturas bulbo seco e umidade relativa)																	
	15°C			20°C			25°C			30°C			35°C			40°C		
	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%
10	0,2	1	1,8	2,9	4	5,1	6	7,4	8,9	9,5	11,5	13,6	13,6	16,5	19,2	18,7	22,3	26
5	2,7	3,5	4,3	5,5	6,6	7,7	8,6	10	11,7	12,3	14,4	16,5	16,5	19,4	22,2	21,7	25,4	29,2
0	5,4	6,2	7	8,1	9,3	10,5	11,4	13	14,5	15,1	17,2	19,4	19,4	22,4	25,2	24,7	28,4	32,3
-5	8	8,8	9,7	10,8	12	13,2	14,1	16	17,3	18	20,1	22,3	22,3	25,3	28,2	27,7	31,5	35,5
-10	10,2	11,1	12	13,1	14,3	15,5	16,5	18	19,7	20,4	22,5	24,8	24,8	27,9	30,8	30,3	34,2	38,2
-15	12,7	13,5	14,4	15,6	16,8	18,1	19	21	22,3	23	25,2	27,5	27,5	30,7	33,7	33,2	37,1	41,2
-20	14,8	15,7	16,6	17,9	19,1	20,4	21,3	23	24,7	25,4	27,6	30	30	33,2	36,3	35,7	39,8	43,9
-25	17	17,9	18,8	20,1	21,3	22,6	23,6	25	27	27,7	30	32,4	32,4	35,7	38,8	38,3	42,4	46,7
-30	19,2	20,2	21,1	22,4	23,7	25	26	28	29,5	30,2	32,5	35	35	38,4	41,6	41	45,2	49,5
-35	21,6	22,5	23,5	24,8	26,1	27,4	28,5	30	32	32,8	35,1	37,7	37,7	41,1	44,3	43,7	48	52,5
-40	23,8	24,8	25,8	27,1	28,5	29,8	30,9	33	34,5	35,3	37,7	40,3	40,3	43,8	47,1	46,5	50,9	55,4

Tabela 5 - Calor de Ocupação	
Temperatura da Câmara (°C)	Calor equivalente por pessoa (Kcal/h)
10	181
5	208
0	233
-5	258
-10	279
-15	313
-20	338
-25	358

-20

-20

Tabela 4A - Dados de Produtos - CARNES E DERIVADOS									
Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. L. (Kcal/ Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Cordeiro cong.	-18	90	-	0,3	46	-1,7	-	6 - 8 meses	58
Cordeiro fresco	0...1	85...90	0,67	-	-	-	-	5 - 12 dias	58
Figado	0...1	80...85	0,72	0,4	52	-1,7	-	14 dias	65
Toucinho	7	90...95	0,52	-	-	-	-	4 - 8 meses	-
Lombo	0...1	85...90	0,68	0,38	48	-2,8	-	7 - 12 dias	60
Suíno defum.	-	-	0,6	0,32	-	-	-	-	57
Suíno cong.	-18	90...95	-	0,38	48	-2,2	-	4 - 6 meses	60
Suíno fresco	0...1	85...90	0,68	-	-	-	-	3 - 7 dias	60
Carne bovina gorda cong.	-1	90...95	-	0,35	44	-2,2	-	6 - 9 meses	-
Carne bovina gorda fresc	-1	88...92	0,6	-	-	-	-	1 - 6 semanas	-
Carne bovina magra cong.	-1	90...95	-	0,4	56	-1,7	-	6 - 9 meses	68
Carne bovina magra fresc	-1	88...92	0,77	-	-	-	-	1 - 6 semanas	68
Bucho	1...4	85	0,5	0,3	14	-	-	2 - 6 semanas	20
Aves Cong.	-18	90...95	-	0,37	59	-2,8	-	9 - 10 meses	74
Aves frescas	-	85...90	0,79	-	-	-	-	1 semana	74
Presunto	0...1	85...90	0,68	0,38	48	-2,8	-	7 - 12 dias	60
Salame defum.	4...7	85...90	0,86	0,56	48	-3,9	-	6 meses	60
Salame seco	-	-	0,39	0,56	52	-3,3	-	-	65
Salame fresco	-	-	0,89	0,56	52	-3,3	-	-	65

Tabela 4B - Dados de Produtos - FRUTAS									
Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. L. (Kcal/ Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Damasco	-0,5	85...90	0,88	0,4	68	-2,2	-	1 - 2 semanas	85
Ananás	4...7	85...90	0,88	0,45	68	-1,4	-	2 - 6 semanas	85
Melancia	2...4	85...90	0,97	0,48	73	-1,6	-	2 - 3 semanas	92
Laranja	0...1	85...90	0,9	0,46	69	-2,2	0,22	8 - 12 semanas	87
Abacate	7...13	85...90	0,91	0,49	76	-2,7	3,7...11	4 semanas	94
Bananas	14...16	85...95	0,8	0,42	60	-2,2	2,5	1 - 2 semanas	75
Cidra	9...10	85...90	0,89	0,46	68	-1,7	0,23	6 - 8 semanas	86
Cereja cong.	-18	90	-	0,45	68	-3,3	-	10 - 12 meses	83
Cereja fresca	-0,5	85...90	0,87	-	-	-	-	10 - 14 dias	83
Tâmara seca	0	50...60	0,36	0,26	16	-20	-	9 - 12 meses	20
Tâmara fresca	-1	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 meses	78
Figo seco	0...4	50...60	0,39	0,27	19	-	-	9 - 12 dias	24
Figo fresco	-1	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 dias	78
Morango Cong.	-18	90	-	0,47	72	-1,2	-	10 - 12 meses	90
Morango fresco	-0,5	85...90	0,92	-	-	-	-	4 - 5 dias	90
Caqui	-1	85...90	0,84	0,43	62	-2	-	2 meses	78
Framboesa	-0,5	85...90	0,85	0,45	68	-1	1,9...2,4	7 dias	82
Limão	0...10/15	85...90	0,92	0,46	71	-2,2	0,23	1 - 4 meses	89
Tangerina	0...3,3	90...95	0,93	0,51	70	-2,2	0,9	3 - 4 semanas	87
Manga	10	85...90	0,9	0,46	74	0	-	2 - 3 semanas	93
Romã	1...1,7	85...90	0,87	0,48	62	-2,2	-	2 - 4 meses	77
Maçã	-0,5	85...90	0,86	0,45	67	-2	0,25	2 - 6 meses	84
Melão	0...4	85...90	0,84	0,48	73	-1,7	0,55	5 dias	93
Acerola cong.	-18	90	0,87	0,45	64	-1,7		2-3 meses	-
Amora	-0,5	85...90	0,88	0,46	68	-1,7	-	7 dias	85
Pera	-0,5	85...90	0,86	0,45	66	-2	0,21	2 - 6 meses	84
Pêssego fresco	-0,5	85...90	0,9	-	-	-	0,31	1 - 2 semanas	87
Polpas	-15	85...90	0,91	0,46	70	-2,2		4 - 8 semanas	89
Ameixas	-0,5	80...85	0,88	0,45	68	-2	-	3 - 4 semanas	86
Uva Itália	-0,5	80...85	0,9	0,46	70	-3,2	-	3 - 8 semanas	88
Uva Niágara	-0,5	85...90	0,86	0,44	64	-1,7	0,23	3 - 4 semanas	82

Tabela 4C - Dados de Produtos - PEIXES									
Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Unidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. L. (Kcal/ Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Merluza	0...1	90...95	0,9	0,49	66	-2,2	-	5 - 15 dias	-
Peixe Seco	4...10	50...60	0,56	0,34	36	-	-	6 - 8 meses	-
Peixe gordo cong	-18	85...90	-	0,38	50	-2,2	-	2 meses	60
Peixe gordo	-1,5	85...90	0,7	-	-	-	-	1 semana	60
Peixe mag. cong.	-18	85...90	-	0,45	68	-1,7	-	3 - 4 meses	70
Peixe magro fres.	-1	85...90	0,86	-	-	-		5 - 15 dias	70

Tabela 4D - Dados de Produtos - VARIEDADES									
Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Unidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg°C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg°C)	Cal. L. (Kcal/ Kg)	Ponto congel. (°C)	Cal. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Água	-	-	1	0,5	80	0	-	-	-
Sangue	-20	-	0,92	0,45	62	-1,1	-	-	-
Lixo	3	-	0,85	0,45	75	0	-	-	-
Cerveja	5	-	0,92	0,47	72	-2,2	-	-	92
Manteiga	0...5	80...85	0,64	0,34	8	-1	-	2 meses	15
Crustáceos	0,5	90...95	0,83	0,45	66	-2,2	-	3 - 7 dias	71
Doces em geral	4	40...65	0,7	0,34	30	-1,2	-	-	-
Farinhas	-	-	0,38	0,28	-	-	-	-	13,5
Laticínias	0...7	65...70	0,85	0,42	64	-0,6	-	varia	55...60
Sorvete	-23	-	0,78	0,45	53	-2,8	-	4 meses	58...66
Leite A/B	0,5	-	0,93	0,49	69	-0,5	-	5 dias	88
Levedura/Ferm.	0	-	0,77	0,41	57	-	-	-	71
Margarina	1,7	60...70	0,32	0,25	12	-	-	1 ano	15
Mel	-	-	0,35	0,26	14	0	0,39	-	18
Noz seca	0...10	65...75	0,2...0,29	0,19...0,24	2...8	-	0,28	8 - 12 meses	3...10
Óleo	1...2	-	-	-	-	-	-	10 - 12 meses	-
Ostra	0,5	90...95	0,83	0,44	64	-2,8	-	3 - 7 dias	80
Pão congelado	-18	-	0,7	0,34	26...29	-	-	varia	32...37
Nata	0,5	-	0,85	0,4	50	-2,2	-	7 dias	73
Ovo líquido congelado	-18	-	-	0,4	56	-2,8	-	12 meses	-
Ovos frescos	0	80...85	0,76	-	-	-	-	3 - 4 meses	-

Densidade de estocagem de produtos estocados por m³ bruto em câmara	
Descrição	**kg/m³**
Couve-flores Sorvetes Maçãs	de 150 a 199
Lagostas Lesmas Framboesas Pizzas	de 200 a 249
Vitelos (quartos anteriores sobre engradados) Carneiros (carcaça) Espinafres	de 250 a 299
Vitelos (quartos posteriores sobre engradados) Carne moída Doces em lata Vaje (ao varejo e ao atacado) Fruta (ao varejo e ao atacado) Peixe (ao varejo e ao atacado)	de 300 a 349
Porcos (carcaças) Batatas fritas Frangos Verduras (ao varejo e ao atacado)	de 350 a 399
Lombinho sobre engradados Gansos e perus	de 400 a 449
Fruta congelada para a indústria Peixe congelado para indústria Verdura congelada para industria	de 450 a 499
Manteiga (em caixote de papelão) Carne (em lata) Castanhas Frutas congeladas (em latas ou em caixas sobre engradados) Massa (caneloni, ravióli) Massa para doces Presunto (em caixas sobre engradados) Ovos congelados	500 e mais

As densidades de estocagem fornecidas nesta tábua são pré-calculadas de forma a deixar espaços livres para a movimentação do produto, a distribuição e circulação do ar. Por volume bruto entende-se o volume total da câmara.

Densidade de estocagem carnes penduradas sobre trilhos Valores em kg por cada m de trilho	
Descrição	**kg/m**
Vitelos (quartos anteriores e posteriores sobre trilho baixo)	de 350 a 400
Porcos (porcos descasados sobre trilho baixo)	400
Porcos (quartos posteriores sobre trilho baixo) Lombinhos e presuntos (sobre trilho baixo)	de 400 a 500
Vitelos (vitelos descasados sobre trilho baixo)	de 650 a 800

5 REFRIGERAÇÃO:

Definição: É a transferência de calor de um lugar onde não é desejado para um lugar onde não sofre objeções.

Refrigeração mecânica por meio de vapores: Consiste na alimentação contínua de líquido frigorígeno, o qual por vaporização retira calor do meio a refrigerar.

5.1 Refrigerante:

Na prática um refrigerante é um fluido que absorve calor evaporando-se a baixa temperatura e pressão e cede calor condensando-se a uma alta temperatura e pressão.

- A ciência da refrigeração baseia-se no fato de que um líquido pode vaporizar a qualquer temperatura que se deseje, alternando-se a pressão que sobre ele se exerce.

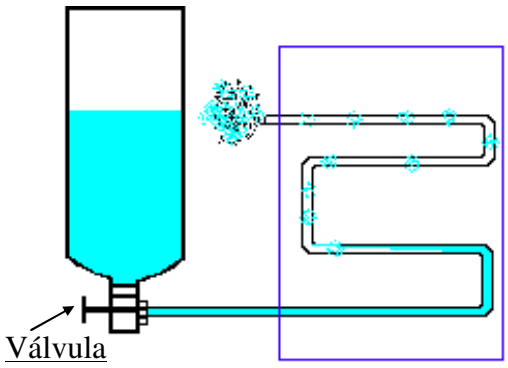
  A água ferve a pressão atmosférica: 101,325 kPa → à 100^0C
  7,3874kPa → 40^0C
  0,872kPa → 5^0C
  200 kPa → 120^0C

- Os líquidos que fervem a temperaturas baixas constituem o meio mais conveniente para remover calor.
- Quando líquidos são evaporados, são absorvidas grandes quantidades de calor.
- Muitos líquidos utilizados como refrigerantes fervem a temperaturas inferiores à -20 ^{0}C as condições de pressão atmosférica. Ex.:

  Cloreto de Metíla: - 23,8 ^{0}C
  Refrigerante 12: - 29,8 ^{0}C
  Amônia: - 33,3 ^{0}C

- refrigeração
  Refrigerante 22: - 40,8 ^{0}C
- Cantil - é o sistema de refrigeração mais elementar que existe.
- Similarmente temos um sistema de, quando permitimos que um líquido refrigerante (sob pressão) saia de um recipiente e se vaporiza dentro de uma serpentina.

Este seria um Sistema Ineficiente e impraticável, apenas tem o objetivo de mostrar de maneira simples de refrigeração.

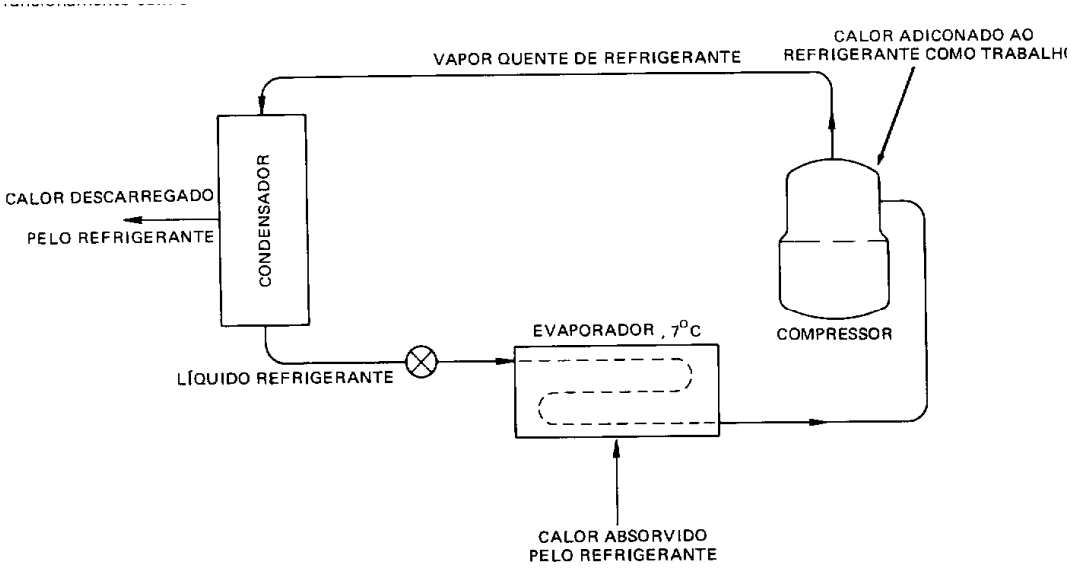


5.2 Funcionamento :

O refrigerante deve ser fornecido a um evaporador ou serpentina no estado líquido porque só a evaporação pode absorver grande quantidade de calor. O refrigerante na forma de vapor deverá ser reduzido a líquido antes de ser utilizado de novo.

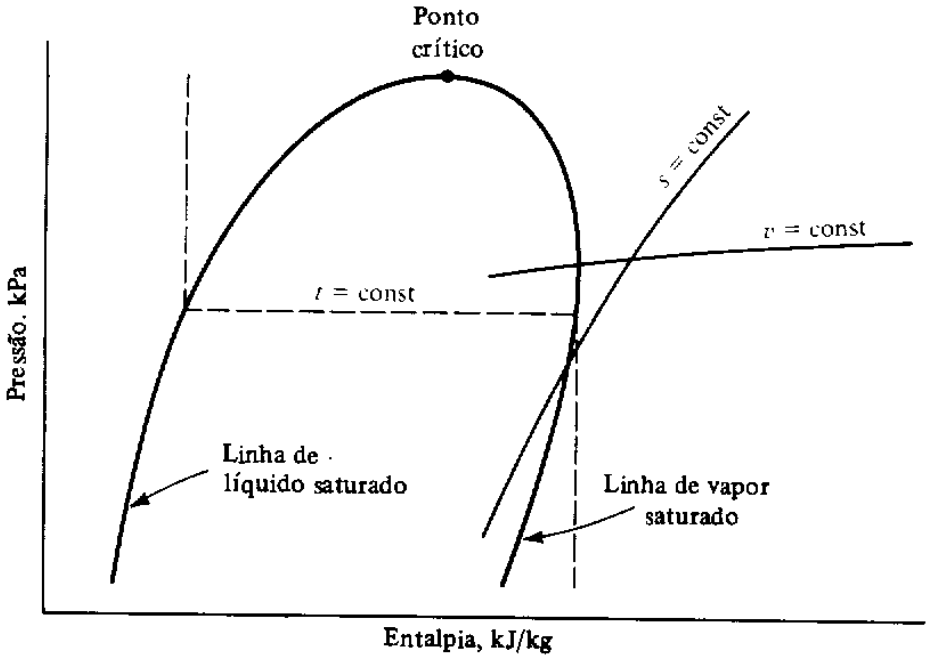
Assim deve-se condensar o vapor de refrigerante, transferindo-se para qualquer outro meio (água ou ar) o calor Latente fornecido pelo vapor durante a condensação. No caso a água ou ar devem estar a temperatura inferior à temperatura de condensação do refrigerante. Como as temperaturas de condensação e vaporização são as mesmas e geralmente baixas, deve-se então

aumentar a sua pressão de modo tal que sua temperatura de condensação seja superior a temperatura da água ou ar disponível. Para este fim há a necessidade de um compressor



5.3 Propriedades dos Refrigerantes:

As propriedades dos diferentes refrigerantes podem ser relacionados em tabelas ou diagramas. Desta forma com duas variáveis termodinâmicas poderão ser encontrados todas as outras propriedades.

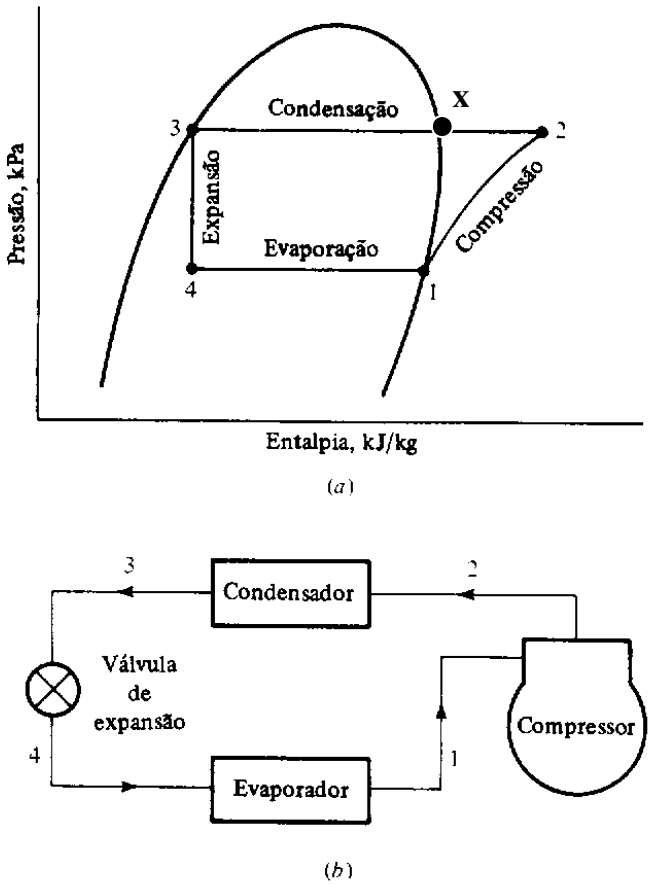


O diagrama pressão-entalpia de um refrigerante.

5.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia:

Este diagrama é muito útil no estudo de ciclos de refrigeração, onde são indicados graficamente valores de diversas tabelas, sendo assim fácil de visualizar as variações que ocorrem quando o refrigerante passa de uma parte do ciclo para outra.

São apresentados neste diagrama linhas de vapor e líquido saturado, linhas isotérmicas, isoentrópicas de volume específico constante.



(*a*) O diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor; (*b*) esquema do ciclo.

Processos Termodinâmicos:

1-2→Compressão isoentrópica

2-3→De 2 a X: resfriamento isobárico, de X a 3: condensação isobárica e isotérmica

3-4→ Expansão adiabática ou isoentalpica

4-1→Evaporação isobárica e isotérmica.

5.5 Parâmetros Mais Importantes:

- Trabalho de compressão: É a variação de entalpia no processo 1-2.

$$W = h_1 - h_2$$

- Taxa de rejeição do calor: É o calor transferido do refrigerante no processo 2-3.

$$RC = h_3 - h_2$$

- Efeito de refrigeração: É a quantidade que cada kg de refrigerante absorve ao passar pelo evaporador ou seja no processo 4-1.

$$E = h_1 - h_4$$

- Coeficiente de eficácia ou Coeficiente de performance (*Coeficient of Performance*): É a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho de compressão.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

- Potência de refrigeração: É o inverso do coeficiente de eficácia.

$$P.R. = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} \left[Kw / Kw \right]$$

Vazão de refrigerante:

$$\dot{m} = \frac{\text{capacidade de refrigeracao}}{\text{efeito de refrigeracao } (h_1 - h_4)} = \frac{C}{E} \text{ (Kg/s)}$$

Vazão Volumétrica: É o produto entre a vazão mássica e o volume específico.

$$V = \dot{m}.v \ (m^3 / s)$$

Capacidade de refrigeração:

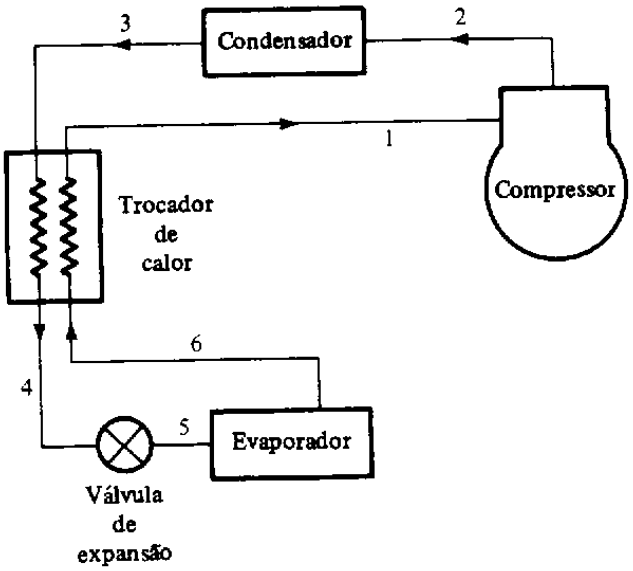
$$C = \dot{m}.E \text{ (kW)}$$

Potência do compressor: É o produto do trabalho de compressão p/ vazão de refrigerante (em kW)

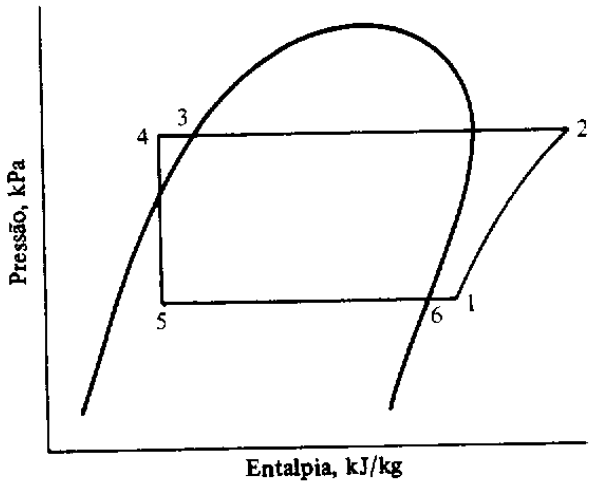
$$P = W \cdot m$$

5.6 Cíclos frigoríficos com trocadores de calor:

Alguns sistemas utilizam trocadores de calor que resfriam o líquido saído do condensador com vapor que se dirige para o compressor, vindo do evaporador.



(*a*)



(*b*)

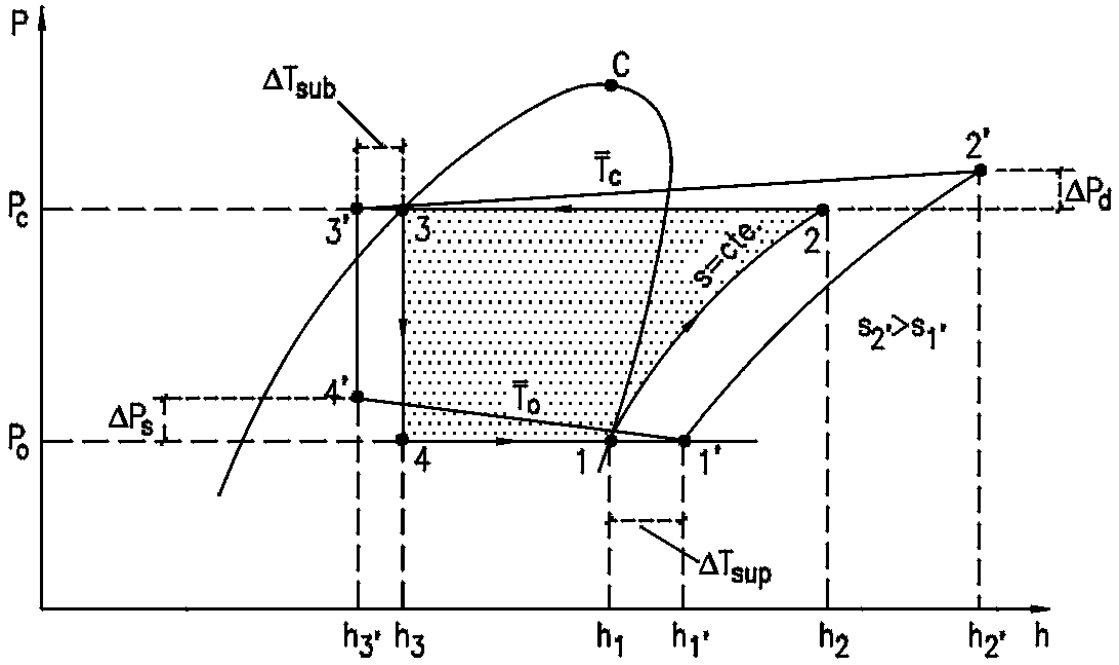
(*a*) Sistema frigorífico com trocador de calor para sub-resfriamento do líquido do condensador
(*b*) diagrama pressão-entalpia do sistema com trocador de calor mostrado na

Efeito de refrigeração = h6-h5 = h1-h3

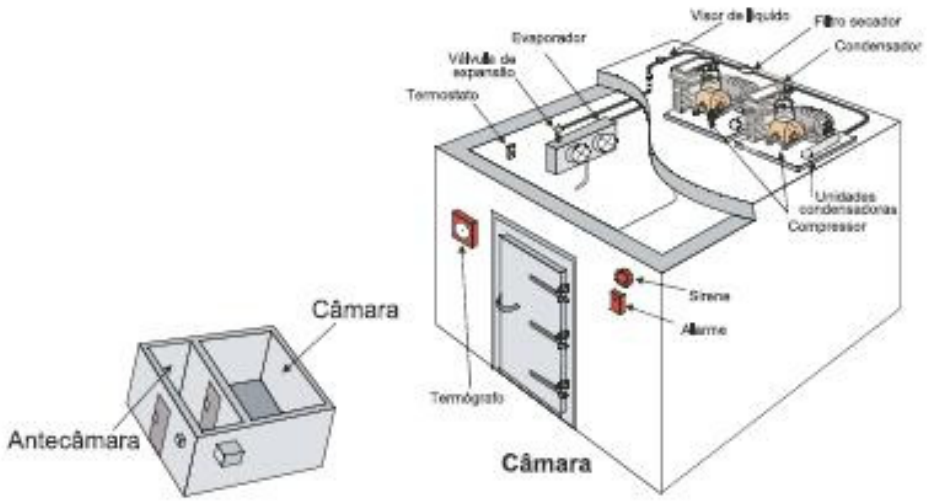
Este sistema é utilizado em situações onde o vapor aspirado pelo compressor deve ser superaquecido para garantir que o líquido não entre no compressor. Outra vantagem do sistema é o sub-resfriamento do líquido vindo do condensador com a finalidade de evitar a formação de bolhas de vapor no refrigerante que poderá trazer problemas na passagem pelo dispositivo de expansão.

5.7 Ciclo Real de Compressão a Vapor:

Na verdade o Ciclo Real apresenta algumas ineficiências com relação ao ciclo padrão. As principais diferenças encontradas neste ciclo estão nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor.



5.8 Exemplos de sistemas frigoríficos



Câmara Frigorífica

Exercícios:

1) Um ciclo padrão de compressão a vapor, utilizando refrigerante 22, desenvolve 50 kw de refrigeração, operando a uma temperatura de condensação de 35^0C e uma temperatura de evaporação de -10^0C. Determine (a) o efeito de refrigeração, em kJ/kg, (b) a vazão de refrigerante, em kg/s, *(c)* a potência do compressor, em kW, *(d)* o coeficiente de eficácia, *(e)* a vazão em volume medida na sucção do compressor, (f)a potência por kW de refrigeração e (g) a temperatura de descarga no compressor. Resp: (f) 0,212 kW/kW

2) Faça um diagrama esquemático de um ciclo padrão de compressão a vapor operando com refrigerante 22, para uma temperatura de evaporação de -5^0C e uma condensação de 30^0C, e calcule (a) o trabalho do compressor, *(b)* o efeito de refrigeração, (c) o calor rejeitado no condensador, todos em kJ/kg e *(d)* o coeficiente de eficácia.

3) Um sistema frigorífico, operando com refrigerante 22, deve apresentar uma capacidade de refrigeração de 80 kW. O ciclo é o padrão de compressão a vapor, com temperatura de evaporação de -8^0C e de condensação de 42^0C.

(a) Determine a vazão em volume de refrigerante em metros cúbicos por segundo referida à aspiração do compressor.

(b) Calcule a potência do compressor necessária.

(c) Qual é a fração de vapor na mistura na entrada do evaporador, expressa na razão em massa e em volume? *Resp.: (c)* 0,292; 0,971.

4) Um sistema de compressão a vapor, usando refrigerante 22, utiliza um trocador de calor entre o gás de aspiração e o líquido, o qual aquece o vapor saturado do evaporador de -10 a 5^0C com líquido do condensador a 30^0C. A compressão é isoentrópica para os casos a seguir.

(a) Calcule o coeficiente de eficácia do sistema sem trocador de calor, com temperatura de condensação de 30^0C e temperatura de evaporação de -10^0C. *Resp.:* 5,46.

(b) Calcule o coeficiente de eficácia do sistema com trocador de calor. *Resp.: 5,37.*

(c) Qual é a capacidade de refrigeração do sistema sem trocador de calor se o compressor bombeia 12,0 L/s, referidos ao estado do vapor na aspiração do compressor? Resp.:30,3kW.

(d) Qual é a capacidade de refrigeração do sistema com trocador de calor para um compressor com a mesma capacidade do caso *(c)? Resp.:* 29,9 kW

5) Uma Instalação de condicionamento de ar com capacidade de 352 kW de refrigeração, usa Refrigerante 12 e tem temperaturas de evaporação e condensação de 0 ^{o}C e 35 ^{o}C respectivamente.
Que massa deve ser circulada por segundo?
Qual a vazão volumétrica na sucção?
Qual é o trabalho de compressão isoentrópico?
Determine a quantidade total de calor dissipado no condensador?
Calcule o Coeficiente de Eficácia

Tabela A.6a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–22 saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	104,9	0,7093	205,7	155,4	233,2	388,6	0,8249	1,8251
–39	109,9	0,7108	197,0	156,5	232,6	389,1	0,8294	1,8227
–38	115,0	0,7123	188,8	157,5	232,0	389,5	0,8339	1,8205
–37	120,4	0,7138	180,9	158,6	231,4	390,0	0,8384	1,8182
–36	125,9	0,7153	173,5	159,7	230,8	390,4	0,8429	1,8160
–35	131,6	0,7168	166,4	160,7	230,2	390,9	0,8474	1,8138
–34	137,6	0,7183	159,7	161,8	229,5	391,4	0,8519	1,8117
–33	143,7	0,7198	153,3	162,9	228,9	391,8	0,8564	1,8095
–32	150,1	0,7214	147,2	164,0	228,3	392,3	0,8609	1,8074
–31	156,6	0,7229	141,4	165,1	227,6	392,7	0,8653	1,8054
–30	163,4	0,7245	135,8	166,1	227,0	393,1	0,8698	1,8033
–29	170,4	0,7261	130,6	167,2	226,4	393,6	0,8742	1,8013
–28	177,7	0,7277	125,6	168,3	225,7	394,0	0,8786	1,7993
–27	185,2	0,7293	120,8	169,4	225,1	394,5	0,8831	1,7973
–26	192,9	0,7309	116,2	170,5	224,4	394,9	0,8875	1,7954
–25	200,9	0,7325	111,9	171,6	223,7	395,3	0,8919	1,7934
–24	209,2	0,7342	107,7	172,7	223,1	395,8	0,8963	1,7915
–23	217,6	0,7358	103,7	173,8	222,4	396,2	0,9007	1,7897
–22	226,4	0,7375	99,93	174,9	221,7	396,6	0,9051	1,7878
–21	235,4	0,7392	96,31	176,0	221,0	397,0	0,9095	1,7860
–20	244,7	0,7409	92,84	177,1	220,3	397,5	0,9139	1,7842
–19	254,3	0,7426	89,53	178,3	219,6	397,9	0,9182	1,7824
–18	264,2	0,7443	86,35	179,4	218,9	398,3	0,9226	1,7806
–17	274,4	0,7461	83,32	180,5	218,2	398,7	0,9269	1,7789
–16	284,8	0,7478	80,41	181,6	217,5	399,1	0,9313	1,7771
–15	295,6	0,7496	77,62	182,7	216,8	399,5	0,9356	1,7754
–14	306,7	0,7514	74,96	183,9	216,1	400,0	0,9400	1,7737
–13	318,1	0,7532	72,40	185,0	215,3	400,4	0,9443	1,7721
–12	329,8	0,7550	69,95	186,1	214,6	400,8	0,9486	1,7704
–11	341,8	0,7569	67,60	187,3	213,9	401,2	0,9529	1,7688
–10	354,2	0,7587	65,34	188,4	213,1	401,6	0,9573	1,7671
–9	366,9	0,7606	63,17	189,6	212,4	402,0	0,9616	1,7655
–8	379,9	0,7625	61,09	190,7	211,6	402,3	0,9659	1,7640
–7	393,3	0,7644	59,10	191,9	210,9	402,7	0,9701	1,7624
–6	407,1	0,7663	57,18	193,0	210,1	403,1	0,9744	1,7608
–5	421,2	0,7683	55,34	194,2	209,3	403,5	0,9787	1,7593
–4	435,7	0,7703	53,57	195,3	208,5	403,9	0,9830	1,7578
–3	450,6	0,7722	51,86	196,5	207,8	404,3	0,9872	1,7563
–2	465,8	0,7743	50,23	197,7	207,0	404,6	0,9915	1,7548
–1	481,4	0,7763	48,65	198,8	206,2	405,0	0,9958	1,7533

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	497,4	0,7783	47,13	200,0	205,4	405,4	1,0000	1,7518
1	513,8	0,7804	45,68	201,2	204,6	405,7	1,0042	1,7504
2	530,7	0,7825	44,27	202,4	203,7	406,1	1,0085	1,7489
3	547,9	0,7846	42,92	203,5	202,9	406,4	1,0127	1,7475
4	565,5	0,7867	41,61	204,7	202,1	406,8	1,0169	1,7461
5	583,6	0,7889	40,35	205,9	201,2	407,1	1,0212	1,7446
6	602,1	0,7911	39,14	207,1	200,4	407,5	1,0254	1,7433
7	621,0	0,7933	37,98	208,3	199,6	407,8	1,0296	1,7419
8	640,4	0,7955	36,85	209,5	198,7	408,2	1,0338	1,7405
9	660,2	0,7977	35,76	210,7	197,8	408,5	1,0380	1,7391
10	680,5	0,8000	34,71	211,9	197,0	408,8	1,0422	1,7378
11	701,2	0,8023	33,70	213,1	196,1	409,2	1,0464	1,7364
12	722,4	0,8046	32,72	214,3	195,2	409,5	1,0506	1,7351
13	744,1	0,8070	31,78	215,5	194,3	409,8	1,0547	1,7337
14	766,2	0,8094	30,87	216,7	193,4	410,1	1,0589	1,7324
15	788,9	0,8118	29,99	217,9	192,5	410,4	1,0631	1,7311
16	812,0	0,8142	29,14	219,2	191,6	410,7	1,0673	1,7298
17	835,7	0,8167	28,31	220,4	190,7	411,0	1,0714	1,7285
18	859,8	0,8192	27,52	221,6	189,7	411,3	1,0756	1,7272
19	884,5	0,8217	26,75	222,8	188,8	411,6	1,0797	1,7259
20	909,6	0,8243	26,00	224,1	187,8	411,9	1,0839	1,7246
21	935,3	0,8269	25,28	225,3	186,9	412,2	1,0881	1,7234
22	961,6	0,8295	24,59	226,6	185,9	412,5	1,0922	1,7221
23	988,4	0,8322	23,91	227,8	184,9	412,8	1,0963	1,7208
24	1016	0,8349	23,26	229,1	184,0	413,0	1,1005	1,7195
25	1044	0,8376	22,62	230,3	183,0	413,3	1,1046	1,7183
26	1072	0,8404	22,01	231,6	182,0	413,6	1,1088	1,7170
27	1101	0,8432	21,42	232,8	181,0	413,8	1,1129	1,7158
28	1131	0,8461	20,84	234,1	179,9	414,1	1,1170	1,7145
29	1161	0,8490	20,28	235,4	178,9	414,3	1,1212	1,7133
30	1191	0,8519	19,74	236,7	177,9	414,5	1,1253	1,7120
31	1223	0,8549	19,22	237,9	176,8	414,8	1,1294	1,7108
32	1255	0,8579	18,71	239,2	175,8	415,0	1,1336	1,7095
33	1287	0,8610	18,21	240,5	174,7	415,2	1,1377	1,7083
34	1321	0,8641	17,73	241,8	173,6	415,4	1,1418	1,7070
35	1354	0,8673	17,27	243,1	172,5	415,6	1,1459	1,7058
36	1389	0,8705	16,82	244,4	171,4	415,8	1,1501	1,7045
37	1424	0,8738	16,38	245,7	170,3	416,0	1,1542	1,7033
38	1460	0,8771	15,95	247,0	169,2	416,2	1,1583	1,7020
39	1496	0,8805	15,54	248,4	168,0	416,4	1,1625	1,7007
40	1533	0,8839	15,13	249,7	166,9	416,6	1,1666	1,6995
41	1571	0,8874	14,74	251,0	165,7	416,7	1,1707	1,6982
42	1609	0,8910	14,36	252,4	164,5	416,9	1,1749	1,6969
43	1648	0,8946	13,99	253,7	163,3	417,0	1,1790	1,6956
44	1688	0,8983	13,63	255,0	162,1	417,2	1,1832	1,6944
45	1728	0,9020	13,28	256,4	160,9	417,3	1,1873	1,6931
46	1770	0,9058	12,94	257,8	159,7	417,4	1,1915	1,6918
47	1812	0,9097	12,61	259,1	158,4	417,6	1,1956	1,6904
48	1854	0,9137	12,29	260,5	157,2	417,7	1,1998	1,6891
49	1898	0,9178	11,98	261,9	155,9	417,8	1,2039	1,6878
50	1942	0,9219	11,67	263,3	154,6	417,8	1,2081	1,6864
51	1987	0,9261	11,37	264,7	153,3	417,9	1,2123	1,6851
52	2032	0,9305	11,08	266,1	151,9	418,0	1,2165	1,6837
53	2079	0,9349	10,80	267,5	150,6	418,0	1,2207	1,6823
54	2126	0,9394	10,52	268,9	149,2	418,1	1,2249	1,6809
55	2174	0,9440	10,25	270,3	147,8	418,1	1,2291	1,6795
56	2223	0,9487	9,989	271,8	146,4	418,1	1,2333	1,6781
57	2272	0,9535	9,733	273,2	145,0	418,2	1,2376	1,6766
58	2322	0,9585	9,483	274,7	143,5	418,1	1,2418	1,6751
59	2374	0,9636	9,239	276,1	142,0	418,1	1,2461	1,6736

Diagrama Pressão – Entalpia do refrigerante R-90

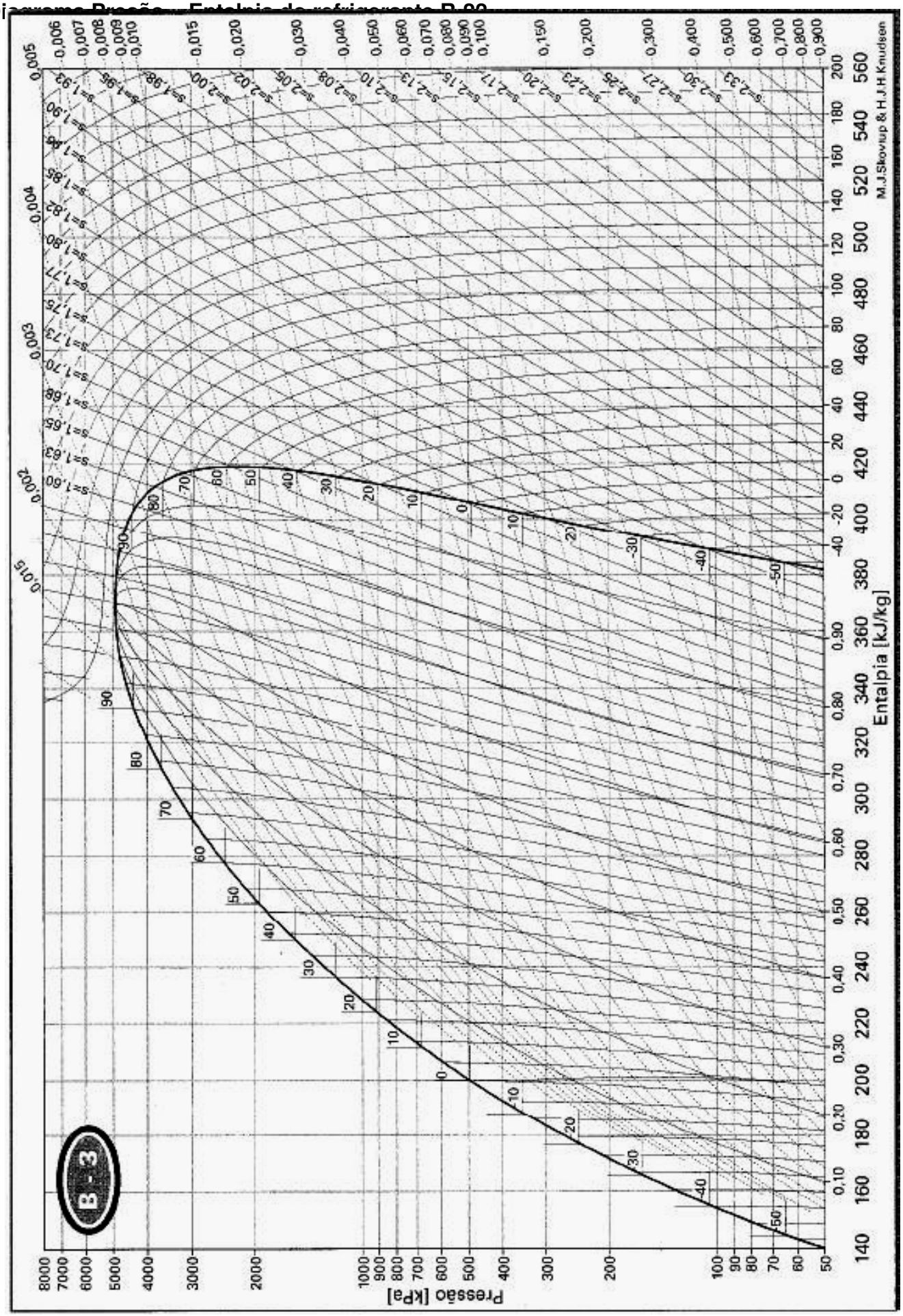


Tabela A.5a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–134a saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	51,63	0,7055	356,9	150,8	222,7	373,6	0,80642	1,7617
–39	54,36	0,7069	340,0	152,0	222,2	374,2	0,8113	1,76027
–38	57,22	0,7083	324,1	153,1	221,7	374,8	0,81617	1,75887
–37	60,19	0,7098	309,0	154,3	221,2	375,4	0,82104	1,7575
–36	63,29	0,7113	294,8	155,4	220,6	376,0	0,82591	1,75615
–35	66,52	0,7127	281,3	156,6	220,1	376,7	0,83078	1,75483
–34	69,88	0,7142	268,6	157,7	219,5	377,3	0,83565	1,75355
–33	73,37	0,7157	256,5	158,9	219,0	377,9	0,84052	1,75228
–32	77,01	0,7172	245,1	160,1	218,4	378,5	0,84538	1,75105
–31	80,78	0,7187	234,3	161,3	217,8	379,1	0,85025	1,74984
–30	84,70	0,7202	224,1	162,4	217,3	379,7	0,85511	1,74865
–29	88,78	0,7218	214,4	163,6	216,7	380,3	0,85997	1,74749
–28	93,01	0,7233	205,2	164,8	216,1	380,9	0,86483	1,74636
–27	97,40	0,7249	196,5	166,0	215,5	381,5	0,86969	1,74524
–26	102,0	0,7265	188,2	167,2	214,9	382,2	0,87455	1,74416
–25	106,7	0,7280	180,3	168,4	214,3	382,8	0,87940	1,74309
–24	111,6	0,7296	172,8	169,6	213,7	383,4	0,88425	1,74205
–23	116,6	0,7312	165,7	170,9	213,1	384,0	0,8891	1,74103
–22	121,9	0,7328	159,0	172,1	212,5	384,6	0,89395	1,74003
–21	127,3	0,7345	152,5	173,3	211,9	385,2	0,89880	1,73905
–20	133,0	0,7361	146,4	174,5	211,3	385,8	0,90364	1,73809
–19	138,8	0,7378	140,6	175,8	210,6	386,4	0,90849	1,73716
–18	144,8	0,7395	135,0	177,0	210,0	387,0	0,91333	1,73624
–17	151,0	0,7411	129,7	178,2	209,3	387,6	0,91816	1,73534
–16	157,5	0,7428	124,7	179,5	208,7	388,2	0,92300	1,73447
–15	164,1	0,7445	119,9	180,7	208,0	388,8	0,92783	1,73361
–14	171,0	0,7463	115,3	182,0	207,4	389,3	0,93266	1,73277
–13	178,1	0,748	110,9	183,2	206,7	389,9	0,93749	1,73195
–12	185,4	0,7498	106,7	184,5	206,0	390,5	0,94232	1,73114
–11	193,0	0,7515	102,7	185,8	205,3	391,1	0,94714	1,73036
–10	200,8	0,7533	98,93	187,0	204,6	391,7	0,95196	1,72959
–9	208,8	0,7551	95,28	188,3	203,9	392,3	0,95678	1,72883
–8	217,1	0,7569	91,80	189,6	203,2	392,9	0,96159	1,72810
–7	225,7	0,7588	88,47	190,9	202,5	393,4	0,9664	1,72737
–6	234,5	0,7606	85,28	192,2	201,8	394,0	0,97121	1,72667
–5	243,5	0,7625	82,23	193,5	201,1	394,6	0,97602	1,72598
–4	252,9	0,7644	79,31	194,8	200,4	395,2	0,98082	1,7253
–3	262,5	0,7663	76,52	196,1	199,7	395,7	0,98562	1,72464
–2	272,4	0,7682	73,84	197,4	198,9	396,3	0,99042	1,72400
–1	282,6	0,7701	71,28	198,7	198,2	396,9	0,99521	1,72337

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	293,0	0,7721	68,82	200,0	197,4	397,4	1,00000	1,72275
1	303,8	0,7741	66,46	201,3	196,7	398,0	1,00479	1,72214
2	314,9	0,7761	64,20	202,6	195,9	398,6	1,00957	1,72155
3	326,2	0,7781	62,03	204,0	195,1	399,1	1,01435	1,72097
4	337,9	0,7801	59,94	205,3	194,4	399,7	1,01913	1,72040
5	349,9	0,7821	57,94	206,6	193,6	400,2	1,02390	1,71985
6	362,3	0,7842	56,02	208,0	192,8	400,8	1,02867	1,71930
7	374,9	0,7863	54,18	209,3	192,0	401,3	1,03343	1,71877
8	387,9	0,7884	52,41	210,7	191,2	401,9	1,03820	1,71825
9	401,3	0,7906	50,70	212,0	190,4	402,4	1,04296	1,71774
10	415,0	0,7927	49,07	213,4	189,6	403,0	1,04771	1,71724
11	429,0	0,7949	47,49	214,7	188,8	403,5	1,05246	1,71675
12	443,4	0,7971	45,97	216,1	187,9	404,0	1,05721	1,71627
13	458,2	0,7994	44,52	217,5	187,1	404,6	1,06196	1,71580
14	473,3	0,8016	43,11	218,8	186,3	405,1	1,0667	1,71534
15	488,8	0,8039	41,76	220,2	185,4	405,6	1,07144	1,71488
16	504,7	0,8062	40,46	221,6	184,6	406,1	1,07617	1,71444
17	521,0	0,8086	39,21	223,0	183,7	406,7	1,08090	1,71400
18	537,7	0,8109	38,00	224,4	182,8	407,2	1,08563	1,71358
19	554,8	0,8133	36,84	225,7	182,0	407,7	1,09035	1,71316
20	572,3	0,8157	35,71	227,1	181,1	408,2	1,09507	1,71274
21	590,2	0,8182	34,63	228,5	180,2	408,7	1,09979	1,71234
22	608,5	0,8207	33,59	229,9	179,3	409,2	1,10450	1,71194
23	627,2	0,8232	32,58	231,4	178,4	409,7	1,10921	1,71154
24	646,4	0,8257	31,61	232,8	177,5	410,2	1,11392	1,71115
25	666,0	0,8283	30,67	234,2	176,6	410,7	1,11862	1,71077
26	686,1	0,8309	29,76	235,6	175,6	411,2	1,12332	1,71040
27	706,6	0,8335	28,89	237,0	174,7	411,7	1,12802	1,71002
28	727,6	0,8362	28,04	238,5	173,8	412,2	1,13272	1,70965
29	749,0	0,8389	27,23	239,9	172,8	412,7	1,13741	1,70929
30	770,9	0,8417	26,44	241,3	171,8	413,2	1,14210	1,70893
31	793,3	0,8445	25,67	242,8	170,9	413,6	1,14678	1,70857
32	816,1	0,8473	24,94	244,2	169,9	414,1	1,15146	1,70822
33	839,5	0,8501	24,22	245,7	168,9	414,6	1,15614	1,70787
34	863,3	0,8531	23,53	247,1	167,9	415,0	1,16082	1,70752
35	887,7	0,856	22,86	248,6	166,9	415,5	1,1655	1,70717
36	912,5	0,859	22,22	250,0	165,9	416,0	1,17017	1,70682
37	937,9	0,862	21,59	251,5	164,9	416,4	1,17484	1,70648
38	963,8	0,8651	20,99	253,0	163,9	416,8	1,17952	1,70613
39	990,2	0,8683	20,40	254,5	162,8	417,3	1,18418	1,70579

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
40	1017	0,8715	19,83	255,9	161,8	417,7	1,18885	1,70544
41	1045	0,8747	19,28	257,4	160,7	418,2	1,19352	1,70509
42	1073	0,8780	18,74	258,9	159,6	418,6	1,19818	1,70474
43	1101	0,8813	18,23	260,4	158,6	419,0	1,20285	1,70439
44	1131	0,8847	17,72	261,9	157,5	419,4	1,20751	1,70404
45	1160	0,8882	17,24	263,4	156,4	419,8	1,21217	1,70368
46	1191	0,8917	16,76	264,9	155,3	420,2	1,21684	1,70332
47	1222	0,8953	16,3	266,5	154,1	420,6	1,22150	1,70295
48	1253	0,8989	15,86	268,0	153,0	421,0	1,22617	1,70258
49	1285	0,9026	15,43	269,5	151,9	421,4	1,23083	1,70220
50	1318	0,9064	15,01	271,1	150,7	421,8	1,23550	1,70182
51	1351	0,9103	14,60	272,6	149,5	422,1	1,24017	1,70143
52	1385	0,9142	14,20	274,1	148,3	422,5	1,24484	1,70103
53	1420	0,9182	13,82	275,7	147,1	422,8	1,24951	1,70062
54	1455	0,9223	13,44	277,3	145,9	423,2	1,25419	1,70020
55	1491	0,9265	13,08	278,8	144,7	423,5	1,25887	1,69977
56	1528	0,9308	12,73	280,4	143,4	423,8	1,26355	1,69933
57	1565	0,9352	12,38	282,0	142,2	424,2	1,26824	1,69888
58	1603	0,9396	12,05	283,6	140,9	424,5	1,27294	1,69842
59	1642	0,9442	11,72	285,2	139,6	424,8	1,27764	1,69794
60	1681	0,9489	11,40	286,8	138,3	425,1	1,28235	1,69744
61	1721	0,9536	11,10	288,4	137,0	425,3	1,28706	1,69693
62	1762	0,9585	10,79	290,0	135,6	425,6	1,29179	1,69640
63	1803	0,9636	10,50	291,6	134,2	425,9	1,29652	1,69585
64	1846	0,9687	10,22	293,3	132,8	426,1	1,30126	1,69527
65	1889	0,9740	9,937	294,9	131,4	426,3	1,30602	1,69468
66	1932	0,9794	9,665	296,6	130,0	426,6	1,31078	1,69406
67	1977	0,9850	9,400	298,2	128,5	426,8	1,31556	1,69342
68	2022	0,9908	9,142	299,9	127,0	427,0	1,32036	1,69275
69	2068	0,9967	8,889	301,6	125,5	427,1	1,32517	1,69205
70	2115	1,003	8,643	303,3	124,0	427,3	1,33000	1,69131
71	2163	1,009	8,402	305,0	122,4	427,4	1,33485	1,69055
72	2211	1,016	8,166	306,7	120,8	427,6	1,33972	1,68974
73	2261	1,022	7,936	308,5	119,2	427,7	1,34461	1,68890
74	2311	1,029	7,711	310,2	117,5	427,8	1,34953	1,68801
75	2362	1,036	7,491	312,0	115,8	427,8	1,35447	1,68708
76	2414	1,044	7,275	313,8	114,1	427,9	1,35945	1,68610
77	2467	1,052	7,064	315,6	112,3	427,9	1,36446	1,68506
78	2520	1,06	6,856	317,4	110,4	427,9	1,36951	1,68396
79	2575	1,068	6,653	319,3	108,5	427,8	1,37459	1,6828
80	2631	1,077	6,454	321,2	106,6	427,8	1,37972	1,68158

Diagrama Pressão – Entalpia do refrigerante R-134a

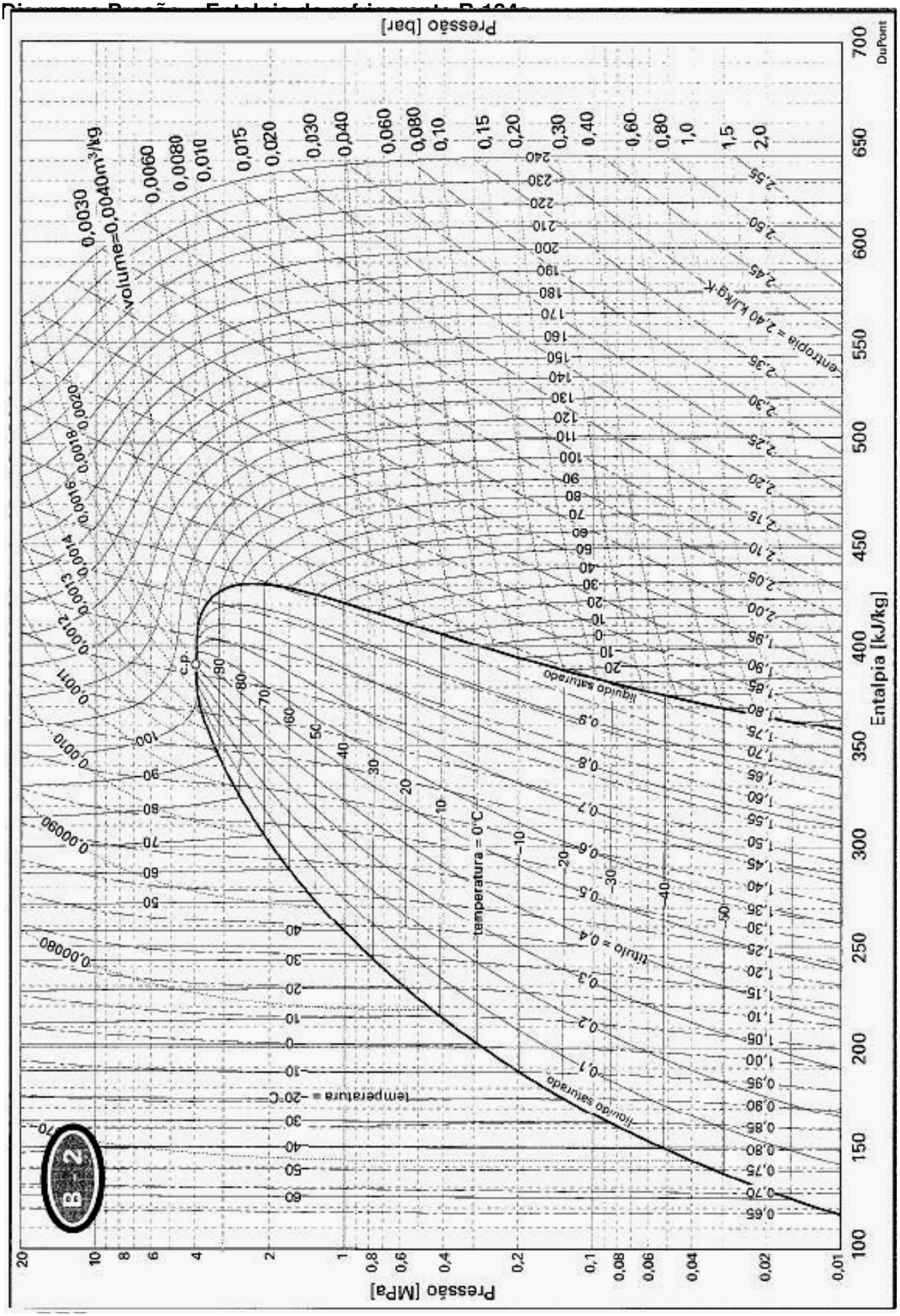
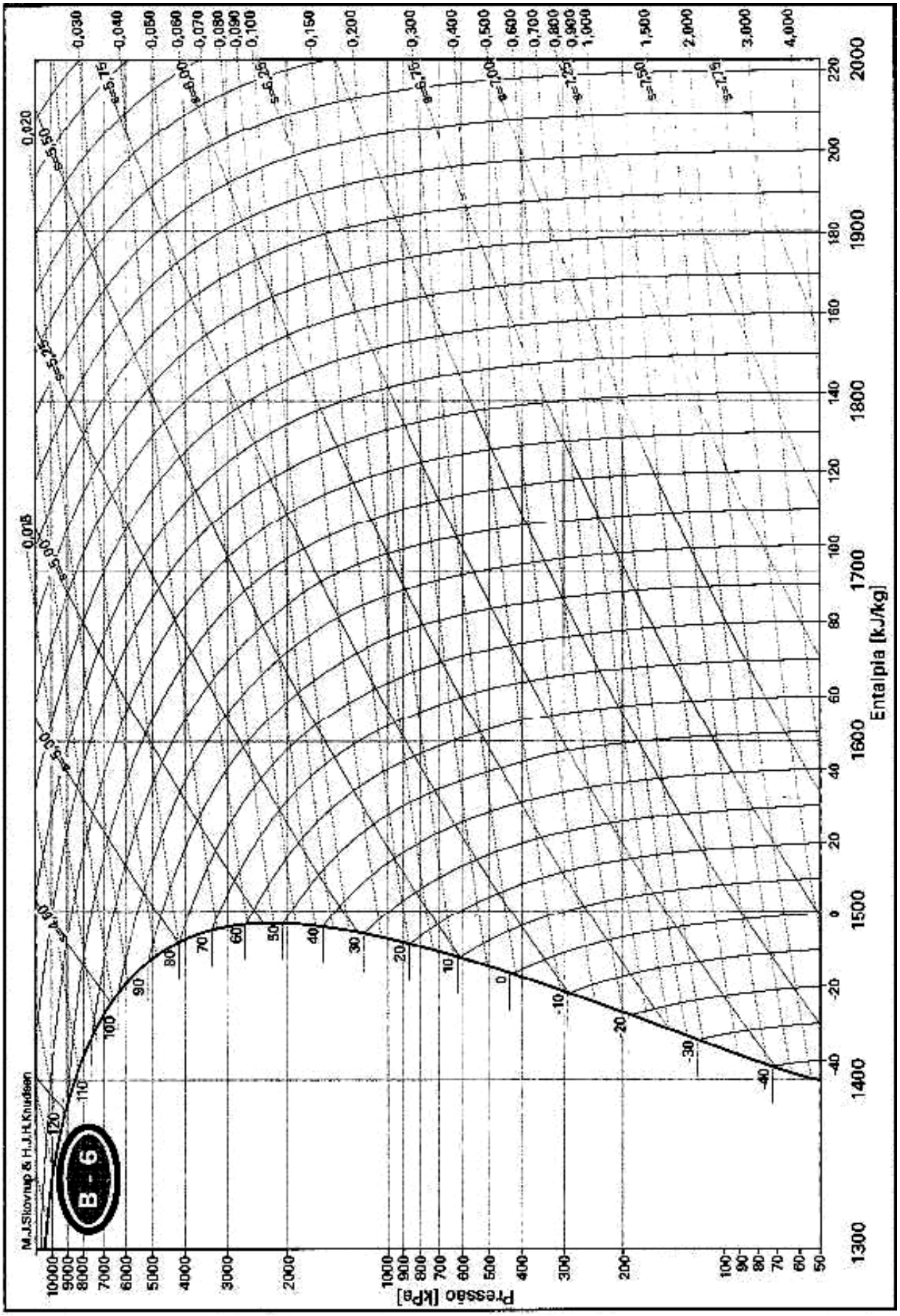


Tabela A.9a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R–717 (amônia) saturado

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
–40	71,66	1,449	1554	19,17	1388,6	1407,8	0,2867	6,2428
–39	75,59	1,452	1478	23,59	1385,8	1409,4	0,3056	6,2242
–38	79,68	1,454	1407	28,01	1383,0	1411,0	0,3245	6,2058
–37	83,96	1,457	1340	32,44	1380,1	1412,6	0,3432	6,1876
–36	88,42	1,459	1277	36,88	1377,2	1414,1	0,3619	6,1696
–35	93,07	1,462	1217	41,32	1374,4	1415,7	0,3806	6,1518
–34	97,92	1,465	1161	45,77	1371,5	1417,2	0,3992	6,1341
–33	103	1,467	1107	50,22	1368,6	1418,8	0,4177	6,1166
–32	108,2	1,47	1057	54,67	1365,6	1420,3	0,4362	6,0993
–31	113,7	1,473	1009	59,14	1362,7	1421,8	0,4547	6,0822
–30	119,4	1,475	964,2	63,60	1359,7	1423,3	0,4730	6,0652
–29	125,3	1,478	921,4	68,07	1356,7	1424,8	0,4914	6,0484
–28	131,5	1,481	881	72,55	1353,7	1426,3	0,5096	6,0318
–27	137,9	1,484	842,6	77,03	1350,7	1427,8	0,5278	6,0153
–26	144,6	1,486	806,2	81,52	1347,7	1429,2	0,5460	5,9990
–25	151,5	1,489	771,7	86,01	1344,7	1430,7	0,5641	5,9828
–24	158,6	1,492	739	90,51	1341,6	1432,1	0,5821	5,9668
–23	166,1	1,495	707,9	95,01	1338,5	1433,5	0,6001	5,9509
–22	173,8	1,498	678,4	99,52	1335,4	1434,9	0,6180	5,9352
–21	181,8	1,501	650,4	104,03	1332,3	1436,3	0,6359	5,9196
–20	190,1	1,503	623,7	108,55	1329,1	1437,7	0,6538	5,9041
–19	198,7	1,506	598,4	113,07	1326,0	1439,0	0,6715	5,8888
–18	207,6	1,509	574,2	117,60	1322,8	1440,4	0,6893	5,8736
–17	216,8	1,512	551,3	122,13	1319,6	1441,7	0,7069	5,8586
–16	226,3	1,515	529,4	126,67	1316,4	1443,1	0,7246	5,8437
–15	236,2	1,518	508,6	131,22	1313,2	1444,4	0,7421	5,8289
–14	246,4	1,521	488,8	135,76	1309,9	1445,7	0,7597	5,8142
–13	257	1,524	469,8	140,32	1306,6	1446,9	0,7771	5,7997
–12	267,9	1,527	451,8	144,88	1303,3	1448,2	0,7946	5,7852
–11	279,1	1,53	434,6	149,44	1300,0	1449,5	0,8120	5,7709
–10	290,8	1,534	418,2	154,01	1296,7	1450,7	0,8293	5,7568
–9	302,8	1,537	402,5	158,58	1293,3	1451,9	0,8466	5,7427
–8	315,2	1,54	387,5	163,16	1290,0	1453,1	0,8638	5,7287
–7	328	1,543	373,2	167,75	1286,6	1454,3	0,8810	5,7149
–6	341,2	1,546	359,6	172,34	1283,2	1455,5	0,8981	5,7011
–5	354,9	1,55	346,5	176,94	1279,7	1456,7	0,9152	5,6875
–4	368,9	1,553	334	181,54	1276,3	1457,8	0,9323	5,6740
–3	383,4	1,556	322,1	186,15	1272,8	1458,9	0,9493	5,6605
–2	398,3	1,559	310,6	190,76	1269,3	1460,1	0,9662	5,6472
–1	413,7	1,563	299,7	195,38	1265,8	1461,1	0,9831	5,6340

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	429,6	1,566	289,2	200,00	1262,2	1462,2	1,0000	5,6208
1	445,9	1,569	279,1	204,63	1258,7	1463,3	1,0168	5,6078
2	462,6	1,573	269,5	209,27	1255,1	1464,3	1,0336	5,5949
3	479,9	1,576	260,3	213,91	1251,5	1465,4	1,0504	5,5820
4	497,7	1,58	251,4	218,55	1247,8	1466,4	1,0670	5,5692
5	516	1,583	242,9	223,21	1244,2	1467,4	1,0837	5,5566
6	534,8	1,587	234,8	227,87	1240,5	1468,4	1,1003	5,5440
7	554,1	1,59	227	232,53	1236,8	1469,3	1,1169	5,5314
8	573,9	1,594	219,5	237,20	1233,1	1470,3	1,1334	5,5190
9	594,3	1,597	212,3	241,88	1229,3	1471,2	1,1499	5,5067
10	615,3	1,601	205,3	246,57	1225,5	1472,1	1,1664	5,4944
11	636,8	1,605	198,7	251,26	1221,7	1473,0	1,1828	5,4822
12	658,9	1,608	192,3	255,96	1217,9	1473,9	1,1992	5,4701
13	681,6	1,612	186,1	260,66	1214,1	1474,7	1,2155	5,4581
14	704,9	1,616	180,2	265,37	1210,2	1475,5	1,2318	5,4461
15	728,8	1,619	174,5	270,09	1206,3	1476,4	1,2481	5,4342
16	753,3	1,623	169,1	274,81	1202,3	1477,2	1,2643	5,4224
17	778,5	1,627	163,8	279,54	1198,4	1477,9	1,2805	5,4106
18	804,2	1,631	158,7	284,28	1194,4	1478,7	1,2967	5,3989
19	830,7	1,635	153,8	289,03	1190,4	1479,4	1,3128	5,3873
20	857,8	1,639	149,1	293,78	1186,4	1480,1	1,3289	5,3757
21	885,5	1,643	144,6	298,54	1182,3	1480,8	1,3449	5,3642
22	914	1,647	140,2	303,31	1178,2	1481,5	1,3610	5,3527
23	943,1	1,651	136	308,09	1174,1	1482,2	1,3770	5,3413
24	972,9	1,655	132	312,88	1169,9	1482,8	1,3929	5,3300
25	1003	1,659	128,1	317,67	1165,8	1483,4	1,4089	5,3187
26	1035	1,663	124,3	322,47	1161,5	1484,0	1,4248	5,3075
27	1067	1,667	120,6	327,28	1157,3	1484,6	1,4406	5,2963
28	1100	1,672	117,1	332,10	1153,0	1485,1	1,4565	5,2852
29	1133	1,676	113,7	336,92	1148,7	1485,7	1,4723	5,2741
30	1167	1,68	110,4	341,76	1144,4	1486,2	1,4881	5,2631
31	1202	1,685	107,3	346,60	1140,0	1486,6	1,5038	5,2521
32	1238	1,689	104,2	351,46	1135,7	1487,1	1,5196	5,2411
33	1275	1,693	101,3	356,32	1131,2	1487,5	1,5353	5,2302
34	1312	1,698	98,39	361,19	1126,8	1488,0	1,5510	5,2194
35	1351	1,702	95,63	366,07	1122,3	1488,3	1,5666	5,2086
36	1390	1,707	92,96	370,97	1117,7	1488,7	1,5822	5,1978
37	1430	1,712	90,37	375,87	1113,2	1489,1	1,5979	5,1870
38	1471	1,716	87,87	380,78	1108,6	1489,4	1,6134	5,1763
39	1513	1,721	85,45	385,70	1104,0	1489,7	1,6290	5,1657
40	1555	1,726	83,11	390,64	1099,3	1489,9	1,6446	5,1550
41	1599	1,731	80,84	395,58	1094,6	1490,2	1,6601	5,1444
42	1643	1,736	78,65	400,54	1089,8	1490,4	1,6756	5,1338
43	1689	1,74	76,52	405,51	1085,1	1490,6	1,6911	5,1233
44	1735	1,745	74,46	410,49	1080,2	1490,7	1,7066	5,1127
45	1782	1,75	72,47	415,48	1075,4	1490,9	1,7220	5,1022
46	1831	1,756	70,53	420,48	1070,5	1491,0	1,7374	5,0917
47	1880	1,761	68,66	425,50	1065,6	1491,1	1,7529	5,0813
48	1930	1,766	66,84	430,52	1060,6	1491,1	1,7683	5,0708
49	1981	1,771	65,08	435,57	1055,6	1491,1	1,7837	5,0604
50	2033	1,777	63,37	440,62	1050,5	1491,1	1,7990	5,0500
51	2087	1,782	61,72	445,69	1045,4	1491,1	1,8144	5,0396
52	2141	1,788	60,11	450,77	1040,3	1491,0	1,8298	5,0292
53	2196	1,793	58,55	455,87	1035,1	1490,9	1,8451	5,0188
54	2253	1,799	57,03	460,98	1029,8	1490,8	1,8604	5,0084
55	2310	1,804	55,56	466,11	1024,5	1490,6	1,8756	4,9981
56	2369	1,81	54,14	471,25	1019,2	1490,5	1,8911	4,9877
57	2429	1,816	52,75	476,40	1013,8	1490,2	1,9064	4,9774
58	2489	1,822	51,4	481,58	1008,4	1490,0	1,9217	4,9670
59	2551	1,828	50,1	486,76	1002,9	1489,7	1,9370	4,9566

Diagrama Presão – Entalpia do refrigerante R-717



6 COMPRESSORES:

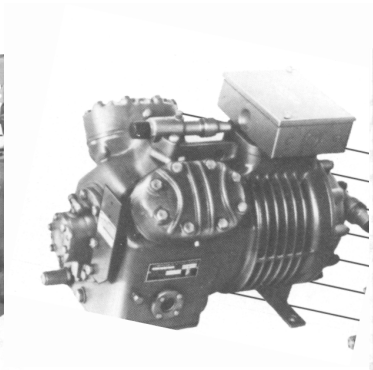
Função: O Compressor toma o vapor do refrigerante a uma baixa pressão e temperatura, eleva-o a uma alta pressão e temperatura. Assim pode-se afirmar que ele (1) Reduz a pressão e a temperatura do refrigerante no evaporador, permitindo absorver calor das redondezas; (2) Aumenta a pressão e a temperatura do refrigerante no condensador o suficiente para permitir que dissipe calor para o ar ou água a temperatura existente; (3) Movimenta o fluido refrigerante através da tubulação e componentes do sistema.

6.1 Tipos de compressores:

→ Compressores Alternativos
→ Compressores de Palhetas
→ Compressores Centrífugos
→ Compressores de Parafuso
→ Compressores Scroll

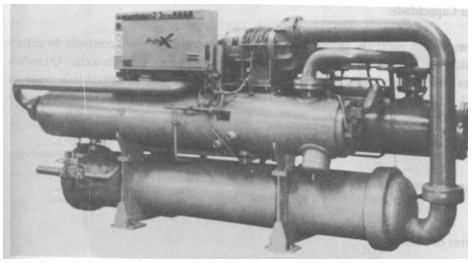
Compressor Alternativo Hermético

Compressor Alternativo Aberto

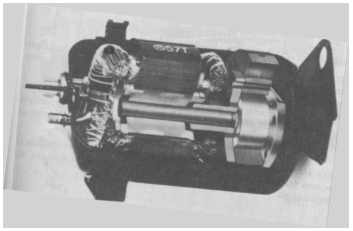


Compressor Alternativo Semi-hermétic

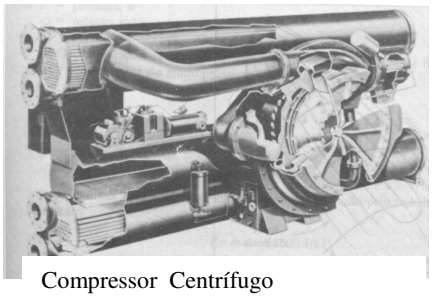
Compressor Scroll



Sistema com Compressor de Parafuso



Compressor de Palheta



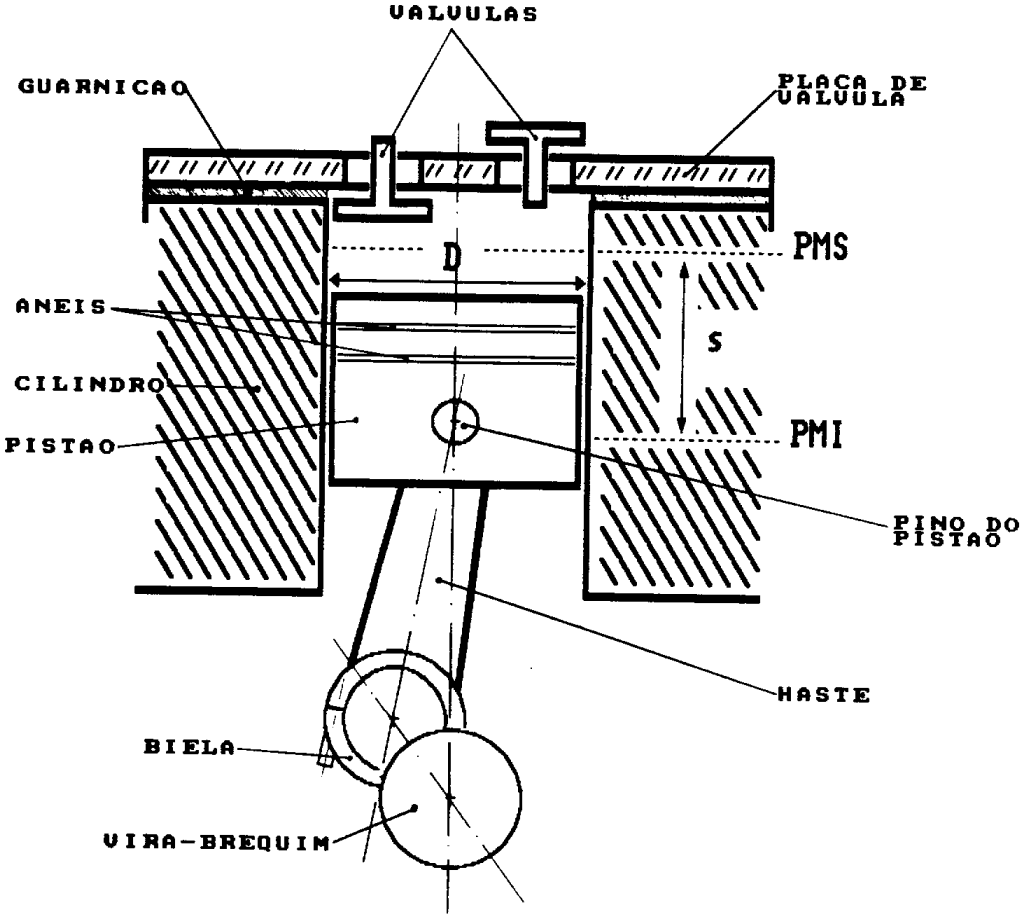
Compressor Centrífugo

6.2 Compressores Alternativos:

Sem dúvida os compressores alternativos são os mais utilizados, abrangendo a maioria das aplicações de refrigeração e ar condicionado.
São especialmente recomendados para sistemas com refrigerantes que requerem pequena vazão e com condensação e pressão relativamente altas.

Os compressores Alternativos podem mono ou multicilindros.
Durante a descida do êmbolo o refrigerante é aspirado p/ válvula de aspiração, e durante a subida o pistão comprime o refrigerante e posteriormente o empurra p/ fora através da válvula de descarga.

PARTES PRINCIPAIS DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS:

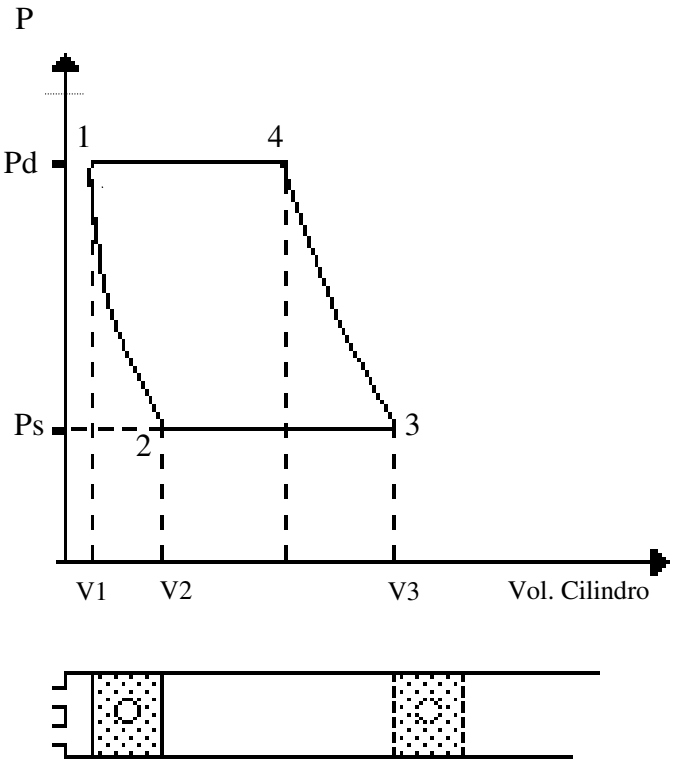


D = diametro do cilindro
s = curso do pistao
PMS = ponto morto superior
PMI = ponto morto inferior

Ciclo de compressão: Pressão x Volume:

$$VolumeDeslocado = \frac{\pi \, D^2.S.Z.n}{4}$$

D→diâmetro do cilindro
S→curso do pistão
n→rotação do compressor
Z→quantidade de pistões
⇒Há perdas



Eficiência volumétrica efetiva

$$\eta_{ve} = \frac{\text{Vazao Real}}{\text{Volume deslocado (teorico)}} \textbf{ .100}$$

Eficiência volumétrica de espaço nocivo:

$$\eta_{vn} = \frac{v_3 - v_2}{v_3 - v_1}.100$$

somando $-$ se $v_1 - v_1$

v_1= Vol. de espaço nocivo (PMS)
v_2= Vol. ocupado pelo gás retido após a expansão.
v_3= Volume máximo do cilindro (PMI)

$$\eta_{vn} = \frac{v_3 - v_1 + v_1 - v_2}{v_3 - v_1}.100 = 100 + \frac{v_1 - v_2}{v_3 - v_1}.100 \quad \text{ou}$$

$$\eta_{vn} = 100 - f\left(\frac{v_2 - 1}{v_1}\right)$$

onde $f = \frac{v_1}{v_3 - v_1}.100$

Fração de espaço

$$\eta_{vn} = 100 - f\left(\frac{v_{asp}}{v_{desc}} - 1\right)$$

Onde:
v_{asp} = Vol. específico do valor admitido no compressor.
v_{desc}= Vol. específico do vapor após a compressão isoentrópica.

Taxa de compressão:

$$i = \frac{\text{pressao de descarga}}{\text{pressao de succao}} = \frac{P_{desc}}{P_{asp}}$$

Essa taxa de compressão não deve ser superior a dez para um estágio de compressão.

Potência do compressor:

$$P = \dot{m}.\Delta hi$$

P = Potencia em kW
$\dot{m}$ = Vazao em *kg/s*
Δhi = Trab. compressao isoentropica kj/kg

$$\text{onde} \rightarrow \dot{m} = \text{volume deslocado}.\frac{\eta_{vn}/100}{v_{asp}}$$

Eficiência do compressor:

$$\eta_c = \frac{\text{trabalho de compressao isoentropico}}{\text{Trabalho real de compressao}}$$

Trabalho de compressão Isoentrópico = $h_2 - h_1$

$$\text{Trabalho real de compressão} = \frac{\text{Potencia do compressor}}{\text{Vazao de refrigerante}}$$

→A potência exigida pelo compressor, de uma maneira geral aumenta com a temperatura de evaporação.

Controle de capacidade:

Para satisfazer a carga reduzida sem uma redução excessiva na temperatura de evaporação a capacidade do compressor pode ser reduzida, existe várias maneiras de realizar isto.

1 - Controle "ON - OFF" (liga desliga) → utilizado para pequenos sistema, e onde não ocorram flutuações rápidas na carga.
2 - Válvula reguladora de pressão antes do compressor→ ineficiente.
3 - By-Pass de gás da descarga do compressor para a linha de aspiração.
4 - Tirar de uso cilindros com compressores multicilindros.
5 - Compressores de várias velocidades.
6 - By-Pass para a entrada do evaporador.

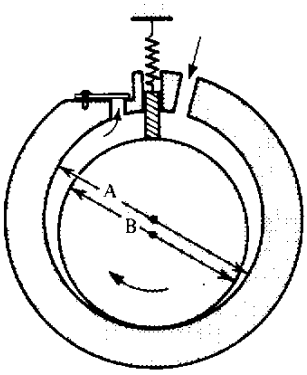
Tipos de compressores Alternativos:

Compressores Abertos: motor externo a carcaça
Compressores Herméticos: o motor opera em contato com o refrigerante
Compressores Semi-Herméticos: semelhantes aos Herméticos, apenas com cabeçotes removível.

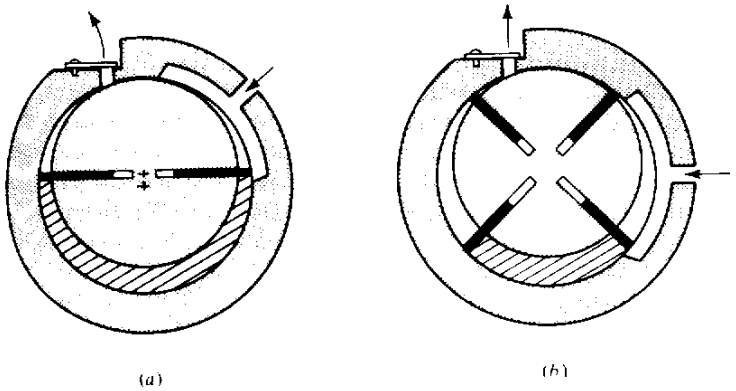
6.3 Compressores Rotativos ou de Palheta:

Existem dois tipos básicos de compressores de palhetas: o de palhetas simples e o de múltiplas palhetas.

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 compressor apresenta um



Compressor de palheta simples



Compressores de múltiplas palhetas: (*a*) 2 palhetas; (*b*) quatro palhetas.

diviso atuado por mola, dividindo as câmaras de aspiração e descarga.

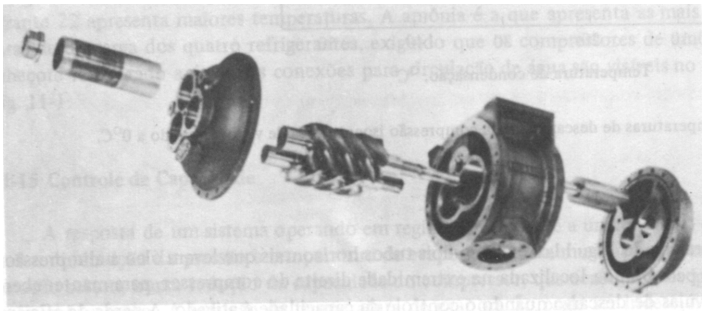
No compressor de múltiplas palhetas o rotor gira em torno do seu próprio eixo, que não coincide com o do cilindro. O rotor é provido de palhetas que se mantém permanentemente em contato com a superfície do cilindro pela força centrífuga.

Nestes compressores não há necessidade de válvulas de aspiração.

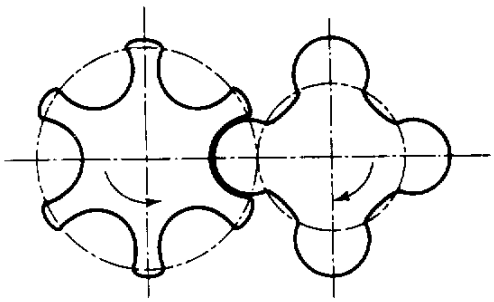
São utilizados principalmente em geladeiras, congeladores, condicionadores de ar, competindo com os comp.ressores Alternativos.

6.4 Compressores de Parafuso:

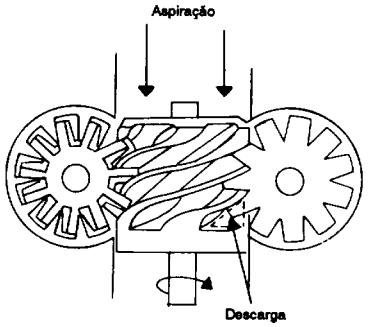
No compressor de parafuso a compressão á obtida pelo engrenamento de 2 rotores conjugados, dispostos em um cilindro apropriado, equipado com orifício de entrada e saída. O rotor macho normalmente é o rotor de acionamento e consiste de uma série de ressaltos ao longo



Vista explodida dos componentes principais de um compressor parafuso.



Corte transversal dos rotores de um compressor parafuso.



O parafuso do compressor de parafuso simples no centro com as rodas planetárias lateralmente.

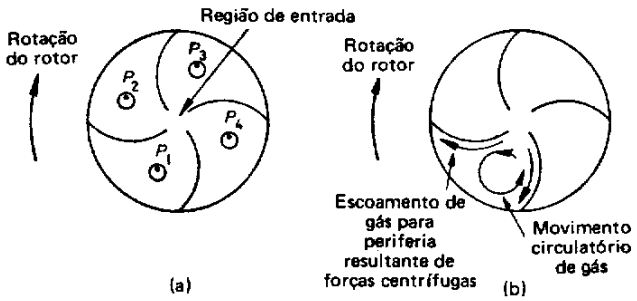
do comprimento do rotor que se engrenam com os sulcos helicoidais correspondentes, formado de modo semelhante no rotor fêmea, comprimindo o refrigerante. Na região de aspiração do compressor é produzido vácuo, induzindo a entrada do vapor de refrigerante.

A utilização deste tipo de compressor se dá na faixa de 300 à 500 kW de refrigeração, normalmente para resfriamento da água.

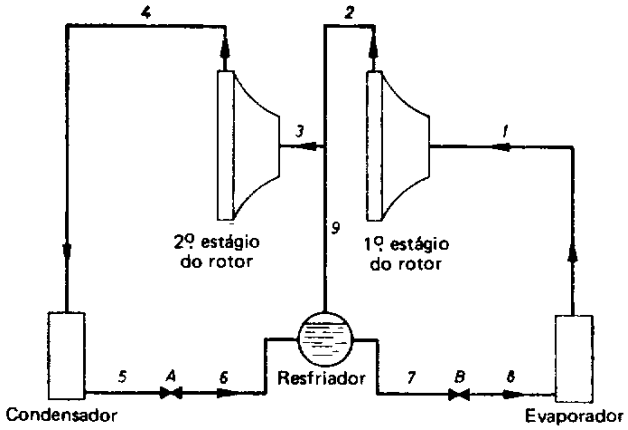
O centro de capacidade é realizado pelo uso de uma válvula corrediça que é localizada na carcaça do compressor. Quando a válvula está aberta, ocorre um retardamento do início de compressão. A capacidade pode ser modulada até 10% da capacidade máxima.

6.5 Compressores Centrífugos:

No compressor centrífugo o fluido penetra pela abertura central do rotor e pela ação da força centrífuga desloca-se para a periferia. Assim, os pás imprimem uma grande velocidade ao gás e elevam sua pressão. O gás se dirige para o invólucro da pá ou voluta que converte a pressão dinâmica do vapor que sai do rotor em pressão estática.



Os compressores centrífugos podem ser de um ou múltiplos estágios ou seja com um ou vários rotores.



A eficiência de compressão adiabática dos compressores frigoríficos com capacidade de refrigeração acima de 500 kW.

Relação entre a velocidade periférica e a pressão: O momento torsor que o motor exerce sobre o gás é:

$$\mathbf{T= m(v_2.r_2 - v_1.r_1)}$$

T→ momento torsor, N.M

m→ vazão, kg/s

v_2→ velocidade tangencial do refrigerante na m/s

r_2→ raio externo do rotor, m.

v_1→ velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor (m/s)

r_1→ raio média da seção de entrada do rotor, m.

Como o refrigerante entra no rotor na direção radial. $V_1=0$

$$\mathbf{T= m.v_2.r_2}$$

A potência no eixo é o produto do momento torsor pela rotação.

$$\mathbf{P= T.w= m.v_2.r_2.w}$$

P→ potência em w

w→ rotação em, rad/s

Em baixas rotações e velocidade periférica do rotor e a velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor são praticamente iguais, então:

$$\mathbf{r_2.w= v_2}$$

$$\mathbf{P= m.v_2^2}$$

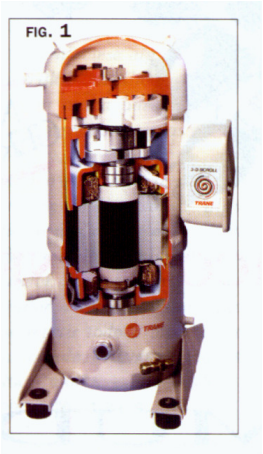
A potência ideal também pode ser dado pelo produto da vazão pelo trabalho de compressão.

$P = m \Delta h_i (1000)$

comparando as duas equações de potência temos

$$v_2^2 = 1000 \Delta h_i$$

6.6 Compressores Scroll:



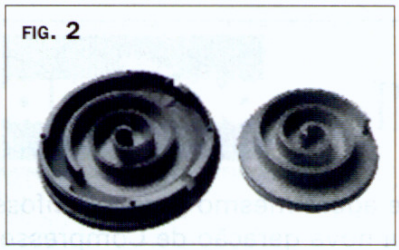
O conceito básico do compressor scroll (espiral) existe desde 1886, quando uma patente italiana foi requerida. Devido a problemas de estanqueidade, a aplicação do mesmo foi retardada. Hoje, a nova tecnologia de máquinas operadoras e processos de manufatura tornou possível a solução deste problema. A partir da última década. o compressor scroll passou a participar das linhas de produção seriada. sendo instalado em condicionadores de ar *e* resfriadores de líquido (fig.1)

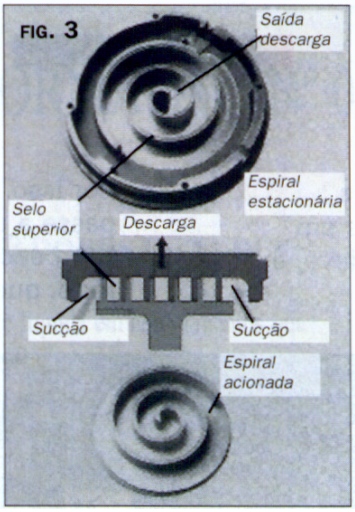
O compressor scroll oferece muitos benefícios aos usuários de sistemas de ar condicionado:

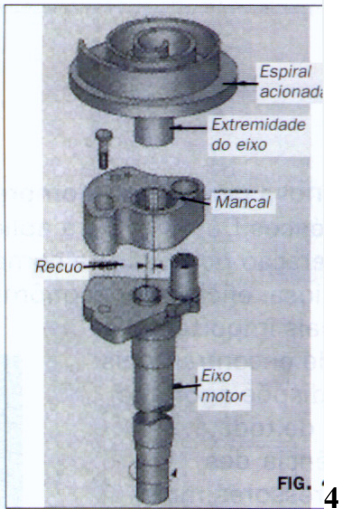
- em média é 5% a 10% mais eficiente que um compressor recíproco de igual capacidade;
- não possui válvulas. sendo extremamente resistente a golpes de liquido;
- possui 64% menos partes móveis que um compressor recíproco de igual capacidade;
- operação extremamente suave e silenciosa, comparável à de um compressor centrífugo;
- baixa variação de torque, o que propicia um aumento na vida útil do motor, reduzindo a sua vibração;
- o resfriamento do motor feito pelo refrigerante na forma gasosa resulta em baixa temperatura dos enrolamentos do motor, o que aumenta a sua eficiência e confiabilidade.

Funcionamento:

O compressor scroll utiliza duas peças em forma de espiral para realizar o trabalho da compressão do gás (fig.2)





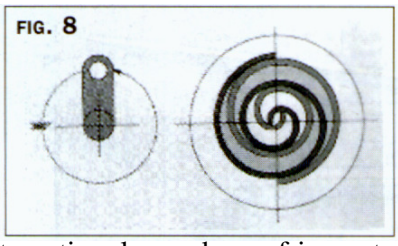


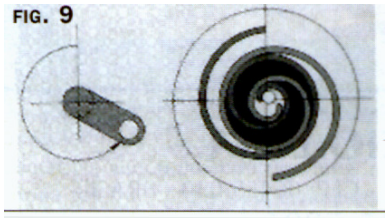
As espirais estão acasaladas face a face. A espiral superior é a espiral fixa onde está a abertura de descarga do gás. A espiral inferior é a espiral acionada pelo motor (fig. 3).

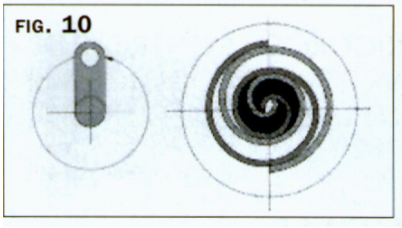
A sucção do refrigerante na forma gasosa acontece na orla externa do conjunto da espiral e a descarga acontece através da abertura existente no centro da espiral estacionária.

Note que a borda superior das espirais é ajustada com selos que correm sobre a superfície

da espiral oposta. Eles atuam de forma semelhante aos anéis do pistão de um compressor al-



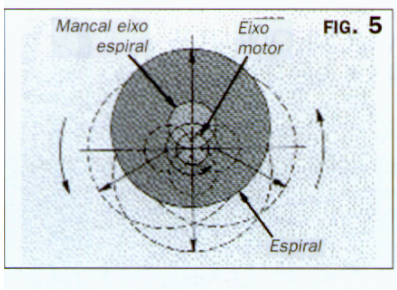


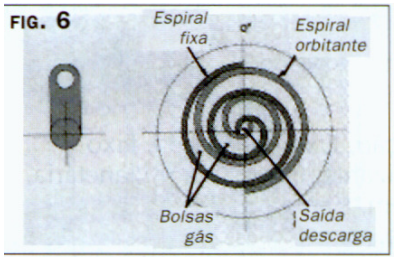


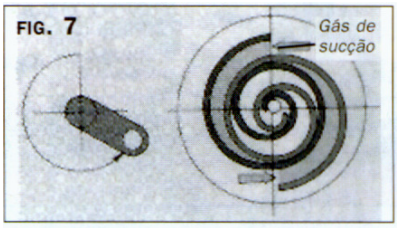
ternativo, lacrando o refrigerante na forma gasosa. entre as superfícies em contato.

O centro do mancal do eixo da espiral e o centro do eixo do motor do conjunto de acionamento têm um recuo. Este recuo permite um movimento excêntrico ou orbitante para a espiral conduzida (fig. 4).

Vamos mostrar que a rotação do eixo do motor causa na espiral um movimento orbital - não circular - ao redor do centro do eixo (fig. 5).







O movimento orbital faz com que o par de scrolls forme bolsas de refrigerante na forma gasosa. Como este movimento é contínuo, o movimento relativo entre a espiral orbitante e a espiral fixa faz com que as bolsas se desloquem para a abertura de descarga situada no centro do conjunto, com um decréscimo constante de volume (fig. 6).

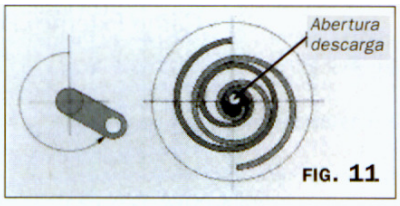
Por exemplo, durante a primeira volta do eixo, ou fase de sucção, a parte da superfície lateral da espiral permite a entrada do refrigerante na forma gasosa, succionando o mesmo (fig. 7).

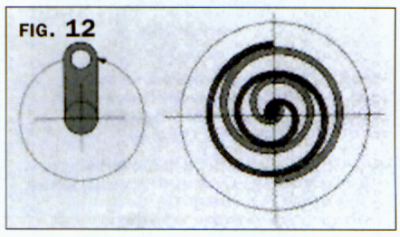
Ao completar uma volta, as superfícies das espirais novamente se encontram formando bolsas (fig. 8).

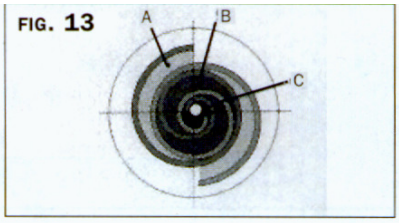
Durante a segunda volta do eixo, ou fase de compressão, o volume das bolsas com refrigerante na forma gasosa é progressivamente reduzido (fig. 9).

Completando a segunda volta chega-se à máxima compressão (fig. 10).

Durante a terceira volta, ou fase de descarga, a parte final da espiral libera o refrigerante na forma gasosa, comprimido-o através da abertura de descarga (fig. 11)







Finalmente, ao completar a volta, o volume da bolsa é reduzido a zero, comprimindo o refrigerante na forma gasosa remanescente na espiral (fig. 12).

Veja o final do ciclo e observe as três fases:
sendo que a compressão e descarga acontecem simultaneamente em uma seqüência continua (fig. 13).

FASE	TRABALHO
A	Sucção
B	Compressão
C	Descarga

Vamos analisar como funciona o conjunto orbitante, união oscilante, que protege o compressor contra golpes de líquido (fig. 14).

FIG. 14

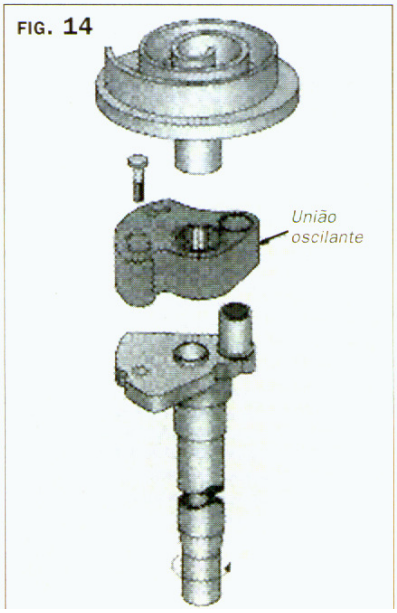


FIG. 15

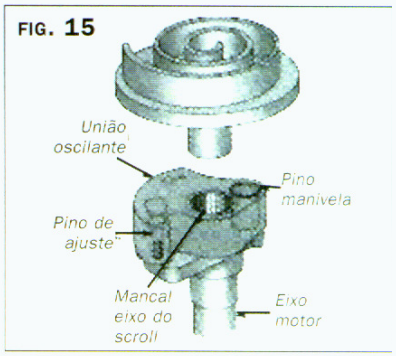


FIG. 17

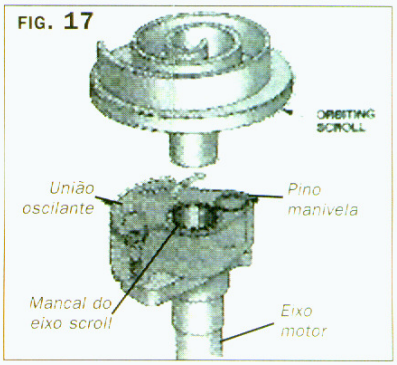
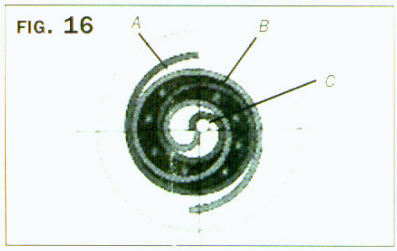


FIG. 16



A união oscilante gira no pino da manivela. O total do deslocamento é limitado por um pino de ajuste que está situado em uma ranhura no lado oposto do mesmo (fig. 15).

A união oscilante funciona para proporcionar urna melhor força de contato balanceada entre as superfícies laterais das espirais fixa e orbitante. Além disso, ela permite a separação dos espirais no caso de alguma quantidade de óleo ou refrigerante liquido entrar no conjunto de espirais.

Por exemplo, assumimos que uma pequena quantidade de óleo liquido entrou no conjunto de espirais. Como o líquido não é compressível, acontece uma excessiva pressão entre as mesmas. A componente lateral desta pressão atua para separar as duas espirais (fig. 16).

Esta força faz com que a união oscilante gire sobre o pino da manivela, que por sua vez muda a posição da espiral orbitante (fig. 17).

A mudança de posição faz com que as espirais se separem momentaneamente. A separação também permite que o refrigerante pressurizado na forma gasosa seja liberado para a sucção, limpando as espirais do óleo líquido

LUBRIFICAÇÃO

O óleo se movimenta em sentido ascendente através de uma passagem existente no interior do eixo do motor Isto permite a passagem do óleo para lubrificar os mancais superior e inferior do eixo através de orifícios existentes em sua parede. Finalmente, o óleo sai pela parte superior da passagem para lubrificar o mancal da extremidade da espiral orbitante.

Exercícios sobre Compressores:

1) Dados de catálogo para um compressor de seis cilindros, operando com refrigerante 22 e 29 rps, indicam uma capacidade de refrigeração de 96,4 kW potência de 28,9 kW para uma temperatura de evaporação de 5 ^{o}C e uma temperatura de condensação de 50 ^{o}C. O desempenho é baseado em 3 ^{o}C de sub-resfriamento do líquido e 8 ^{o}C de superaquecimento do gás de aspiração no compressor. O diâmetro do cilindro é de 67 mm e o percurso é de 57 mm. Calcule (a) a eficiência volumétrica de espaço nocivo se a fração deste espaço é 4,8, (b) a eficiência volumétrica efetiva e (c) a eficiência de compressão.

2) Um compressor de amônia com 5% de fração de espaço nocivo e uma taxa de deslocamento de 80 L/s, opera a uma temperatura de condensação de 40 ^{o}C. Admitindo a eficiência volumétrica de espaço nocivo, determine a vazão de refrigerante para as temperaturas de evaporação de - 10 ^{o}C e 10 ^{o}C.

3) Um catálogo mostra uma capacidade de refrigeração de 115 kW para um compressor hermético de quatro cilindros, rotação de 29 rps e operando com refrigerante 22 às temperaturas de evaporação e condensação de -4 ^{o}C e 40 ^{o}C. Nesse ponto de operação, o motor, cuja eficiência é de 90 % , exige 34,5 kW. O diâmetro do cilindro é de 87 mm e o deslocamento do êmbolo é de 70 mm entre pontos mortos. Os dados de desempenho são baseados em 8 ^{o}C de sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador. Determine (a) a eficiência volumétrica efetiva e (b) a eficiência de compressão.

4) Estime qual deve ser a potência de compressão entre as temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente de -24 ^{o}C (11,2 F) e 15 ^{o}C (59.0 F) desenvolvida por um compressor de amônia cuja capacidade de refrigeração é de 163 kW (46,3 TR).

5) Qual deve ser a máxima diferença entre as temperaturas de saturação na descarga e na aspiração de um compressor de R-22, para o qual a diferença de pressão deve ser limitada a 1.500 kPa (218 Psi)? As seguintes temperaturas de evaporação devem ser adotadas:
   a) - 10 ^{o}C
   b) 20 ^{o}C

4) O catálogo de um fabricante especifica que o desempenho de um compressor de amônia foi levantado para condições de líquido saturado na saída do condensador e de vapor saturado na aspiração do compressor. Para temperaturas de evaporação e de condensação de -10 ^{o}C (14 F) e 30 ^{o}C (86 F), respectivamente, qual dever ser a variação percentual da capacidade de refrigeração e da potência em relação aos valores de catálogo se:
   a) o refrigerante deixa o condensador 5 ^{o}C (9 F) sub-resfriado.

o vapor que deixa o evaporador e entra no compressor apresenta 10 ^{o}C (18 F) de superaquecimento.

7 CONDENSADORES:

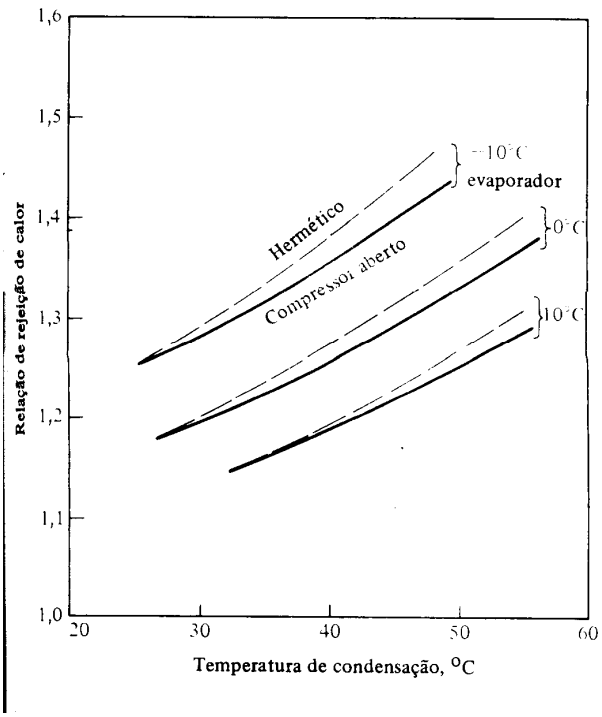
Os condensadores são trocadores de calor onde ocorre a condensação do refrigerante. Todos os ganhos de calor de um sistema de refrigeração devem ser rejeitados no condensador. Sendo portanto sua função básica liquefazer o fluido refrigerante.

7.1 Capacidade dos Condensadores:

O calor total a ser rejeitado pelo condensador consiste no calor ganho no processo de refrigeração mais o calor adicionado ao refrigerante pela operação do equipamento frigorífico . O calor gerado em cumprir o gás refrigerante, o calor de fricção do compressor e no caso de compressor hermético e semi-hermético o calor gerado pelos enrolamentos do motor.

A seleção consiste em escolher um condensador com capacidade de rejeição de calor total do sistema. Desde que a rejeição varia conforme o compressor recomenda-se que as curvas de capacidades do fabricante sejam utilizados quando possível para a determinação da relação de rejeição de calor.

Na falta destes dados utilize o gráfico a baixo, o qual apresenta os valores típicos da relação de rejeição de Calor no condensador em função das temperaturas de condensação e evaporação. O gráfico é válido para refrigerantes R-12 e R-22.



$$\text{Relação de Rejeição de Calor} = \frac{\text{Calor rejeitado no condensador}}{\text{Calor absorvido no evaporador}}$$

Da mesma forma poderão ser utilizadas fórmulas práticas para se determinar o calor total a ser rejeitado

$$Q_{tr} = \text{capacidade do compressor}\,(kcal/h) + 641.P(BHP)$$

$$Q_{tr} = \text{capacidade do compressor}\,(kcal/h) + 860.P(kW)$$

7.2 Tipos de Condensadores:

Os três tipos de condensadores em uso na refrigeração industrial e no condicionamento de ar são:

- Resfriados a água
- Resfriados a ar
- Evaporativo

A água utilizada nos condensadores deve ser limpa e não corrosiva. Para garantir essas condições e evitar estragos no equipamento, recomenda-se filtrar e tratar quimicamente a água.

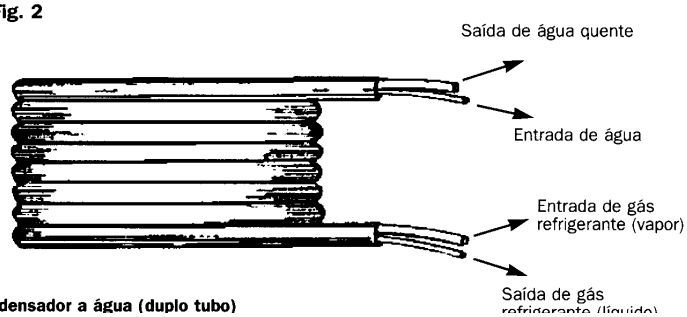
Os tipos principais de condensadores a água são:

- Duplo tubo
- "Shell and tube"
- "Shell and Coil"

- **Condensadores resfriados a água de Duplo Tubo:**

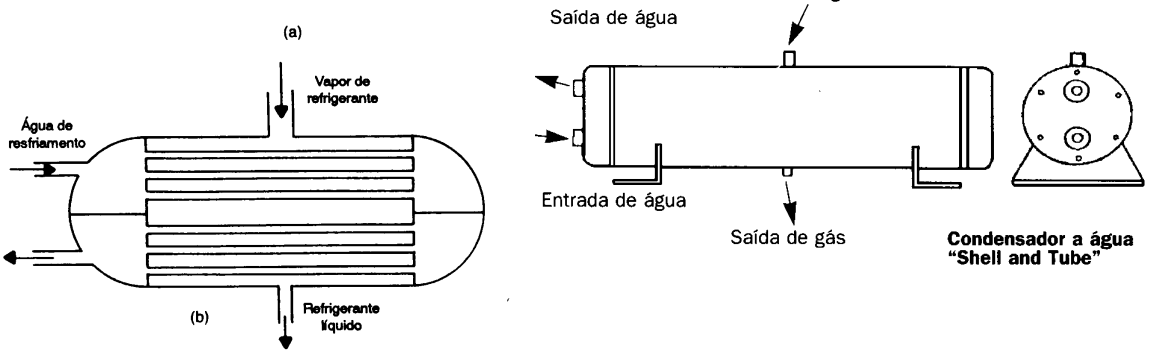
O duplo tubo é usado para sistemas até 7,5 TR (toneladas de refrigeração). Os condensadores desse tipo são fabricados com tubos de cobre ou aço. O duplo tubo consiste num tubo dentro do outro. Normalmente a água corre no tubo de menor diâmetro. No outro corre o refrigerante.

Fig. 2



Condensador a água (duplo tubo)

- **Condensadores resfriados água de Carcaça e Tubo (Shell and Tube):**

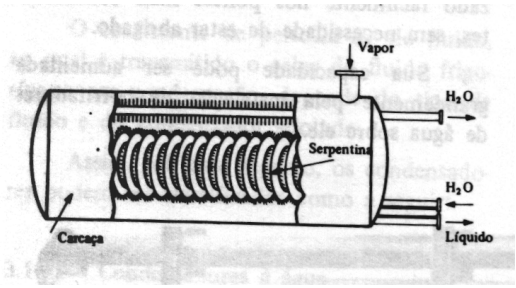


Condensador a água "Shell and Tube"

Este tipo de condensador é usado somente para grandes instalações frigoríficas. Consiste num recipiente cilíndrico, no qual circula água através de uma tubulação em forma de serpentina. A água, ao circular, retira o calor do fluido, condensando-o.

- **Condensadores resfriados água de Carcaça e Serpentina (Shell and Coil)**

Um condensador de carcaça e serpentina não é mais do que uma serpentina de cobre montada dentro de uma carcaça de aço. A água passa através da serpentina e o gás refrigerante vindo do compressor é descarregado dentro da carcaça para se condensar no exterior dos tubos frios. Em muitos projetos, a carcaça serve também como receptor de líquido.



Quantidade de Água em Circulação:

Num condensador resfriado a agua : $Q = m.4{,}19\ \Delta T$

$$m = \frac{Q}{4{,}19\Delta T}$$

m = massa de agua kg / h
Q = calor transferido da refrigerante para agua
ΔT = diferenca da temperatura da agua na entrada e saida do condensador

- **Condensadores a ar**

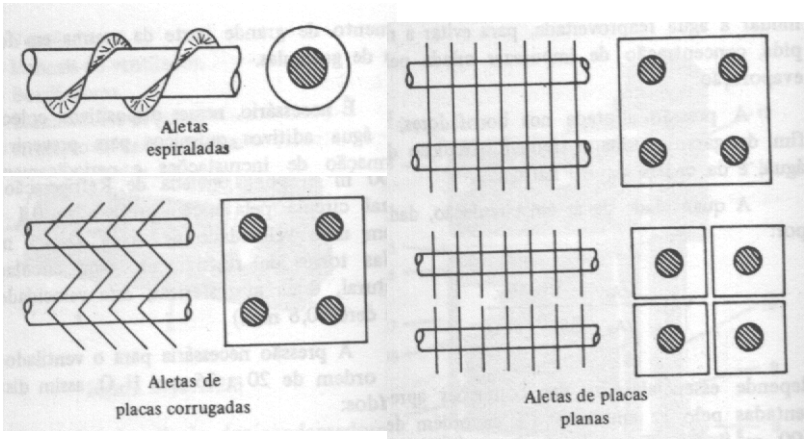
Os condensadores a ar podem ser de dois tipos: com ou sem circulação forçada a ar. Consiste em tubos de cobre ou de aço aletados, no interior dos quais circula o refrigerante. O ar ambiente, circulando através do mesmo, troca calor com o refrigerante, condensando-o (fig. 4).

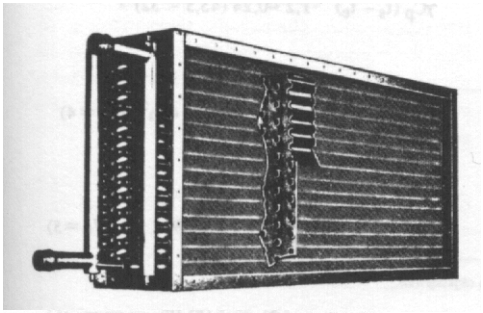
Uma grande vantagem desses condensadores é a de dispensarem a água. Outras vantagens:

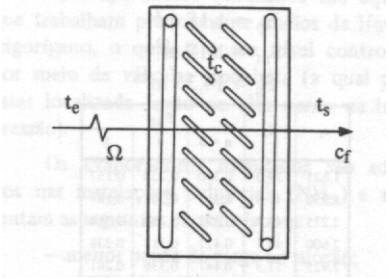
a) Custo inicial baixo;
b) Reduzido custo de manutenção.

Desvantagens:

a) Necessitam de grandes volumes de ar, cuja movimentação produz muito ruído;
b) Custo operacional elevado, pois o compressor absorve mais energia;
c) A eficiência diminui quando a temperatura ambiente aumenta;
d) Problemas de funcionamento inicial nos climas frios. É comum o equipamento desarmar por baixa pressão, devido ao excesso de condensação.







7.3 Coeficiente Médio de Transferência de Calor:

O coeficiente de transfer6encia de calor médio, extensivo a superfície

$$h_c = 0{,}943\left(\frac{g\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta T N D}\right)^{1/4}$$

h_c = coeficiente de transferência de calor médio (W/m$^{2\,o}C$)

g = aceleração de gravidade = 9,81 m/s^2

ρ = densidadedocondensado (Kg/m^3)

h_{lv} = calor latente de vaporização do vapor (KJ/Kg)

k = condutividade térmica do condensado (W/m ^oC)

μ = viscosidade dinâmica do condensado (Pa.s)

ΔT = diferença entre as temperaturas do vapor e a superfície da placa (^oC)

N = número de tubos

D = Diâmetro dos tubos verticais (m)

7.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor:

O coeficiente global de transferência de calor para um condensador é a constante de proporcionalidade que quando multiplicada pela área de troca de calor e pela diferença média de temperatura entre os fluidos fornece a taxa de troca de calor. As expressões para o coeficiente global de transferência de calor são:

$q = U_e A_e (T_e - T_i) \rightarrow$ externo

$q = U_i A_i (T_e - T_i) \rightarrow$ interno

$$\frac{1}{\mathrm{U_e} A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_e A_e} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{H_i A_i}$$

q = taxa e transferência de calor (W)

$\mathrm{h_e}$ = coeficiente de troca de calor na superfíce extern do tubo ($\mathrm{W/m^2}$)

$\mathrm{A_e}$ = Área externa do tubo ($\mathrm{m^2}$)

T_e = temperatura do refrigerante (^oC)

K = condutibilidade térmica do tubo (W/m.K)

x = espessura do tubo (m)

$\mathrm{T_i}$ = Temperatura da água (^oC)

A_m = área circunferencial média do tubo ($\mathrm{m^2}$)

A_i = área interna do tubo ($\mathrm{m^2}$)

h_i = coeficiente de transfer6encia de calor na superfície interna do tubo ($\mathrm{W/m^2}.K$)

7.5 Diferença Média Logarítmica de temperatura:

A distribuição de temperatura ao longo do condensador é relativamente complexa, em virtude do ocorrência de regiões em que o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido e de líquido condensado subresfriado. Para se obter a diferença de temperatura mais próximo do real, calcula-se a diferença média logarítmica de temperatura:

$$DMLT = \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_e)}{\ln\left((t_c - t_i) \Big/ (t_c - t_e) \right)}$$

$\mathrm{T_c}$ =Temperatura condensação
$\mathrm{T_i}$ =Temperatura entrada do fluido de resfriamento
$\mathrm{T_e}$ =Temperatura de saída do fluido de resfriamento

7.6 Dimensionamento de Condensadores:

Geralmente seleciona-se um condensador a partir de um catálogo de fabricante, mas algumas vezes temos que dimensioná-lo. Então as fórmulas a seguir podem ser utilizadas para determinar a área do condensador:

$$A = \frac{q}{U_e DMLT}$$

$$A = \frac{Q_{TR}}{K\Delta \mathrm{T}}$$ (fórmula prática)

Em resumo, os valores de K, referidos à superfície interna (K_1) ou referido à superfície externa (K_2) dos intercambiadores mais usados na técnica da refrigeração, estão assim limitados:

	EQUIPAMENTO – TIPO	FLUIDO	K Kcal/m²h°C	VALORES LIMITES
I – CONDENSADORES	Submersos	$NH_3 - H_2O$	K_1	150 – 200
	Duplo tubo	$NH_3 - H_2O$	K_1	1500 – 2000
	Duplo tubo	F-12 – H_2O	K_1	850 – 950
	Duplo tubo	F-22 – H_2O	K_1	1000 – 1150
	Shell and coil aletado	F-12 – H_2O	K_1	2125 – 2375
	Shell and coil aletado	F-22 – H_2O	K_1	2500 – 2875
	Shell and tube horizontal	$NH_3 - H_2O$	K_1	1500 – 2000
	Shell and tube horizontal	F-12 – H_2O	K_1	850 – 950
	Shell and tube horizontal	F-22 – H_2O	K_1	1000 – 1150
	Shell and tube horizontal aletado	F-12 – H_2O	K_1	2975 – 3325
	Shell and tube horizontal aletado	F-22 – H_2O	K_1	3500 – 4025
	Shell and tube vertical	$NH_3 - H_2O$	K_1	600 – 1200
	Atmosférico (Sumak, Block, Bleeder)	$NH_3 - H_2O$	K_1	380 – 880
	Evaporativo	NH_3 – TTU Ar	K_2	200
	Evaporativo	F-12 – TTU Ar	K_2	200
	Serpentinas lisas – CN	Fluido – Ar	K_2	16 – 18
	Serpentinas lisas – CF	Fluido – Ar	K_2	24 – 78
	Serpentinas aletadas – CN	Fluido – Ar	K_2	8 – 12
	Serpentinas aletadas – CF	Fluido – Ar	K_2	14 – 54
II – RESFRIADORES	Tipo placa – Para gêneros em contato com a placa	Ar – Fluido	K_2	10 – 14
	Tipo placa – CN	Ar – Fluido	K_2	5 – 6
	Tipo placa – CF	Ar – Fluido	K_2	8 – 24
	Tubos lisos – CN	Ar – Fluido	K_2	5 – 12
	Tubos lisos – CF	Ar – Fluido	K_2	30 – 90
	Tubos aletados – CN	Ar – Fluido	K_2	3 – 7
	Tubos aletados – CF	Ar – Fluido	K_2	15 – 45
	Tubos lisos molhados – CN	Ar – Fluido	K_2	8 – 20
	Tubos aletados molhados – CF	Ar – Fluido	K_2	25 – 80
	Submersos	Salmoura – NH_3	K_1	150 – 180
	Submersos	Salmoura – Salmoura	K_1	50 – 120
	Duplo tubo (inundado)	H_2O – F-12	K_1	650 – 850
	Duplo tubo (inundado)	Salmoura – F-12	K_1	450 – 750
	Duplo tubo (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	850 – 1200
	Duplo tubo (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	550 – 1000
	Duplo tubo (inundado)	H_2O – Salmoura	K_1	500 – 1000
	Shell and tube (inundado)	H_2O – F-12	K_1	650 – 800
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – F-12	K_1	500 – 750
	Shell and tube (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	850 – 1100
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	600 – 1000
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – H_2O	K_1	500 – 900
	Shell and tube liso (seco)	H_2O – F-12	K_1	650 – 800
	Shell and tube aletado (seco)	H_2O – F-12	K_1	2000 – 2500
	Baudelot (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	310 – 360
	Baudelot (inundado)	H_2O – Salmoura	K_1	300 – 350
	Baudelot (inundado)	Creme – Salmoura	K_1	250 – 300
	Baudelot (inundado)	Leite – Salmoura	K_1	300 – 350
	Tanque aberto (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	600 – 800
	Tanque aberto (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	400 – 700
	Tanque aberto (inundado)	$H_2O - H_2O$	K_1	500 – 750
	Tanque aberto (inundado)	Salmoura – Salmoura	K_1	400 – 700
	Tanque aberto – CN no exterior	$H_2O - H_2O$	K_1	190 – 210
	Tanque aberto – CN no exterior	Salmoura – Salmoura	K_1	80 – 150

CN = Circulação normal
CF = Circulação forçada

Observação: Com o uso e com a possibilidade de formação de película de óleo espessa, os valores registrados, podem sofrer reduções de até 30%.

8 EVAPORADORES:

São trocadores de calor onde ocorre a evaporação do refrigerante, ou seja, onde o líquido refrigerante evapora, absorvendo calor com esta mudança de estado. Na maioria dos evaporadores utilizados em refrigeração o refrigerante muda de fase ocorre nos tubos e refrigera o fluído que passa por fora dos tubos.

Evaporador de Expansão direta→ a retirada de calor e feita diretamente pelo fluido frigorígeno

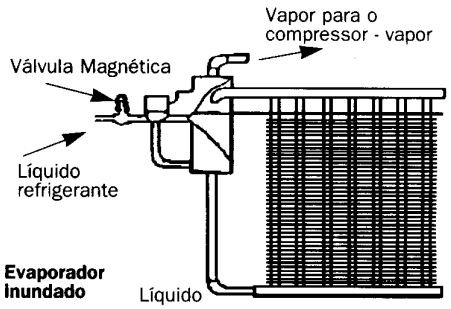
Ebulição na carcaça→ a retirada de calor e realizada indiretamente por meio de um fluido intermediário.

8.1 Evaporadores de Expansão Direta:

- **Evaporador inundado**

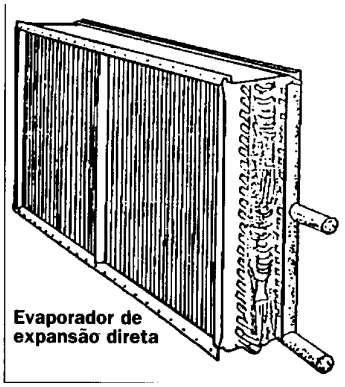
É aquele no qual é mantido determinado nível de liquido no seu interior, por meio de uma válvula de bóia.

Funcionamento - a válvula de bóia mantém constante o nível do refrigerante no interior do evaporador, em outras palavras, quando parte do líquido evapora, mais liquido é admitido pela válvula. Isto resulta que o interior do evaporador fica cheio de liquido até o nível determinado pela bóia; a circulação do refrigerante através do evaporador é feita por gravidade. O gás evaporado é aspirado então pelo compressor



- **Evaporador seco:**

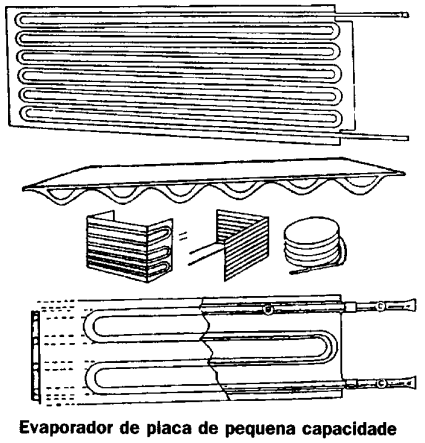
Neste tipo, a admissão de refrigerante é feita por meio de uma válvula de expansão ou de um tubo capilar. A válvula de expansão termostática permite passar apenas a quantidade de refrigerante requerida.



- **Evaporador de tubos lisos**

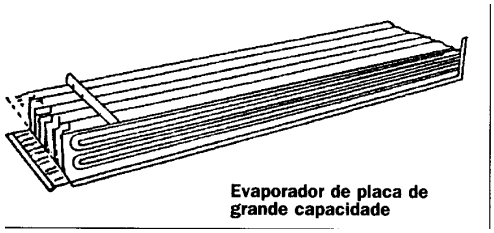
São fabricados em aço ou em cobre. Os fabricantes com tubos de aço são empregados em grandes instalações, principalmente com amônia. Os construídos com tubos de cobre prestam-se principalmente para resfriamento de líquidos.

- **Evaporador de tubos alhetados**



São fabricados com tubos de cobre ou aço. Estes tubos recebem alhetas que têm a função de aumentar a eficiência da troca de calor entre o evaporador e o fluído a ser resfriado. As alhetas são de cobre, alumínio ou aço. As alhetas podem ser soldadas aos tubos ou então são juntadas aos tubos e estes sofrem uma expansão, permitindo um perfeito contato do tubo com alheta.

Importante - *o evaporador que estiver com as alhetas frouxas, isto é, sem um bom contato com o tubo, está trabalhando com baixa eficiência. Deve ser reparado imediatamente.*



•Evaporador tipo Tubo e Carcaça (Casco Tubo):

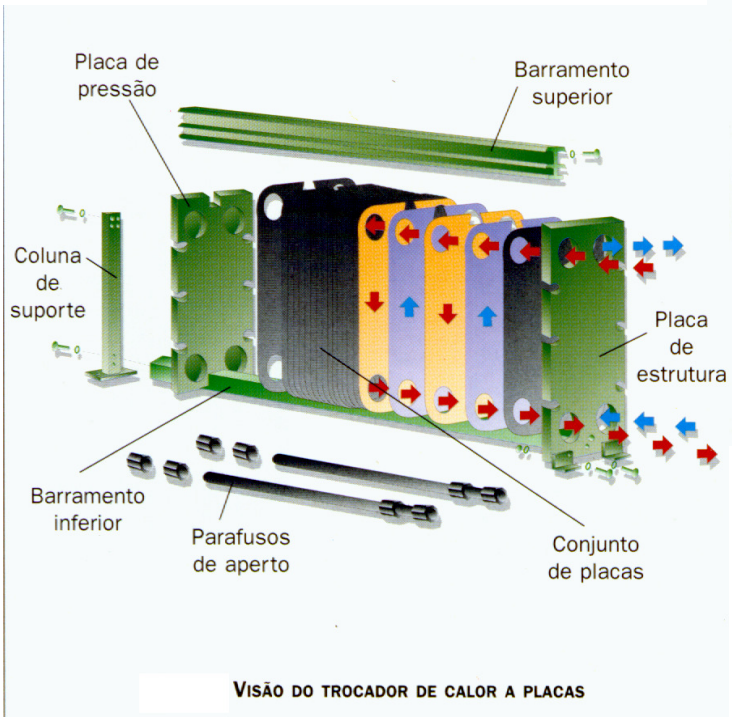
São semelhantes aos condensadores deste tipo. Podem ser tipo seco ou inundado.

Chiller com evaporador casco e tubo acoplado

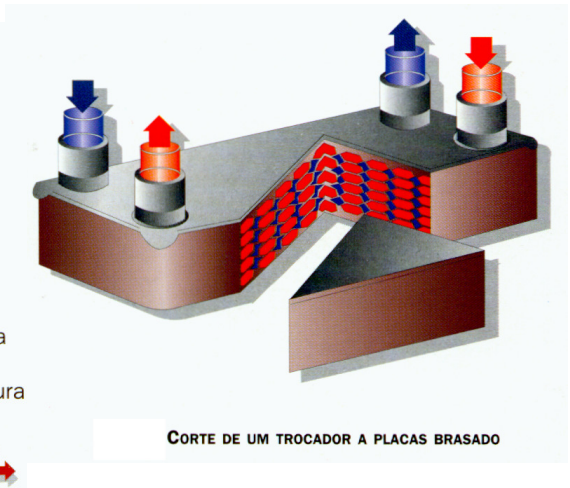
•Evaporador de placas

Como exemplo podemos citar o evaporador de uma geladeira doméstica. Consistem em 2 placas que são unidas de forma a permitir o fluxo do refrigerante entre elas.

- Evaporadores de placas de pequena capacidade.
- Evaporadores de placas de grande capacidade.



VISÃO DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS



CORTE DE UM TROCADOR A PLACAS BRASADO

8.2 Evaporadores de Expansão Indireta:

Estes evaporadores são semelhantes aos de expansão direta , apenas resfriam fluídos intermediários (salmoras), os quais são circulados em trocadores de calores que estão diretamente nos ambientes a serem refrigerados.

8.3 Dimensionamento de um Evaporador:

A seleção de um evaporador se faz em função da carga térmica e do ΔT (diferença de temperatura do ar ambiente e temperatura de evaporação do refrigerante fixado no projeto). Podem seu utilizadas as mesmas fórmulas utilizadas para dimensionamento de um Condensador, simplesmente considerando as diferenças.

Usualmente se utiliza um ΔT igual a 6 ^{o}C para evaporadores com ventilação forçada e de 12 a 18 ^{o}C para evaporadores estáticos.

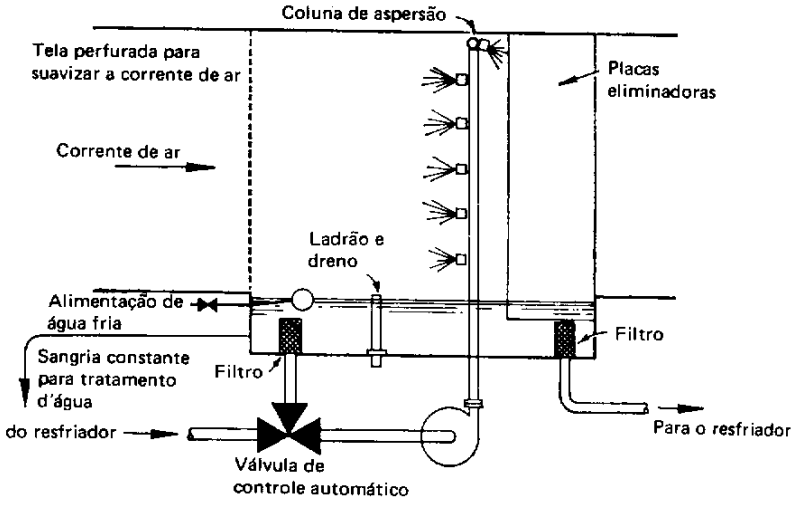
Quanto maior o ΔT menores os níveis de umidade dentro do ambiente refrigerado.

Quando a temperatura da superfície de um evaporador que resfria ar se estiver a uma temperatura abaixo de 0 ^{o}C ocorrerá a formação de gelo na superfície do mesmo, atuando com isolamento térmico e reduzindo a circulação de ar. Neste caso recomenda- se adotar um sistema de degelo.

8.4 Lavadores de Ar:

Uma figura esquemática de um lavador de ar está mostrada na figura a baixo. Os lavadores de ar são utilizados para umidificar e limpar o ar.

Essencialmente um lavador de ar consiste de uma câmara de aspersão na qual uma nuvem densa de água em aspersão finamente dividida é conseguida bombeando água pelos bocais. Em sua trajetória o ar passa primeiro por uma matriz de placas defletoras ou uma tela metálica perfurada, para garantir uma distribuição uniforme do escoamento do ar sobre a secção



transversal do lavador e impeça que qualquer umidade penetre no duto.

9 DISPOSITIVOS DE EXPANÇÃO :

A função dos dispositivos de expansão é reduzir a pressão no sistema entre o maior valor no condensador e menor valor no evaporador de modo que possa ser obtido uma baixa temperatura no evaporador e regular a vazão que entra no evaporador.

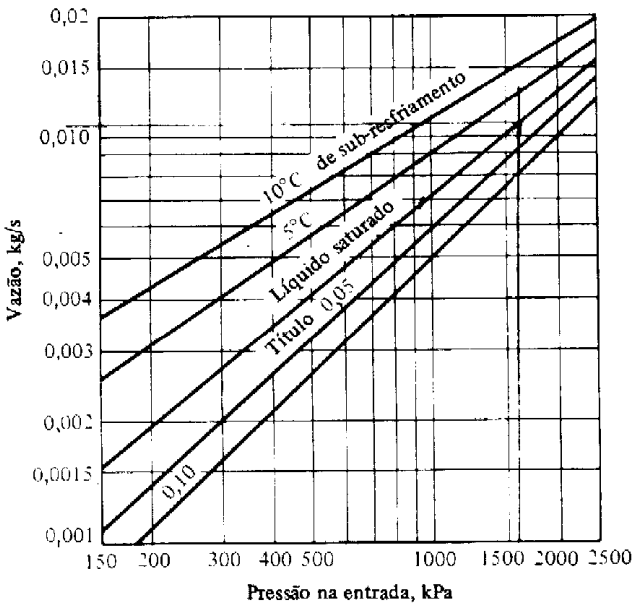
9.1 Tubos Capilares:

São usados em sistemas frigoríficos pequenos (até 10 kW). Tubo capilar é um tubo de 1 a 6m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 mm. O refrigerante líquido que entra no tubo perde pressão a medida que escoa por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluído, resultando na evaporação de parte do refrigerante.

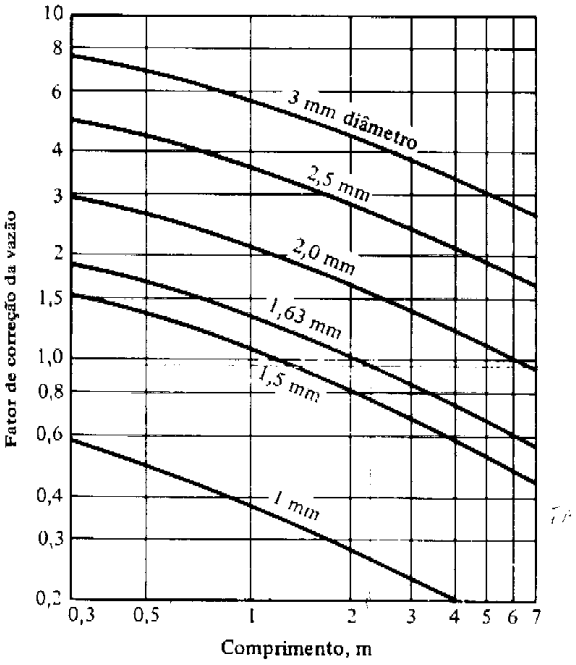
O compressor e o dispositivo de expansão devem atingir uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador.

Seleção do tubo capilar

O projetista de uma instalação frigorífica deve escolher o diâmetro e o comprimento do duto de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada o método mais simples de seleção é o apresentado pelos diagramas das figuras abaixo.



Vazão de refrigerante 12 ou 22 para um tubo capilar de 1,63mm de diâmetro primento, sob condições de escoamento blocado.



Fator de correção dos resultados da figura ao lado para diâmetros e comprimentos distintos dos da figura

e 2,03, de com-

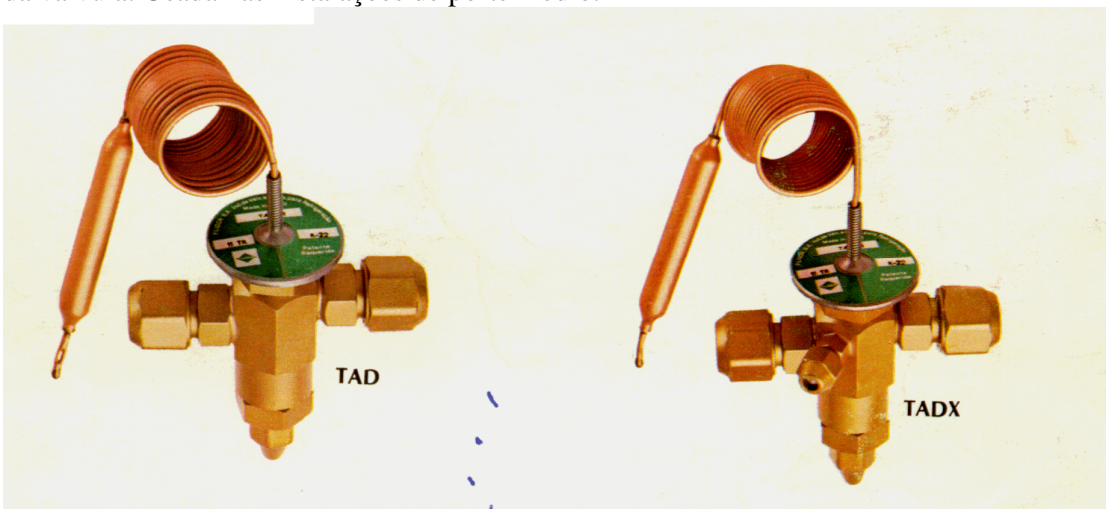
$$\text{Fator de correção} = \frac{\text{Vazão Real}}{\text{Vazão Padrão (gráfico)}}$$

9.2 Válvula de Expansão Termostática

O controle desta válvula é realizado para superaquecimento do gás de aspiração que deixa o evaporador regulando assim a vazão do refrigerante líquido em função da taxa de evaporação.

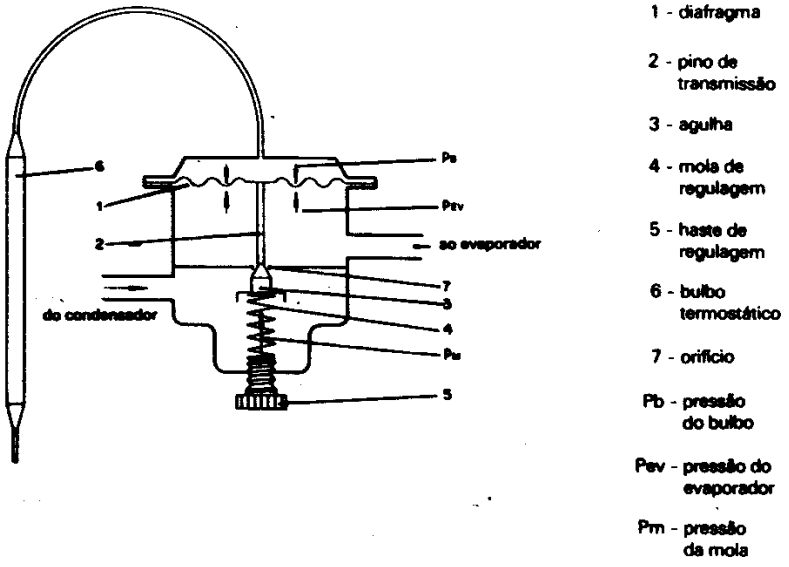
A válvula de expansão termostática opera no sentido de manter aproximadamente a mesma quantidade de líquido no evaporador uma vez se a quantidade de líquido diminuiu, uma superfície maior do evaporador será exposta ao vapor superaquecendo- o em maior grau e portanto propiciando a abertura da válvula.

Geralmente os catálogos de fabricantes trazem a capacidade associada a vazão da válvula. Usada nas instalações de porte médio.



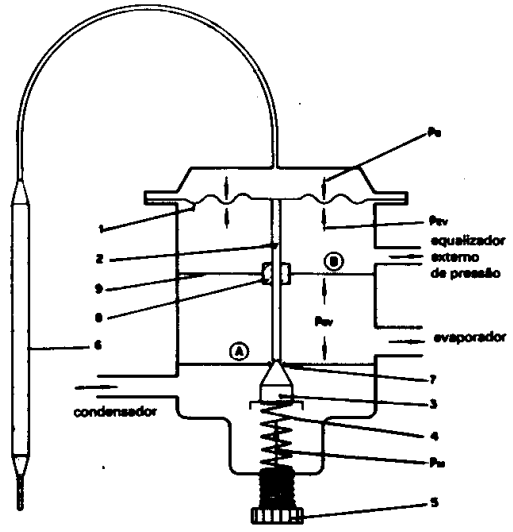
- **Válvula de expansão termostática com equalizador Interno**

O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão Pb no bulbo e tubo capilar atuando no lado superior do diafragma. É determinado pela temperatura do bulbo. A pressão Po na saída da válvula, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura do evaporador. A pressão da mola atuando sob o diafragma é de regulagem manual.



- **Válvula de expansão termostática com equalizador externo**

O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão Pb no bulbo e tubo capilar, atuando no lado superior do diafragma. É determinada pela temperatura do bulbo. A pressão Po-AP na saída do evaporador, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura de evaporação e perda de pressão no evaporador, mais a pressão da mola que também atua sob o diafragma, é regulável manualmente. As válvulas de expansão termostáticas com equalizador externo são usadas nos evaporadores com grande perda de pressão, como é o caso dos que têm distribuidor de líquido.

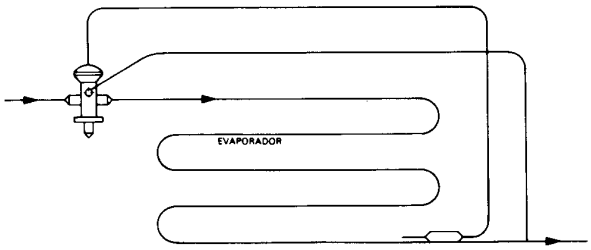


(A) câmara inferior
(B) câmara superior

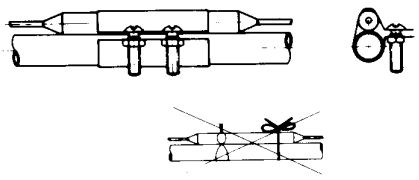
1 - diafragma
2 - pino de transmissão
3 - agulha
4 - mola de regulagem
5 - haste de regulagem
6 - bulbo termostático
7 - orifício
8 - gaveta
9 - parede divisória
Pb - pressão do bulbo
Pov - pressão de entrada do evaporador
Pev - pressão de saída do evaporador
Pm - pressão

CUIDADOS

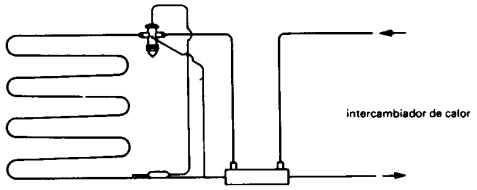
- O bulbo termostático deve estar fixado na saída do evaporador.
- O tubo do equalizador externo deve ser instalado após o bulbo (10 a 20 cm).



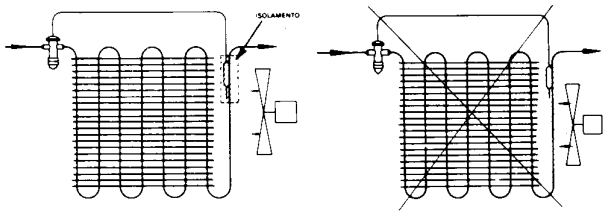
- O bulbo termostático deve estar preso por braçadeiras sobre uma superfície limpa e plana, para que haja um contato térmico ideal com a tubulação de sucção.



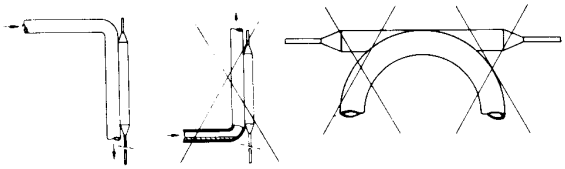
- Deve-se tomar o cuidado de não instalar o bulbo e o equalizador após o intercambiador de calor.



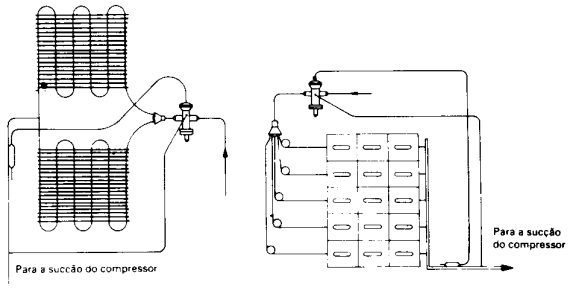
- O bulbo termostático deve estar fora das correntes de ar e totalmente isolado, para evitar impulsos falsos na válvula de expansão.



- O bulbo deve ser instalado sempre na parte horizontal da tubulação de sucção.
Deve-se evitar a colocação em curvas ou vertical. Caso seja necessária a instalação do bulbo numa linha vertical, seguir a indicação da figura abaixo.



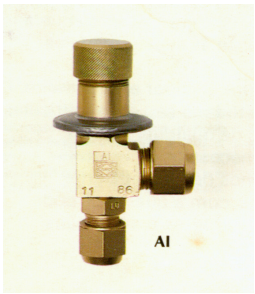
- Se uma válvula de expansão estiver alimentando mais de um evaporador, instalar o bulbo termostático e o equalizador externo na saída do coletor que contém a tubulacão de succão.



9.3 Válvula Manual

As válvulas de expansão manual são de agulha acionada à mão. A quantidade de refrigerante que passa através do orifício da válvula depende da abertura da válvula, que é ajustável manualmente. A maior desvantagem da válvula de expansão manual é ser inflexível.

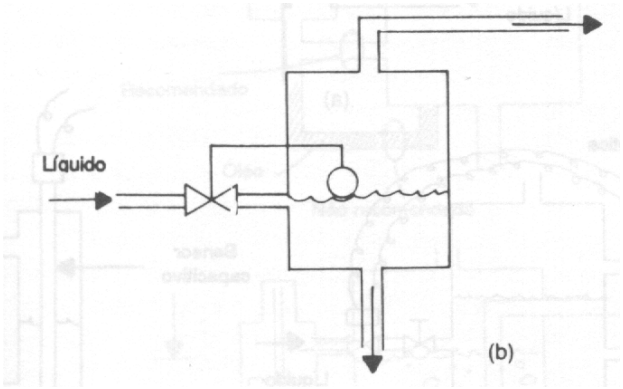
9.4 Válvula de Expansão Constante ou Automática:



Esta válvula mantém constante a pressão na sua descarga, à entrada do evaporador . Usada nas instalações menores de 30 kW. As válvulas automáticas se destinam a manter uma pressão de sucção 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 usadas quando se deseja um controle exato de temperatura.

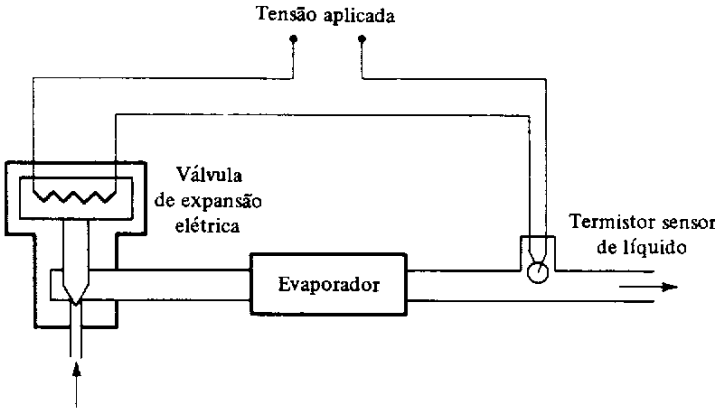
9.5 Válvulas de Bóia:

Este dispositivo de expansão mantém constante o nível de líquido em um recipiente ou um evaporador.



9.6 Válvulas de Expansão Elétrica:

Esta válvula utiliza um sensor de líquido para detectar a presença de refrigerante líquido na saída do evaporador, que abre a válvula quando diminui a presença de líquido.

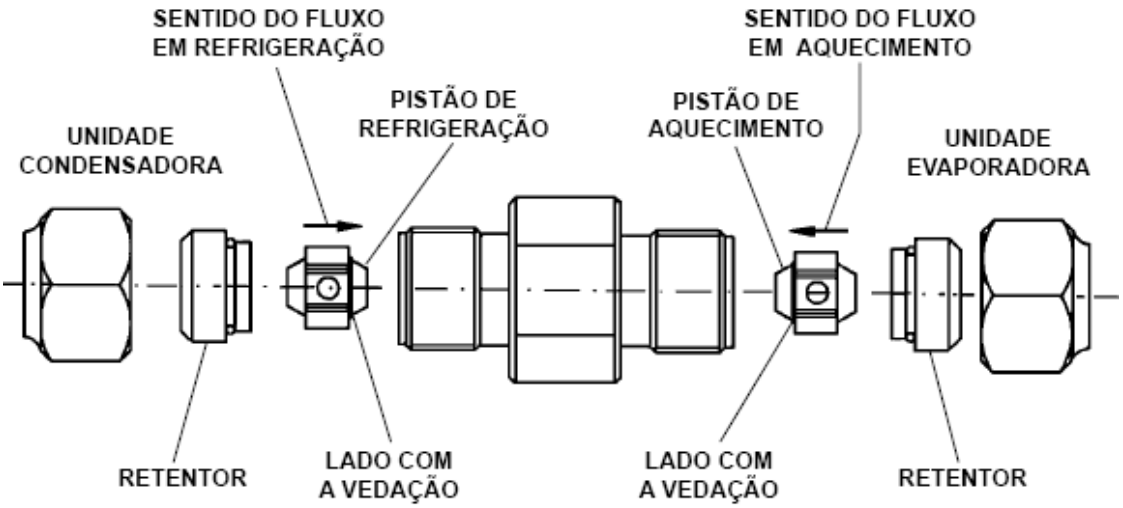


9.7 Pistões:

Este sistema com pistão contém uma pequena peça com orifício calibrado fixo de fácil remoção no interior de um nipple para conexão porcaflange 3/8" na linha de líquido.

As propriedades de aplicação do PISTÃO incidem desde o conteúdo mais preciso do fluxo de massa de gás refrigerante para o interior do evaporador comparado por exemplo ao sistema de tubo capilar. Além do que, os PISTÕES são de fácil manutenção.

No ciclo reverso (Refrigeração & Aquecimento) o sistema PISTÃO requer um by-pass, ou seja, duas peças são colocadas no interior do "nipple", uma fazendo o processo de expansão e a outra como by-pass e vice-versa conforme a direção do fluxo de gás (modo refrigeração ou aquecimento).



10 REFRIGERANTES:

Os refrigerantes ou fluidos frigorígenos são substâncias empregadas como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração.

10.1 Compostos Halocarbônicos:

Os compostos Halocarbônicos ou Hidrocarbonetos Halogenados possuem em sua composição cloro, flúor e/ou bromo.

Sistema de numeração:

- 1º algarismo = Nº de átomos de carbono -1 (C - 1)
- 2º algarismo = Nº de átomos de hidrogênio + 1 (H + 1)
- 3º algarismo = Nº de átomos de flúor (F)

ex.:

Designação numérica	Nº Químico	Fórmula Química
Refrigerante 11	Tricloromonofluormetano	$C Cl_3 F$
Refrigerante 12	Diclorodifluormetano	$C Cl_2 F_2$
Refrigerante 22	Monoclorodifluormetano	$CHCl F_2$
Refrigerante 115	Dicloropentafluoretano	$C_2 Cl F_5$

10.2 Compostos Inorgânicos

Os compostos inorgânicos foram os primeiros refrigerantes utilizados e alguns continuam com grande utilização até hoje.

Sistema de numeração:

- 1º algarismo = 7
- 2º algarismo e 3º algarismo = peso molecular

ex.:

R-717	Amônia	$N H_3$
R-718	Água	H2 O
R-729	Ar	
R-744	Dióxido de Carbono	$C O_2$
R-764	Dióxido de Enxofre	$S O_2$

10.3 Hidrocarbonetos:

Os hidrocarbonetos são utilizados especialmente em indústrias de petróleo e petroquímicos. Ex.:

R-50	Metano	$C H_4$
R-170	Etano	$C_2 H_6$
R-290	Propano	C_3H_8

Sistema de numeração: segue o mesmo sistema de numeração dos compostos Halocarbônicos

10.4 Azeotropos:

Uma mistura azeotrópica é aquela que não pode ser separada em seus componentes em destilação. O azeotropo mais conhecido é o refrigerante 502, que é uma mistura de 48,8% refrigerante 22 e 51,2% de refrigerante 115.

10.5 Características Termodinâmicas:

O desempenho comparativo de refrigerantes facilmente usado em ciclos de compressão o vapor é dado na tabela a baixo. Adotou-se uma temperatura de evaporação de 15 ^{o}C, temperatura de condensação de 30 ^{o}C e considerando-se compressão isentrópica, sem superaquecimento e sub-resfriamento.

Refrige-rante	Nome	Pressão de vapo-rizaçao (kPa)	Pressão de con-densação (kPa)	Relação de Pres-são	Efeito de refrigera-ção (kj/kg)	Vazão de vapor na sucção p/kW refrige-ção (L/s)	COP
11	Tricloromonofluormetano	20,4	125,5	6,15	155,4	4,90	5,03
12	Diclorofluormetano	182,7	744,6	4,08	116,3	0,782	4,70
22	Monoclorofluormetano	295,8	1192,1	4,03	162,8	0,476	4,66
502	Mistura Azeotrópica	349,6	1308,6	3,74	106,2	0,484	4,37
717	Amônia	236,5	1166,6	4,93	1103,4	0,462	4,76

Para Temperatura de Vaporização= -15 ºC e Temperatura de Condensação de 30 ºC.

Alguns fatores tem de ser levados em conta quando as características termodinâmicas listados na tabela são avaliadas.

Por exemplo se as pressões de operação forem elevadas, os componentes do sistema de refrigeração deverão ser mais resistentes empregando mais materiais, e os equipamentos serão caros. O depósito do refrigerante será também robusto e isto aumenta o custo de transporte.

Pressões de operação abaixo da atmosfera significou p/ outro lado, que qualquer vazamento resulta na entrada de ar p/ o sistema.

Em compressores alternativos, a vazão deve ser baixa de modo que o desempenho seja alcançado com uma máquina pequena. Para um compressor centrífugo, p/ outro lado grandes deslocamentos são desejados a fim de permitir o uso de grandes passagens de vazão. A resistência reduzida ou atrito p/ tais passagens aumenta a eficiência do compressor.

Embora não listadas na tabela, as temperaturas críticas e de solidificação de uma substância devem ser consideradas ao se analisar a escolha do fluido com refrigerante.

10.6 Propriedades Físicas e Químicas:

Inflamabilidade → Os halocarbônicos não são inflamáveis. A amônia é considerada inflamável em uma mistura de 16 a 25% em volume com o ar.

Toxidade → Os halocarbônicos não são tóxicos. A amônia é altamente tóxica.

Reações com materiais de construção → A amônia ataca o cobre e o latão e outras ligas, não atacando o ferro, aço e alumínio. Os halocarbônicos podem reagir com o zinco magnésio, mas não com cobre, alumínio, ferro ou aço.

Detecção de fugas → A amônia é facilmente detectada pelo cheiro; os halocarbônicos podem ser detectados por meio de lamparinas de Helide ou detectores eletrônicos.

Ação sobre óleos → A amônia não é miscível com o óleo, arrastando parcialmente o óleo. Os halocarbônicos e o óleo são miscíveis onde o R-22 é menos miscível. Devendo ser instalado separador de óleo na linha de descarga para que o mesmo retorne ao compressor.

10.7 Escolha de Refrigerantes:

As características dos refrigerantes são fatores dominantes na escolha. A seguir apresentamos resumidamente os principais aplicações do refrigerantes meio comuns.

Ar →O maior uso com refrigerante é em aviões, onde o peso reduzido de um sistema o ar compensa seu baixo coeficiente de eficácia

Amônia →É mais freqüente o seu uso em grandes instalações industriais de baixa temperatura.

Dióxido de carbono →Usado as vezes p/ congelar alimentos p/ contato direto, sua aplicação é limitada p/ sua alta pressão de condensação sendo aplicada na parte de baixa temperatura no sistema de cascata..

Refrigerante 11 → Este refrigerante teve o seu uso proibido, por ser CFC e provocar danos a camada de ozônio. Foi substituído pelo R-123, que é utilizado em sistemas com compressores centrífugos.

Refrigerante 12 → O seu uso também é proibido e foi substituído principalmente pelo 134a. O seu uso se dava, sobretudo, em compressores alternativos de equipamentos de refrigeração doméstica e condicionadores de ar de automóveis.

Refrigerante 22 → A sua maior aplicação em condicionadores de Ar. O seu uso tem aumentado em substituição ao refrigerante 12 porque utiliza um compressor menor e mais barato, e não é tão agressivo a camada de ozônio.

Refrigerante 502→ É outro refrigerante que o seu uso foi proibido. Os seus substituídos pelos R-402 e 404. Eles concorrem com o R-22, exibindo algumas vantagens do refrigerante 22 e apresenta vantagens adicionais de melhor comportamento com o óleo e T^o de descarga do compressor inferior às do refrigerante 22**.**

10.8 Fluídos Alternativos:

O CFC mais importante é o R-12, usado principalmente em sistemas de ar condicionado automotivo, refrigeração doméstica, comercial, etc. O alternativo isento de cloro para o R-12 é o R-134a (tetrafluoretano), com propriedades físicas e termodinâmicas similares ao R-12.

O R-134a pertence ao grupo dos HFCs, fluorcarbonos parcialmente halogenados. Com potencial de destruição do Ozônio 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.

A Hoechst e a DuPont, grandes fabricantes de fluidos frigoríficos, produzem o R-134a. A DuPont começou produzindo quantidades comerciais em dezembro de 1990 em Corpus Christ, Texas (Estados Unidos).

Na primavera de 1991, certos veículos europeus começaram a ser equipados com sistemas HFC-134a. A transição na Europa terminou em 1994, com a maioria dos veículos novos sendo convertida até 1993. No Japão, a transição começou em fins de 1991 e também terminou em 1994.

A DuPont desenvolveu também outros refrigerantes alternativos. O SUVA MP 39, MP 66, para substituir o R-12. o SUVA HP 80, HP 81, HP 62 para substituir o R-502.

Prevê-se que haverá disponibilidade do SUVA para atender a vida útil restante dos equipamentos existentes. Todos esses refrigerantes (exceto HP 62) contêm tanto refrigerantes de hidroclorofluorcarbono (HCFC) como de hidrofluorcarbono (HFC). As diretrizes do Protocolo de Montreal permitem o uso e produção de HCFC até o ano **2030.**

TABELA DOS ALTERNATIVOS

Nome	Substitui
R-123	R-11
R-124	R-114
R-134a	R-12
R-401	R-12
R-401B	R-12
R-404A	R-502
R-402A	R-502
R-402B	R-502

COMPOSIÇÃO QUIMICA

	HCFC-22	HFC-125	Propano
R-402 A	38%	60%	2%
R-402 B	60%	38%	2%
	HFC-125	HFC-143a	HFC-134a
R-404 A	44%	52%	4%
	HCFC22	HFC-152a	HCFC-124
R-409	53%	13%	34%
R-401 B	61%	11%	28%

COMPOSIÇÂO/INFORMAÇÕES SOBRE INGREDIENTES

Refrigerante	Nomenclatura	Fórmula
HCFC-22	Clorodifluormetano	$CHCIF_3$
HCFC-125	Pentafluoretano	$CF_3CH\ F_2$
HFC-143a	1,1,1-Trifluoretano	CF_3CH_3
HFC-134ª	1,1,1,2Tetrafluoretano	CF_3CH_2F
HC-290	Propano	C_3H_8

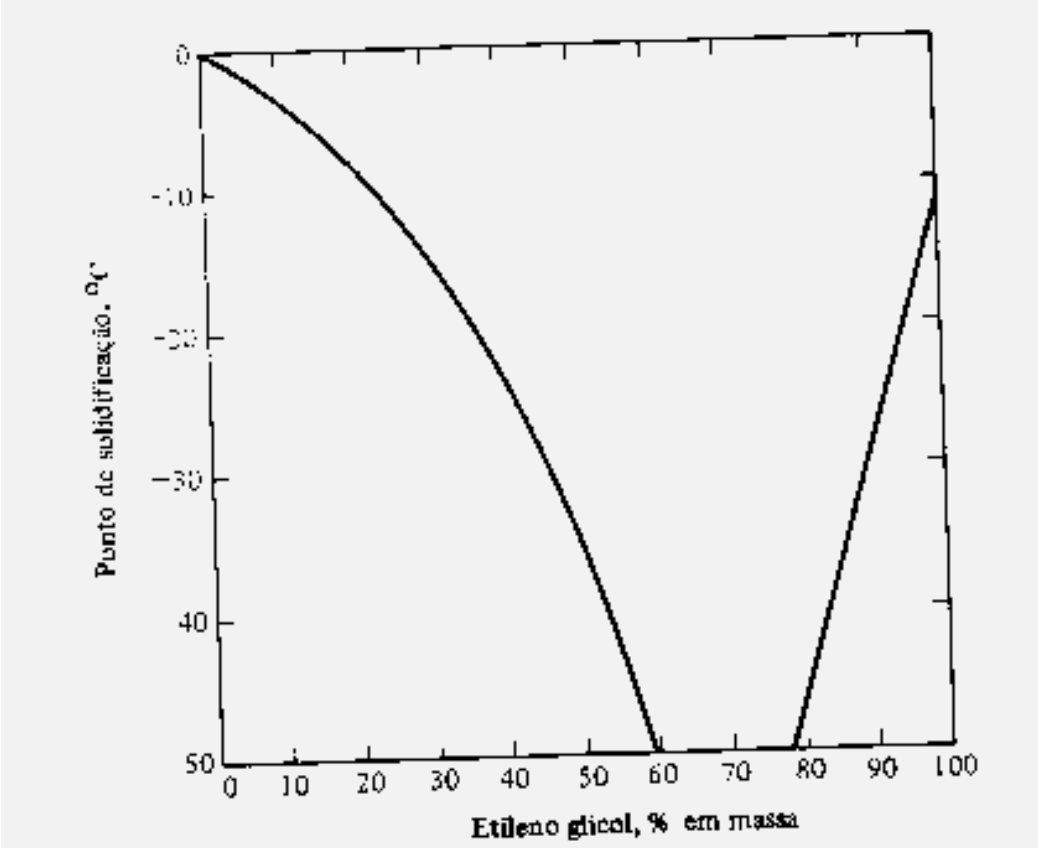
HFC-152a 1,1-Difluoretano CH_3CHF_2
HCFC-124 2clorol,1,1,2Tetrafluoretano $CHCIFCF_3$

10.9 Refrigerantes Secundários :

Refrigerantes secundários são fluidos que transferem energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de sistema de refrigeração. O refrigerante secundário sofre uma variação na temperatura quando absorve calor e o libera no evaporador, não ocorrendo nenhuma mudança de fase. A Água poderia ser um refrigerante secundário mas seu uso é limitado pelo seu baixo ponto de congelamento. Assim as substâncias utilizadas são soluções tais como salmoras e anticongelantes.

Os anticongelantes mais utilizados são soluções de água e etileno glicol, propileno glicol e cloreto de cálcio.

Uma das propriedades mais importantes dos refrigerantes secundários é o ponto de solidificação, o qual varia com o percentual de anticongelante misturado, conforme mostrado na figura abaixo.



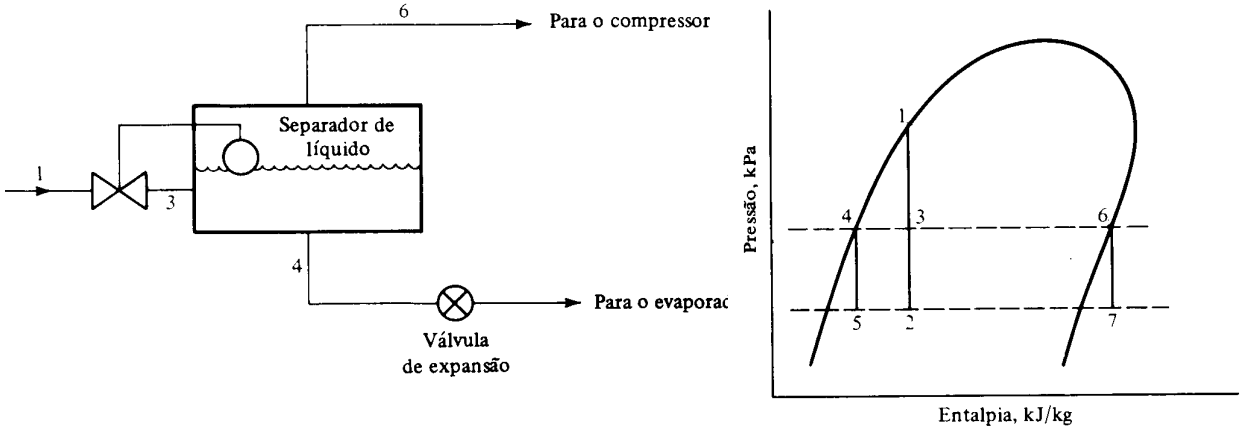
Ponto de solidificação de soluções de etileno glicol

11 SISTEMAS MULTI PRESSÃO:

O sistema multipressão ou sistema com compressão em múltiplos estágios é um sistema de refrigeração que possui 2 ou mais níveis de baixa pressão. Este sistema é utilizado quando a diferença entre as temperaturas das fontes fria e quente é muito elevada e a relação de compressão a ser vencida pelo compressor atinge valores que torna aconselhável o uso da compressão por estágios. Outra razão seria quando se deseja com um conjunto servir 2 ou mais ambientes com temperaturas diferentes.

11.1 Separador de Líquidos:

É um equipamento utilizado em sistemas de refrigeração para separar a fração de vapor gerado no processo de expansão. A expansão ocorre através de uma válvula de bóia que também mantém um nível constante no separador de líquido.



Por outro lado são necessários 2 compressores no sistema ou 2 válvulas redutoras de pressão.

11.2 Resfriamento Intermediário:

O resfriamento intermediário entre dois estágios de compressão reduz o trabalho de compressão p/ kg de vapor. Podemos ver no diagrama abaixo que no processo 4- 5 ocorre:
um menor aumento de entalpia do que no processo de compressão reversível e politrópico de um gás perfeito.

$$W = \int vdp = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P2}{P1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

P= pressão em P_a
v= volume específico em m^3/Kg
n= expoente politrópico relacionando a pressão e volume específico durante o processo de compressão, $pv^3 = const.$

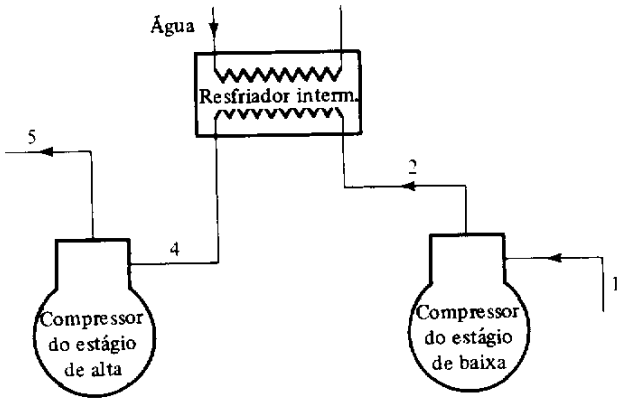


Figura 9-2.

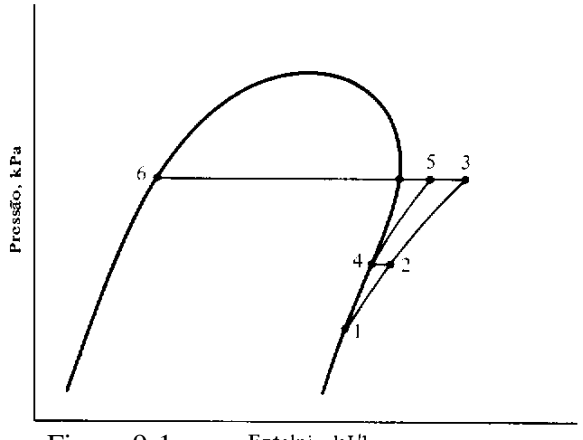


Figura 9-1.

Da mesma forma o trabalho de compressão é proporcional ao volume específico do gás na entrada na figura acima. O volume específico em 2 é maior que em 4.

→O resfriamento intermediário em um sistema de refrigeração pode ser conseguido com um trocador de calor resfriado à água ou com a utilização do resfriamento líquido.

Para o refrigerante 22 e 134 o resfriamento intermediário é ineficaz, pelas propriedades características que podem ser vistas no diagrama.

Em um sistema com refrigerante 22 e 134 a economia no trabalho p/ kg durante a compressão não compensa a vazão aumentada que precisa ser comprimida p/ compressor p/ estágio de alta.

Para um sistema com amônia, existe uma pressão ótima na geral o resfriamento intermediário deve ocorrer a qual pode ser determinado com aproximação p/ equação:

$$P_i = \sqrt{P_s\, P_d}$$

P_i = Pressão de resfriamento intermediário em kPa.
P_s = Pressão de sucção de compressor no estágio de baixa em kPa.
P_d = Pressão de descarga do compressor no estagio de alta em kPa.

11.3 Sistema com Um Evaporador e Um Compressor:

O separador de líquido e o resfriador intermediário que apareceu na maioria dos sistemas multipressão serão examinados agora em várias combinações:

> O sistema com um evaporador e um compressor e um separador de líquidos é pouco usado, pois o separador de líquidos não melhora o desempenho do sistema é adotada uma válvula redutora de pressão que expande o gás, baixando a pressão do mesmo já que não há um compressor com pressão de sucção alta.

A única razão de uso deste sistema seria manter o vapor na casa de máquina evitando aumento na perda de pressão em longas linhas de sucção.

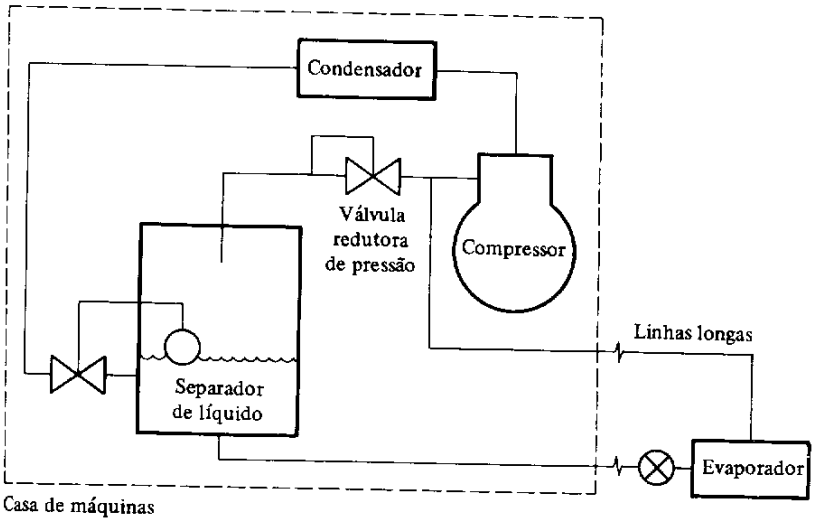


Figura 9-3.

11.4 Sistema com Dois Evaporadores e Um Compressor:

Em muitas situações um compressor serve dois evaporadores que requerem temperaturas diferentes p/ ex. um evaporador para ar condicionado em escritório e um para baixa temperatura em processos industriais.

No sistema mostrado na fig., uma válvula redutora de pressão é instalada depois do evaporador de alta temperatura p/ regular a pressão e manter a temperatura desejada.

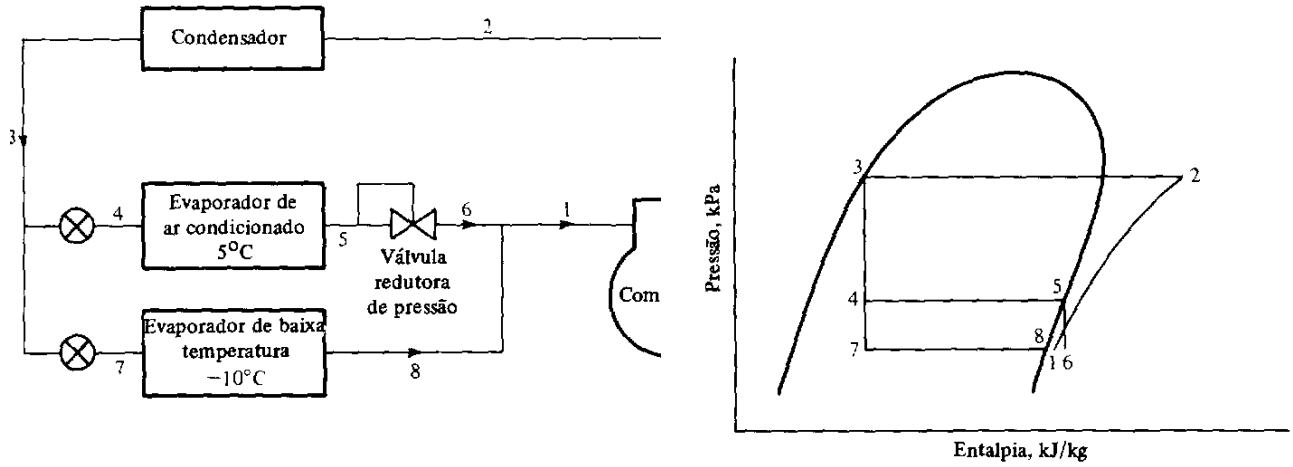


Figura 9-4.

11.5 Sistema com Dois Compressores e Um Evaporador:

Compressão de dois estágios com resfriamento intermediário e remoção de gás é a forma mais utilizada p/ servir um evaporador de baixa temperatura.

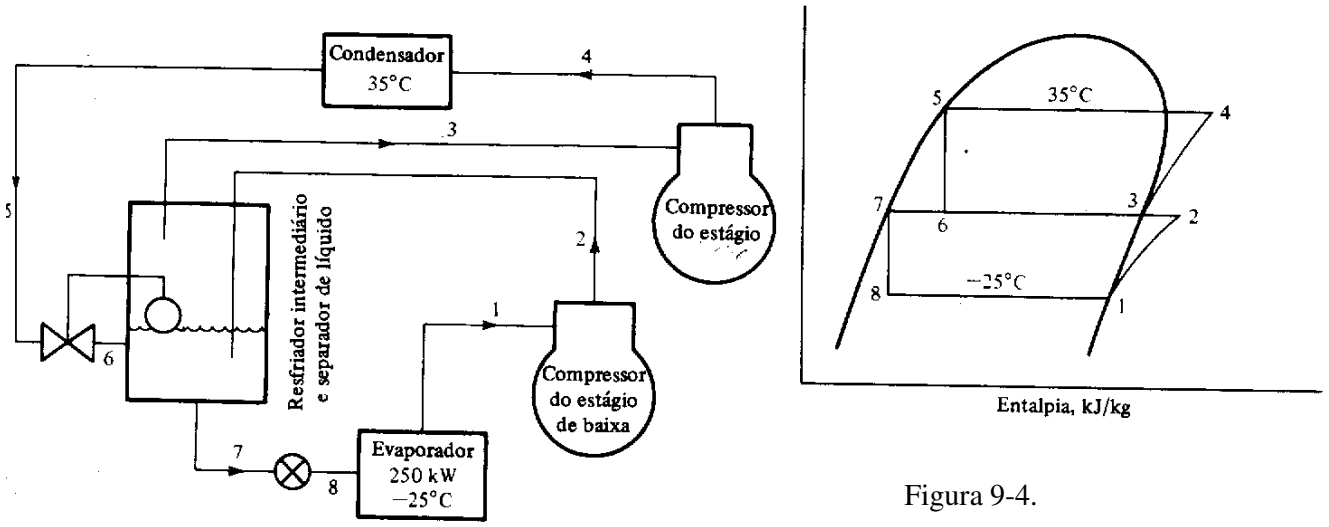


Figura 9-5.

11.6 Sistema de Dois Compressores e Dois Evaporadores:

Evaporadores a 2 temperaturas diferentes podem ser operados com eficiência p/ um sistema de 2 estágios, que emprega resfriamento intermediário e remoção do vapor produzido p/ redução de pressão.

Este sistema é muito comum na refrigeração industrial.

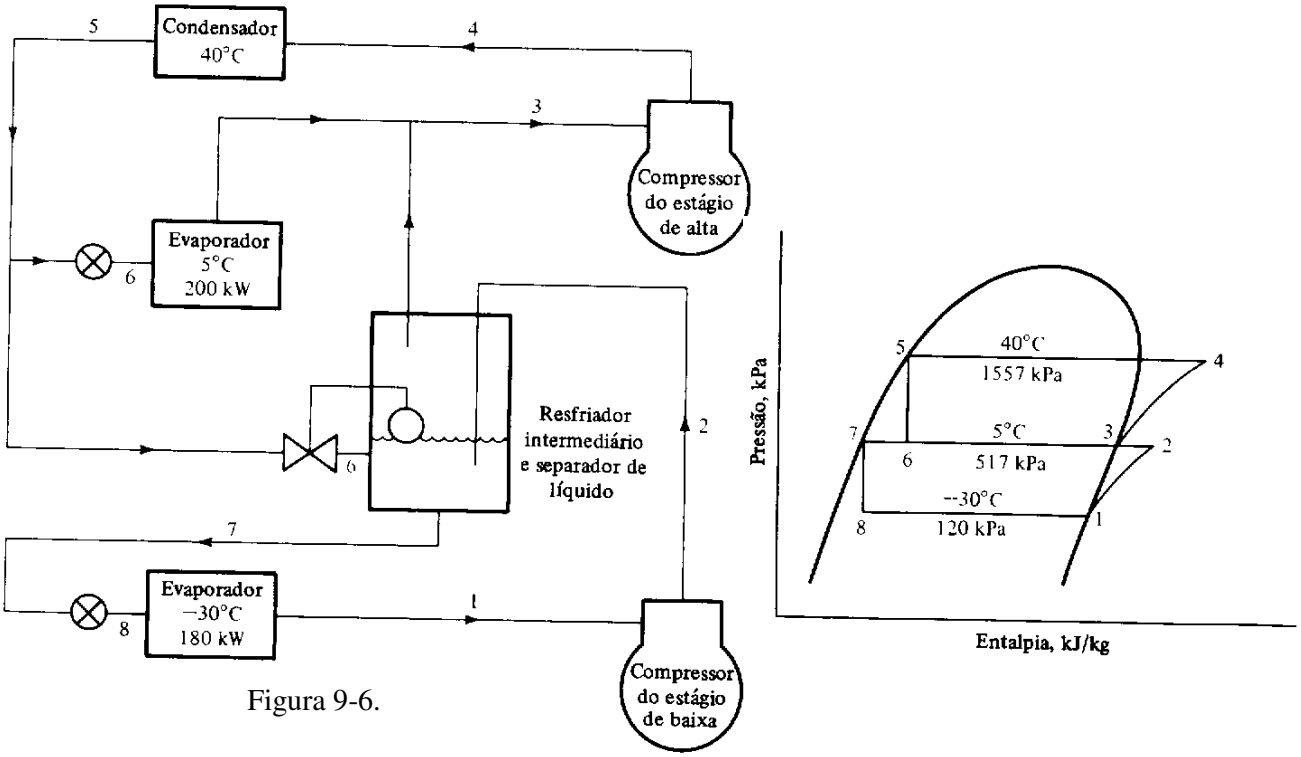


Figura 9-6.

11.7 Ciclo Binário ou em Cascata:

Quando tivermos um ΔT maior que 100 °C a pressão superior torna-se tão baixa que cria problemas de vedação difíceis de contornar. Nestas condições se adotam 2 fluidos frigorígenos que funcionam na seguinte condição binária. Um 1º fluido com temperatura crítica bastante elevada funciona em ciclo de refrigeração que cria diferenças de t° entre o meio ambiente e uma temperatura intermediária que servirá com fonte quente do ciclo de refrigeração de um 2º fluido que se caracteriza por ter elevadas pressões de saturação, mesmo a baixa temperaturas.

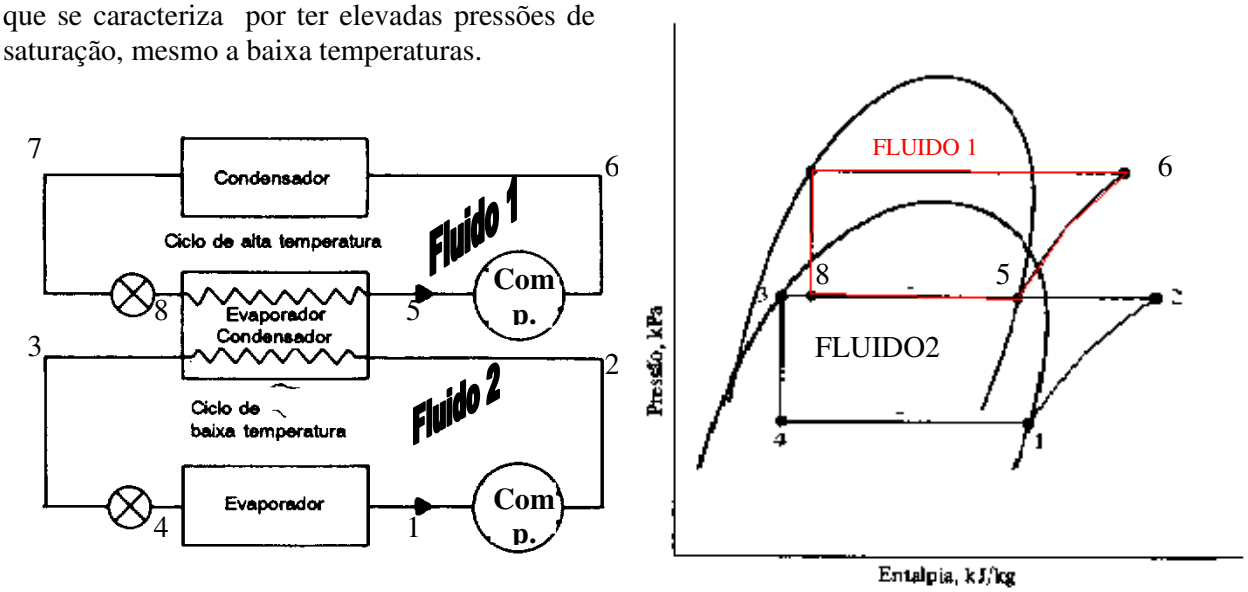


Figura 9-7.

Exercícios:

1- Calcule a potência requerida pelos dois compressores em um sistema com amônia que serve um evaporador de 250 kW a -25^{0}C. O sistema usa compressão de dois estágios com resfriamento intermediário e remoção do vapor produzido pela redução de pressão. A temperatura de condensação é 35^{0}C. *Resp.: 29,2 kW e 40,0 kW*

2- Em um sistema com amônia um evaporador deve prover 180 kW de refrigeração a -30^{0}C e um outro deve prover 200 kW a 5^{0}C. O sistema usa compressão em dois estágios com resfriamento intermediário e é arranjado como na Fig. 9-6. A temperatura de condensação é 40^{0}C. Calcule a potência requerida pelos compressores. *Resp.: 68,2 kW e 97,6 kW*

3- Em um sistema de refrigeração no refrigerante 22 a capacidade é 180 kW à temperatura de –30 ^{o}C. O Vapor do evaporador é comprimido a uma pressão de condensação, de 1500 kPa. Mais tarde o sistema é modificado para uma compressão de duplo estágio operando no ciclo mostrado na Fig. 9-8 com resfriamento intermediário a 600 kpa, mas sem remoção do vapor produzido pela redução de pressão.

Calcule a potência requerida pelo compressor simples do sistema original.

Calcu1e a potência total requerida pelos dois compressores no sistema modificado. *Resp.:70,9kW.*

4 - Um sistema de dois estágios a amônia usando remoção de vapor produzido pela redução de pressão e resfriamento intermediário opera com o ciclo mostrado na Fig. 9-9. A temperatura de condensação é 35^{0}C. A temperatura de saturação do evaporador de temperatura intermediária é 0 ^{o}C, e sua capacidade é de 150 kW. A temperatura de saturação do evaporador de baixa temperatura é –40 ^{o}C, e sua capacidade é de 250 kW. Qual é a vazão de refrigerante comprimido pelo compressor do estágio de alta? *Resp.:0,411kg/s.*

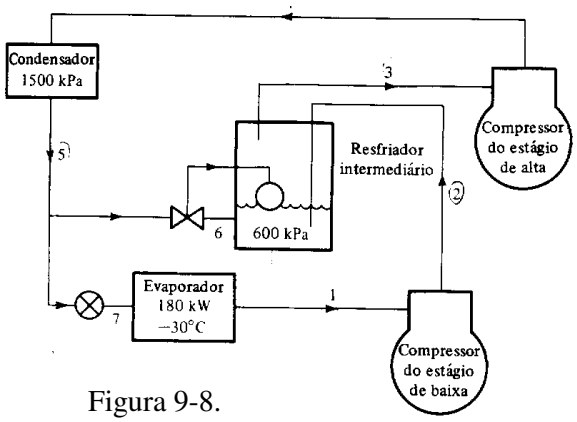


Figura 9-8.

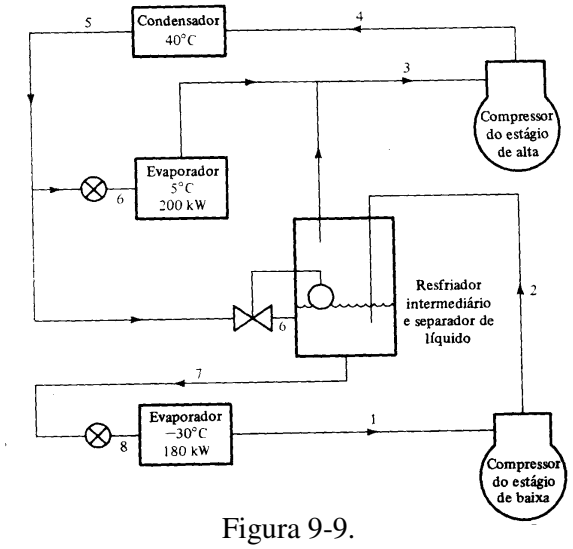


Figura 9-9.

12 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE:

Apesar dos cuidados na seleção e aplicação de equipamentos encontrar-se-ão dificuldades na operação de um sistema frigorífico se as tubulações do refrigerante forem mal projetadas e montadas.

Um dos principais fatores a serem considerados quando do projeto de um sistema de tubulações de refrigeração é o movimento do óleo.

12.1 Movimento do Óleo:

Dado que um compressor tem que ser lubrificado, mas o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação, arrastando-o para as tubulações e componentes do sistema frigorífico. Desta forma a tubulação deve ser dimensionada, de modo a produzir velocidades adequadas do fluído e com inclinações capazes de facilitar o retorno no óleo para o cárter do compressor.

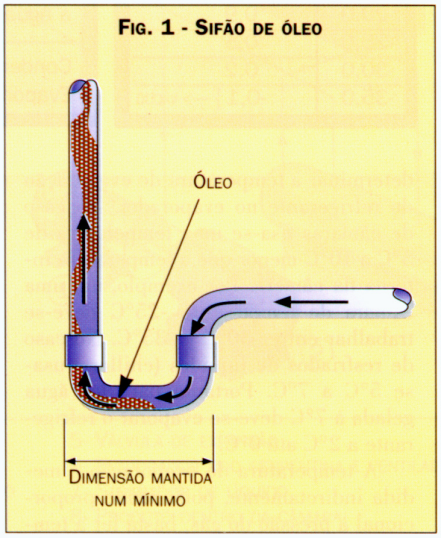


FIG. 1 - SIFÃO DE ÓLEO

Sifão de Óleo: É instalado na base de linhas verticais de gás quente e sucção (que conduzem um fluxo ascendente de gás). Nas linhas de descarga o sifão destina-se a acumular o óleo drenado do tubo vertical durante a parada, evitando que ele volte ao cabeçote do compressor. De modo idêntico nas linhas de sucção. Ajudam o óleo a iniciar a subida nos tubos verticais. O número de sifões em uma instalação vertical deve obedecer a seguinte escala:

Linhas de até 2,5m→sem sifão
De 2,5 à 8m→1 sifão
De 8 a 25m →2 sifão

Separador de Óleo: Um outro elemento que se pode ser utilizado é o separador de óleo. O separador de óleo é um recipiente que recolhe o óleo oriundo do compressor. O óleo recolhido é enviado novamente ao cárter do compressor. Apesar do separador reduzir a quantidade de óleo em circulação, aso outras providências são necessárias.

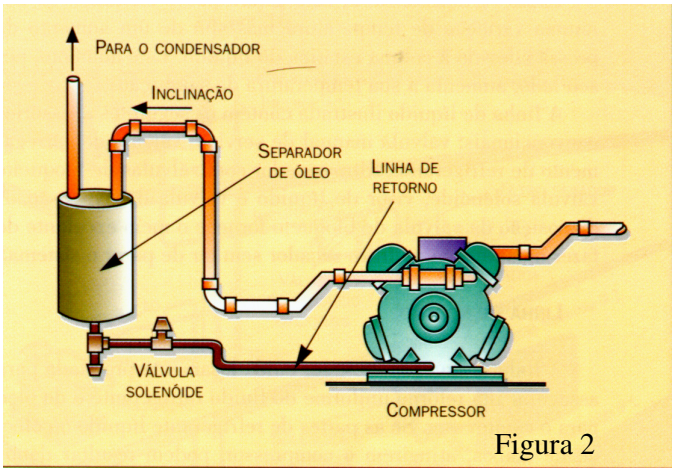


Figura 2

12.2 Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade:

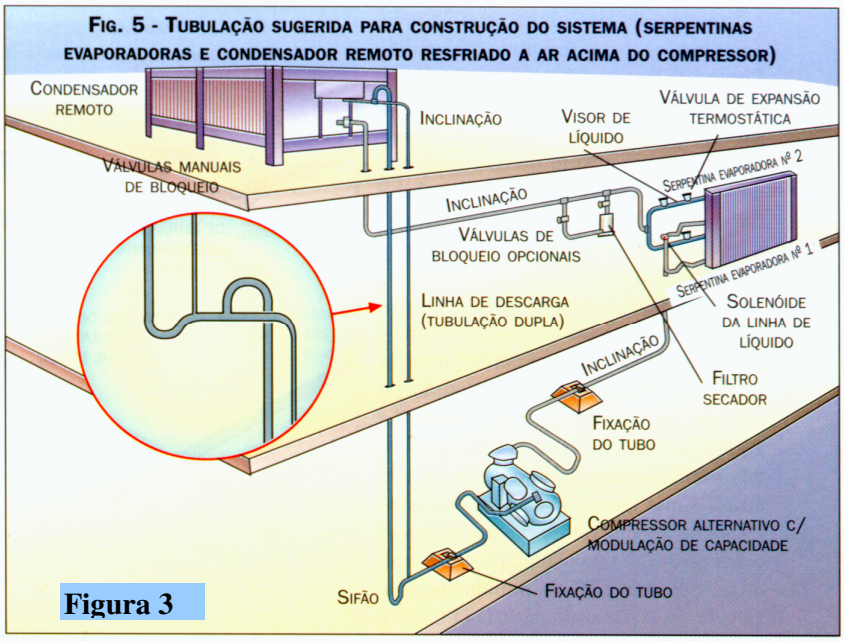


Figura 3

O Estágio de capacidade mínima de um compressor com modulação de capacidade produz normalmente velocidades do fluído que não são adequadas para o movimento correto do óleo nos tubos verticais. Para promover o movimento do óleo o sifão é modificado de modo a incluir um segundo tubo vertical. Este conjunto é denominado um sistema de tubo vertical duplo.

No estágio de capacida-de mínima de um compressor, a velocidade reduzida do fluido faz com que o óleo drene dos tubos verticais enchendo o sifão de óleo. Isso desvia o fluxo restante do fluido para o tubo de menor diâmetro, que tem uma dimensão adequada para manter a velocidade do fluido necessária para o arrastamento do óleo no estágio de capacidade mínima do compressor.

O aumento de carga do sistema limpa o sifão de óleo fazendo o fluxo do fluido passar novamente pelo tubo vertical maior. O tubo vertical de maior diâmetro é dimensionado para produzir uma taxa razoável de fluxo não inferior a 5 m/s e nem superior a 20 m/s dentro dos dois tubos verticais, à capacidade total.

12.3 Linha de descarga:

A função da linha de descarga consiste em transportar o gás refrigerante comprimido e o óleo arrastado desde o compressor até o condensador.

A linha de gás quente deve ser dimensionada para produzir uma velocidade de gás a carga mínima não inferior à 5m/s em tubulação verticais e 2,5m/s em trechos horizontais. Além disso o diâmetro selecionado de tubo não deve produzir uma perda de pressão superior à 28 kPa para R-12 e 42 kPa para R-22. A velocidade máxima do gás com carga total não deve ser superior a 20m/s, pois originariam perdas de pressão e ruídos.

12.4 Linha de líquido:

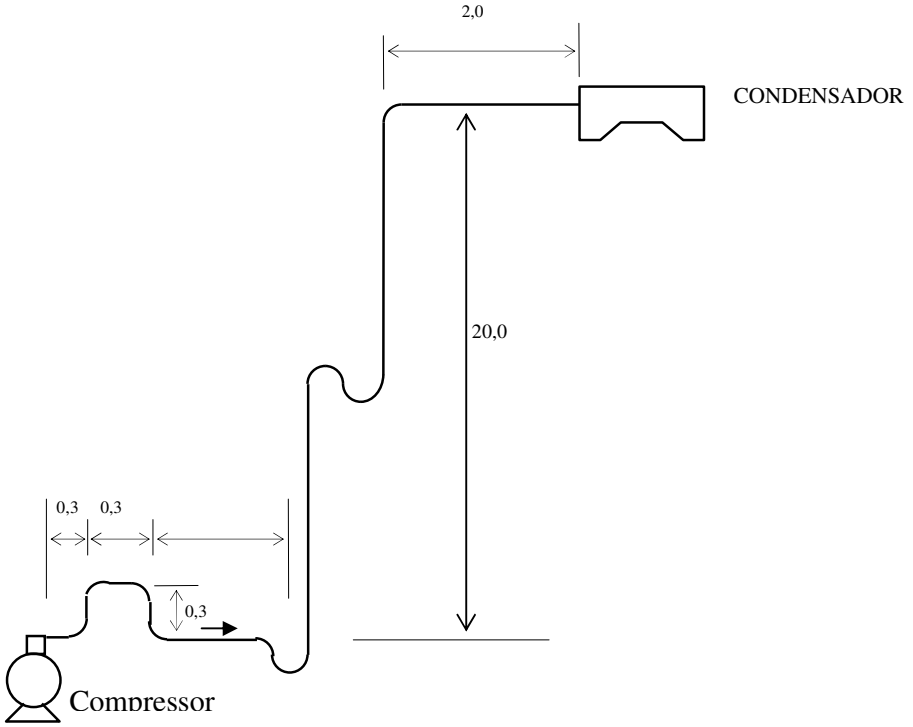
As linhas de líquidos não apresentam problemas de movimento de óleo, pois geralmente este mistura-se com o refrigerante. Contudo podem apresentar problemas se provocarem mudanças radicais de temperatura ou pressão. Ocorrendo isto poderá resultar a formação de gás, indesejável na válvula de expansão. As perdas de pressão máximas recomendadas na linha de líquido são de 28 kPa para R-12 e 42 kPa para R- 22.

12.5 Linha de sucção:

A linha de sucção deve ser cuidadosamente projetada para assegurar um retorno uniforme do gás refrigerante seco e do óleo arrastado para o compressor. As velocidades recomendadas são as mesmas das linhas de descarga. As perdas de pressão máximas são de 14 kPa para o R-12 e 21 kPa para o R-22.

Exercício:

1) Selecione a linha de descarga de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22 da figura à baixo e com as seguintes característica carga = 20 TR; temperatura de evaporação -10 ^{o}C; temperatura de condensação = 41 ^{o}C; subresfriamento = 5 ^{o}C.



Obs.: Medidas em metros

2) Selecione a linha de líquido de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22, conforme desenho da figura acima, tendo no lugar do compressor o condensador e no lugar do condensador a válvula de expansão e o evaporador. Tendo as mesmas características do exercícios número 1.

3) Selecione a linha de sucção de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22, conforme desenho da figura acima, tendo no lugar do compressor o evaporador e no lugar do condensador o compressor. Tendo as mesmas características do exercícios número 1.

TABELA 13 - COMPRIMENTO EQUIVALENTE DAS CURVAS (EM METRO DE TUBO)

OBS: TABELA PARA SIMPLES CONSULTA

Diâmetro nominal do tubo (polegadas)	Curvas a 90 graus	Curvas a 45 graus	Curvas a 180 graus
3/8	0,43	0,21	0,70
1/2	0,49	0,24	0,76
3/4	0,61	0,27	0,98
1	0,79	0,40	1,25
1 1/4	1,00	0,52	1,71
1 1/2	1,22	0,64	1,92
2	1,52	0,79	2,50
2 1/2	1,83	0,98	3,05
3	2,29	1,22	3,66
3 1/2	2,79	1,43	4,57
4	3,05	1,58	5,18
5	3,96	1,98	6,40
6	4,88	2,41	7,62
8	6,10	3,05	10,06
10	7,62	3,96	12,80

TABELA 14 - COMPRIMENTO EQUIVALENTE DAS VÁLVULAS (EM METRO DE TUBO)

OBS: TABELA PARA SIMPLES CONSULTA

Diâmetro nominal do tubo (polegadas)	Válvula de arrasto	Válvula gaveta	Válvula de retenção
3/8	5,18	0,18	1,52
1/2	5,49	0,21	1,83
3/4	6,71	0,27	2,44
1	8,84	0,30	3,05
1 1/4	11,58	0,46	4,27
1 1/2	13,11	0,55	4,88
2	16,76	0,70	6,10
2 1/2	21,03	0,85	7,62
3	25,60	0,98	9,14
3 1/2	30,50	1,22	10,70
4	36,60	1,37	12,20
5	42,70	1,83	15,20
6	51,80	2,13	18,30
8	67,00	2,74	24,40
10	85,30	3,66	30,50

TABELA 11 - R-22: DIMENSÕES ACONSELHÁVEIS PARA AS TUBULAÇÕES (DIÂMETRO INTERNO mm) EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA FRIGORÍFICA E DO COMPRIMENTO DAS TUBULAÇÕES
LE = COMPRIMENTO EQUIVALENTE; TA = TEMPERATURA DE ASPIRAÇÃO

TUBULAÇÃO DE ASPIRAÇÃO	Ta (°C)	Le (m)	Capacidade (kcal/h)											
			500	750	1.000	1.500	2.000	3.000	4.000	5.000	6.000	8.000	10.000	12.000
	5	10	6	8	8	8	10	12	12	14	14	16	18	18
		15	6	8	8	10	10	12	14	14	16	18	18	20
		20	8	8	8	10	12	12	14	16	16	18	20	26
		30	8	8	10	10	12	14	16	16	18	20	26	26
		45	8	10	10	12	12	16	16	18	20	26	26	26
		60	8	10	10	12	14	16	18	20	20	26	26	26
	-5	10	8	8	8	10	10	12	14	16	16	18	20	20
		15	8	8	10	10	12	14	16	16	18	20	26	26
		20	8	8	10	12	12	14	16	18	18	20	26	26
		30	8	10	10	12	14	14	18	18	20	26	26	26
		45	8	10	12	14	14	16	18	20	26	26	26	34
		60	10	12	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34
	-10	10	8	8	10	10	12	14	14	16	18	20	20	26
		15	8	10	10	12	12	14	16	18	18	20	26	26
		20	8	10	10	12	14	16	18	18	20	26	26	26
		30	8	10	12	14	14	16	18	20	26	26	26	34
		45	10	12	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34
		60	10	12	12	14	16	20	26	26	26	34	34	34
	-20	10	8	10	10	12	14	16	18	18	20	26	26	26
		15	8	10	12	14	14	16	18	20	26	26	26	34
		20	10	10	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34
		30	10	12	12	14	16	20	26	26	26	34	34	34
		45	10	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34	34
		60	12	14	14	18	20	26	26	26	34	34	34	40
	-30	10	10	12	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34
		15	10	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34	34
		20	10	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34	34
		30	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34	34	40
		45	12	14	16	18	20	26	26	34	34	34	40	40
		60	14	16	18	20	26	26	34	34	34	40	40	50
	-40	10	12	12	14	16	18	20	26	26	26	34	34	34
		15	12	14	16	18	20	26	26	34	34	34	40	40
		20	12	14	16	18	20	26	26	34	34	34	40	40
		30	14	16	18	20	26	26	34	34	34	40	40	50
		45	14	16	18	26	26	34	34	34	40	40	50	50
		60	16	18	20	26	26	34	34	40	40	40	50	50
Tubulação de líquido		10	6	6	6	6	6	6	8	8	8	8	10	10
		15	6	6	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10
		20	6	6	6	6	6	8	8	8	10	10	10	12
		30	6	6	6	6	6	8	10	10	10	10	12	12
		45	6	6	6	6	8	8	10	10	10	12	12	14
		60	6	6	6	8	8	8	10	10	12	12	14	14

Obs.: tabela para simples consulta

TABELA 11 (CONT.) - R-22: DIMENSÕES ACONSELHÁVEIS PARA AS TUBULAÇÕES (DIÂMETRO INTERNO mm) EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA FRIGORÍFICA E DO COMPRIMENTO DAS TUBULAÇÕES

LE = COMPRIMENTO EQUIVALENTE; TA = TEMPERATURA DE ASPIRAÇÃO

TUBULAÇÃO DE ASPIRAÇÃO			Capacidade (kcal/h)											
Ta (°C)	Le (m)		15.000	20.000	25.000	30.000	35.000	40.000	50.000	60.000	80.000	100.000	1,2E+05	1,5E+05
5	10		20	26	26	26	34	34	34	34	40	40	50	50
	15		26	26	26	34	34	34	34	40	40	50	50	50
	20		26	26	34	34	34	34	40	40	50	50	50	56
	30		26	34	34	34	34	40	40	50	50	50	56	68,8
	45		34	34	34	34	40	40	50	50	50	56	68,8	68,8
	60		34	34	34	40	40	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8
-5	10		26	26	34	34	34	34	40	40	50	50	50	56
	15		26	34	34	34	34	40	40	40	50	50	56	56
	20		26	34	34	34	40	40	40	50	50	56	56	68,8
	30		34	34	34	40	40	40	50	50	56	56	68,8	68,8
	45		34	34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	80,8
	60		34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8	80,8
-10	10		26	26	34	34	34	34	40	40	50	50	56	56
	15		26	34	34	34	40	40	40	50	50	56	56	68,8
	20		34	34	34	40	40	40	50	50	56	56	68,8	68,8
	30		34	34	40	40	40	50	50	50	56	68,8	68,8	80,8
	45		34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	80,8	80,8
	60		34	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8
-20	10		34	34	34	40	40	40	50	50	56	56	68,8	68,8
	15		34	34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	80,8
	20		34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8	80,8
	30		34	40	40	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8
	45		40	50	50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5
	60		40	50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	93,5
-30	10		34	40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	68,8	80,8
	15		40	40	50	50	50	50	56	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5
	20		40	50	50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5
	30		40	50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	105,3
	45		50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	105,3	105,3
	60		50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	93,5	105,3	130
-40	10		40	50	50	50	56	56	68,8	68,8	80,8	80,8	80,8	93,5
	15		40	50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	93,5	93,5	105,3
	20		50	50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	93,5	105,3
	30		50	56	56	68,8	68,8	68,8	80,8	80,8	93,5	105,3	105,3	130
	45		56	56	68,8	68,8	80,8	80,8	80,8	93,5	105,3	105,3	130	130
	60		56	68,8	68,8	80,8	80,8	80,8	93,5	93,5	105,3	130	130	130
Tubulação de liquido	10		10	12	14	14	14	16	16	18	20	26	26	26
	15		12	12	14	14	16	16	18	20	26	26	26	26
	20		12	14	14	16	16	18	18	20	26	26	26	34
	30		14	14	16	18	18	18	20	26	26	26	34	34
	45		14	16	18	18	20	20	26	26	26	34	34	34
	60		16	18	18	20	20	26	26	26	34	34	34	40

Obs.: tabela para simples consulta

TABELA 15 - DIMENSÕES ACONSELHÁVEIS PARA AS TUBULAÇÕES DOS CONDENSADORES A AR REMOTOS (DIÂMETRO INT. EM mm)

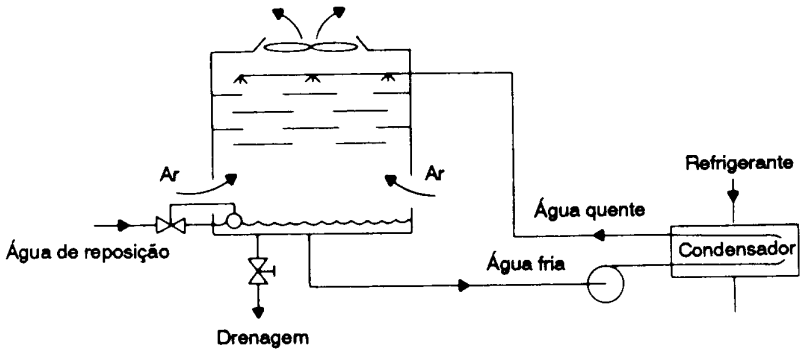
Capacidade (kcal/h)	R-134a			R-22			R-502		
	Comp. equiv. (m)			Comp. equiv. (m)			Comp. equiv. (m)		
	15	30	45	15	30	45	15	30	45
500	8	8	8	6	6	8	6	8	8
750	8	10	10	6	8	8	8	8	8
1000	10	12	12	8	8	10	8	10	10
1.500	10	12	14	8	10	10	10	10	12
2.000	12	14	14	10	10	12	10	12	12
3.000	14	16	16	10	12	14	12	14	14
4.000	16	16	18	12	14	14	12	14	16
5.000	16	18	20	14	16	16	14	16	18
6.000	18	20	26	14	16	18	14	18	18
8.000	20	26	26	16	18	20	16	20	20
10.000	26	26	26	16	20	20	18	20	26
12.000	26	26	34	18	20	26	20	26	26
15.000	26	34	34	20	26	26	20	26	26
20.000	34	34	34	26	26	34	26	26	34
25.000	34	34	40	26	34	34	26	34	34
30.000	34	40	40	26	34	34	26	34	34
35.000	34	40	50	26	34	34	34	34	40
40.000	40	40	50	34	34	40	34	34	40
50.000	40	50	50	34	40	40	34	40	40
60.000	50	50	56	34	40	40	34	40	50
80.000	50	56	68,8	40	50	50	40	50	50
100.000	50	68,8	68,8	40	50	50	50	50	56
120.000	56	68,8	68,8	50	50	56	50	56	56
150.000	68,8	68,8	80,8	50	56	68,8	50	56	68,8
200.000	68,8	80,8	80,8	50	68,8	68,8	56	68,8	68,8
250.000	80,8	80,8	93,5	56	68,8	68,8	68,8	68,8	80,8
300.000	80,8	93,5	93,5	68,8	68,8	80,8	68,8	80,8	80,8

13 TORRES DE ARREFECIMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS:

Todos os ganhos de calor em um sistema de refrigeração ou ar condicionado devem ser rejeitados no condensador. Para se conseguir isso, o condensador deve ser resfriado a água, resfriado evaporativamente ou resfriado a ar.

13.1 Torres de Arrefecimento:

As torres de arrefecimento mais usuais são trocadores de calor de tiragem mecânica de ar forçado ou por indução com o fluxo do ar em contra corrente ou correntes mistas ou ainda torres atmosféricas.



A água quente oriunda do condensador circula pela torre, entrando pela parte superior, é distribuída através de borrifadores pela gravidade desde ao tanque coletor, onde é succionada por uma bomba. O nível do tanque é mantido com torneira de bóia. Assim a água resfriada volta ao condensador de modo contínuo e uniforme, de que o calor cedido pelo fluído frigorígeno a água de circulação é lançado ao ar na torre.

Torres atmosféricas: é geralmente colocada na cobertura dos prédios de modo a receber a incidência direta dos ventos já que não possui ventiladores.

Torre de corrente de ar forçado: Pode ser localizada em qualquer lugar desde que em contato com o ar exterior. Possui um ventilador lateral na parte inferior. O ar é forçado contra a água borrifada que cai.

Torre de corrente de ar induzido: Instalada geralmente na cobertura dos prédios. O ventilador fica localizado acima dos borrifadores possuindo venezianas laterais na parte inferior, para a entrada do ar.

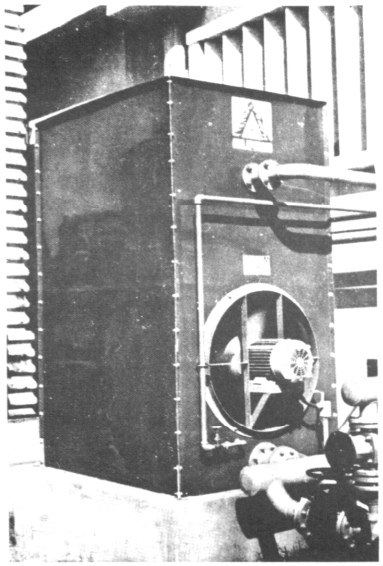


Fig. 6.3 Torre de corrente de ar forçado.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fiberglass.

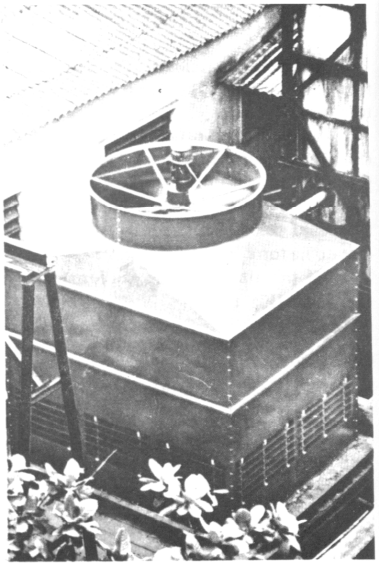
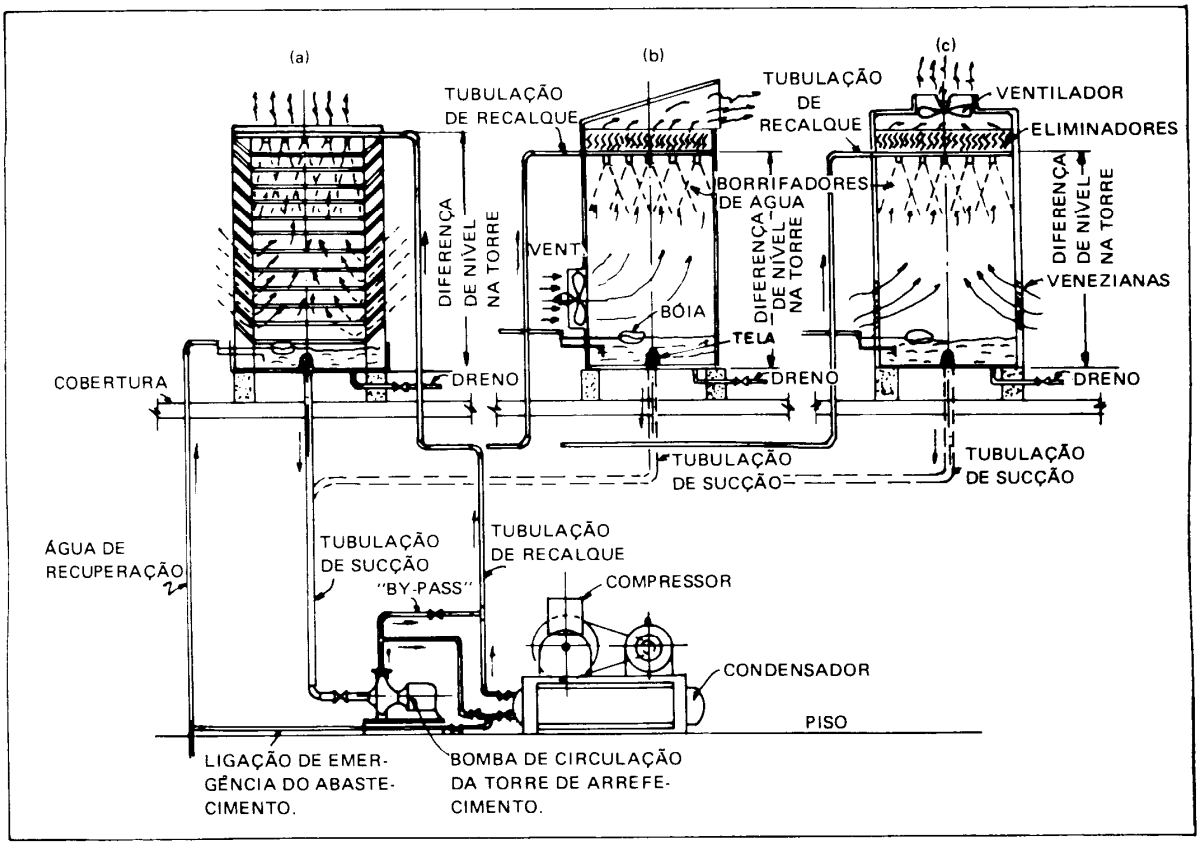


Fig. 6.4 Torre de corrente de ar induzido.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fiberglass.



Escolha de uma torre de arrefecimento:

Para a escolha correta de uma torre, devemos saber a quantidade total de calor a ser dissipada, **Q**, a temperatura da água quente (entrada) em ^{o}c (t_{w1}) é a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (t_u). Podem ser usados os seguintes valores:

$a = t_{w2} - t_u \rightarrow$ de 3 a 5,5 ^{o}c

$t_{w1} - t_{w2} = 4$ a 5,5 ^{o}c

t_{w2} = temperatura da agua resfriada (saida da torre)

a= temperatura diferencial = aproach= diferença entre a temperatura da água resfriada (t_{w2}) e a temperatura de bulbo úmido do ar. (T_u)

Com estes dados seleciona-se uma torre através de tabelas e diagramas do fabricante.

Quantidade de água em circulação:

Em dados práticos a quantidade de água de circulação deve ser de 11,4 a 22,8 l por minuto por tonelada de refrigeração (TR) ou seja: 0,68 ou 1,36 m^3/h

Escolha de bomba de água de circulação:

Para a escolha de uma bomba d'água, devemos conhecer os seguinte parâmetros:
altura manométrica em metros (H_m)
vazão em m^3/h

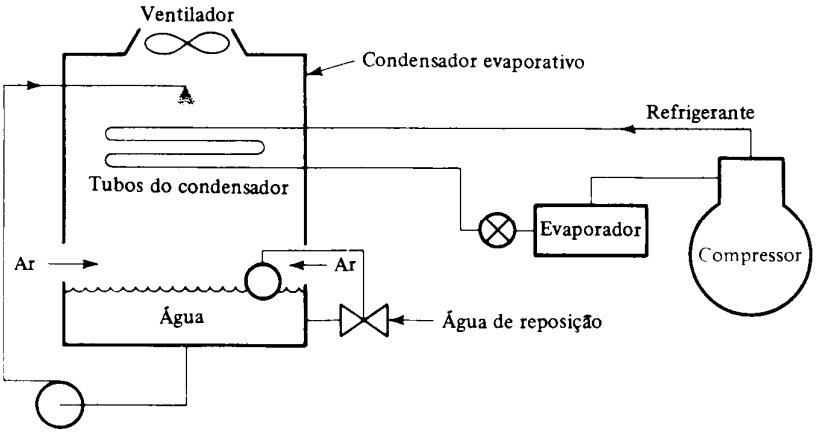
13.2 Condensadores Evaporativos:

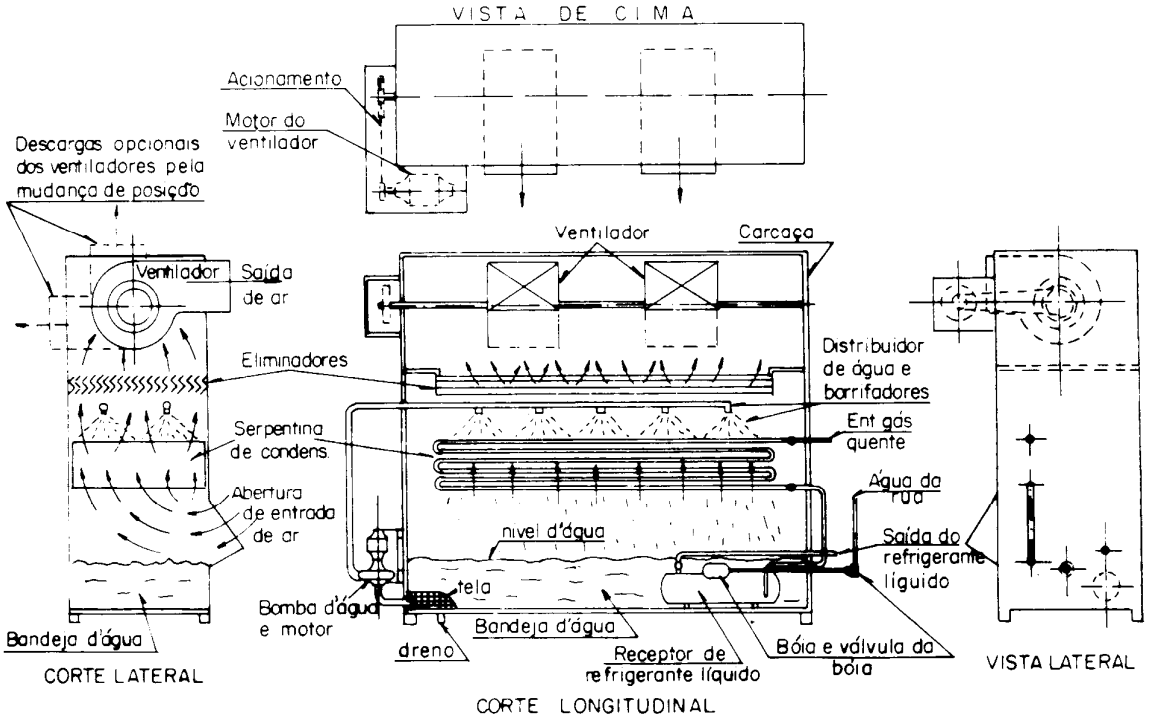
É uma composição de condensador e torre em uma só peça similar a torre, mas mais diretamente os tubos de serpentina do condensador está diretamente na trajetória das correntes de ar e da água e o resfriamento evaporativo ocorre diretamente na superfície externas dos tubos. Uma instalação que usa o condensador evaporativo dispensa o condensador normal.

O gás quente vindo do compressor passa p/ serpentinas de condensação, onde recebe a água e o ar e se condensa, sendo depositada no receptor de líquido em alta pressão e daí p/ a válvula de expansão.

A vazão do ar dos ventiladores (que são colocadas em parte superior) deve ser em tomada $7{,}07 m^3$/min p/TR

A quantidade de água de circulação deve ser de 3,78 l/min p/ TR.

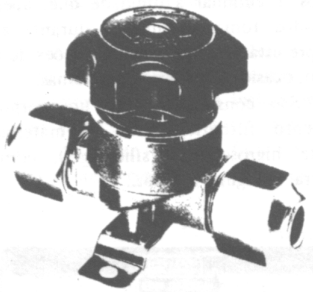
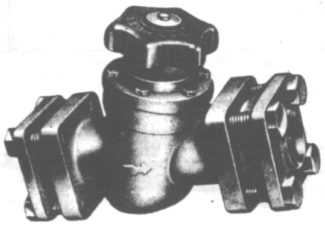
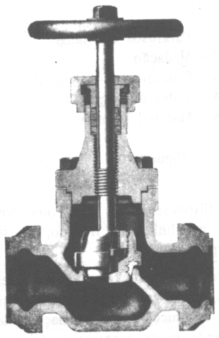




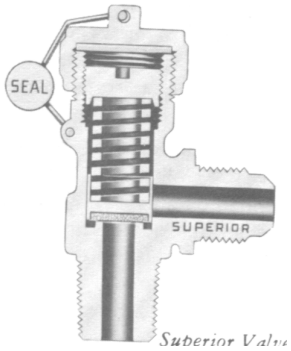
14 OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO:

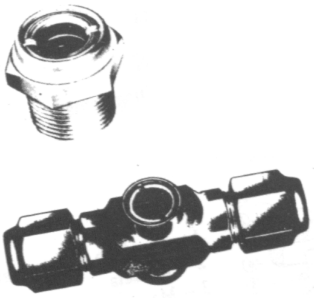
Uma instalação de refrigeração ou ar condicionado dispõe além de compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão, já estudados, de outros elementos auxiliares e de controle, que dão muitas vezes fundamentais para o funcionamento e controle da sistema:

Registros e Válvulas Manuais: são válvulas de fechamento nas canalizações frigoríficas são do tipo globo.

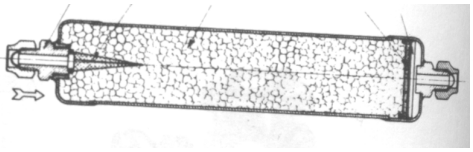
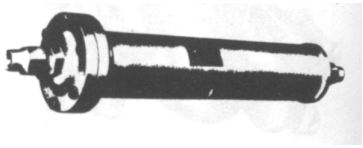




Válvula de Segurança: São válvulas de alívio de proteção contra a sobre pressão.

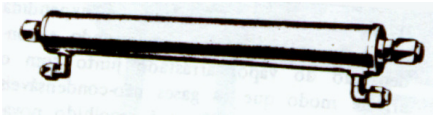


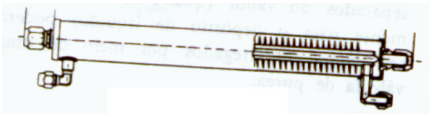


Indicador de Líquido: serve para verificar a passagem do líquido da instalação.
Filtros Secadores: eliminar partículas estranhas e e umidade das canalizações.

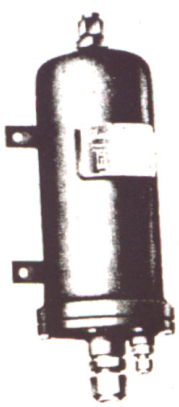



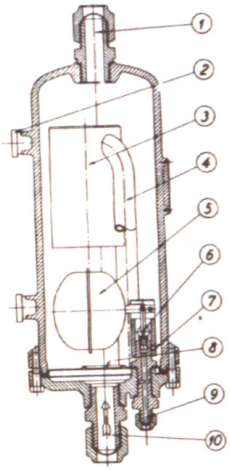
Trocadores de Calor: utilizados para o resfriamento intermediário do fluído frigorígeno. São geralmente dispositivos do tipo duplo tubo com refrigerante líquido no interior e no exterior passa o vapor aspirado pelo compressor.





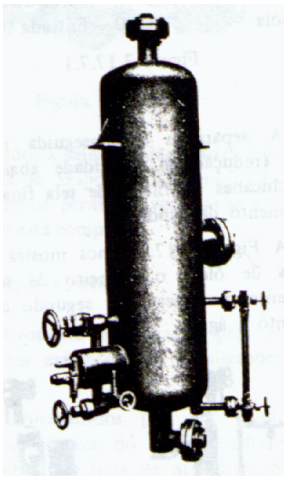
Separador de Óleo: dispositivo colocado entre o condensador evitando que o óleo do compressor se misture com o refrigerante e penetre no evaporador.

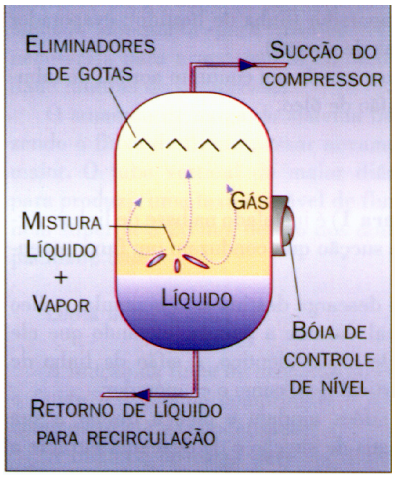




1 – Saída
2 – Suporte
3 – Separador
4 – Cano de ligação
5 – Bóia
6 – Válvula de agulha
7 – Parafuso de fixação
8 – Diafragma
9 – Saída do óleo
10 – Entrada

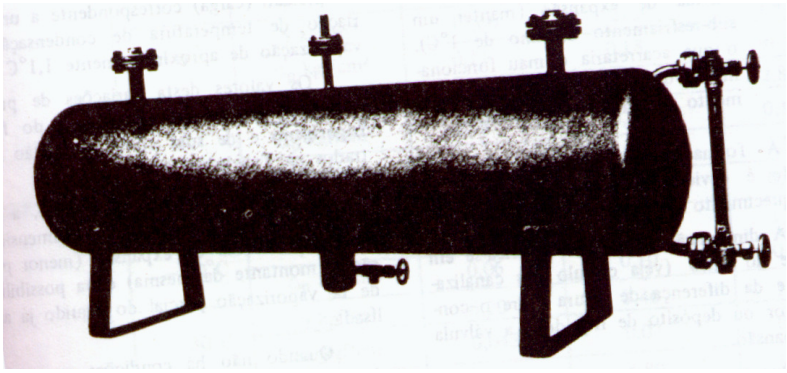
Separador de Líquido: dispositivo usado p/ evitar a entrada de líquido no compressor.





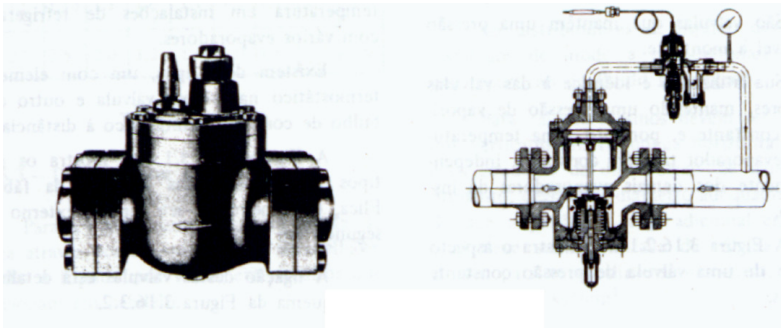
Purgadores de Incondensáveis: visa eliminar gases não condensáveis

Depósito de líquidos: recipiente de forma cilíndrica destinado recolher o líquido frigorígeno condensando p/ condensador evitando a entrada de vapor na válvula de expansão, mantendo também o condensador seco.

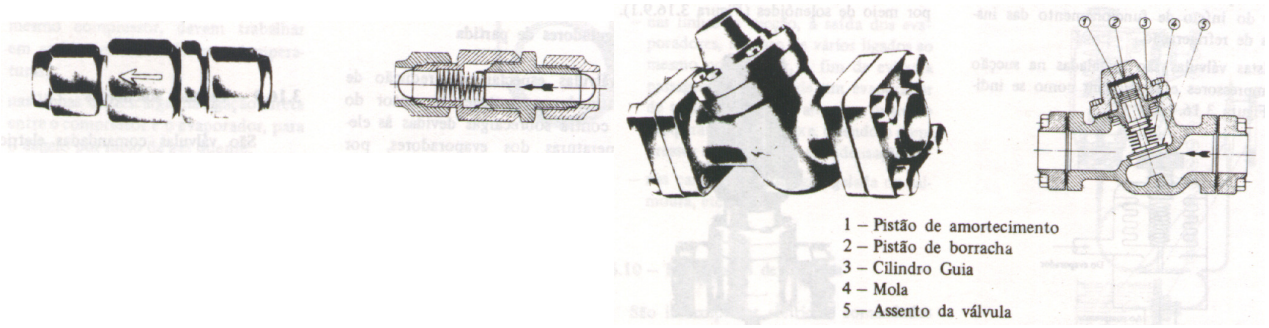


<u>Elementos de controle:</u>

<u>Válvula de ação instantânea</u>: fechar de acordo com a pressão
<u>Válvula de pressão constante</u>: mantém a pressão invariável
<u>Válvula de e aspiração:</u> controla temperatura e pressão
<u>regulador sevo- controlador da pressão da aspiração</u>: controle de pressão e aspiração



Válvula de retenção: deixa passar fluído num só sentido.



Válvula de injeção termostática: permite a abertura quando a temperatura de descarga do compressor torna- se excessiva

Reguladores de partida: válvulas de redução de pressão destinada a proteger o motor do compressor contra sobre cargas.

Reguladores de capacidade: válvulas especiais de redução da pressão utilizada nas instalações onde os compressores dispõe de dispositivos p/ redução de capacidade.

Termostatos: interruptores elétricos comandados p/ temperatura.

Pressostatos: interruptores elétricos comandados p/pressão.

Monômetros: usado p/ medir a pressão de alta e baixa e também do óleo.

Termômetros: medir a temperatura de sucção, descarga e do líquido.

Umidostato: interruptor elétrico comandado p/ umidade.

Além destes elementos em ar condicionado existem: chaves de fluxo de ar e de água, registros de ar, dampers etc**...**

15 OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:

15.1 Refrigeração por Absorção:

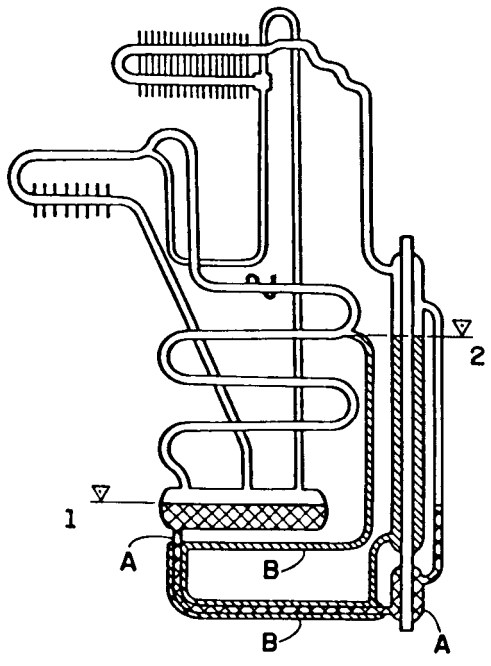
O funcionamento se baseia no fato de que os vapores de alguns dos fluídos frigorígenos conhecidos serem absorvidos a frio, em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. Aquecendo-se esta solução binária verifica-se uma destilação fracionada na qual o vapor formado será rico no fluído volátil (fluído frigorígeno) podendo ser separado, retificado, condensado e aproveitado para a produção de frio como nas máquinas de compressão. Para tornar contínuo, o refrigerante vaporizado é posto novamente em contato com o líquido que o absorvente, proporcionando assim o abaixamento da pressão e forma a solução concentrada para dar continuidade ao processo.

O sistema de refrigeração mais comum é o que utiliza amônia como refrigerante e a água como absorvente. Atualmente a solução mais usada é a que utiliza a água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente.

Estas máquinas utilizam energia térmica em vez de energia mecânica. Permitindo a recuperação de calor gerado em outros processos industriais.

15.1.1 Tipos de Sistemas:

15.1.1.1 Refrigeradores Domésticos:



- Solução rica (abastece o aquecedor)
- Solução pobre (retorna do aquecedor)

Fig. 1. - Posição da solução refrigerante no sistema desligado.

Este sistema é constituído, basicamente por 4 componentes: aquecedor (gerador), condensador, evaporador e absorvedor. O princípio de funcionamento é descrito a seguir:

Solução Refrigerante no Sistema Desligado

Imagine um sistema à absorção desligado e no nível. Verifique na figura 1, onde é mostrada a posição e o nível da solução refrigerante, representado com traços cruzados e diagonais.

Os tubos A e B são sinalizados em dois pontos diferentes, representando ser o mesmo tubo. Isto significa que a solução contida no tubo A não tem ligação com o tubo B, embora um passe internamente no outro. Isto explica os dois níveis diferentes da solução refrigerante, entre A e B. O circuito do tubo A mantém o mesmo nível do tanque (1), e o tubo B com o nível da entrada do absorvedor (2). Estes níveis permanecem durante o funcionamento normal do sistema, porém, a solução apresenta características diferentes.

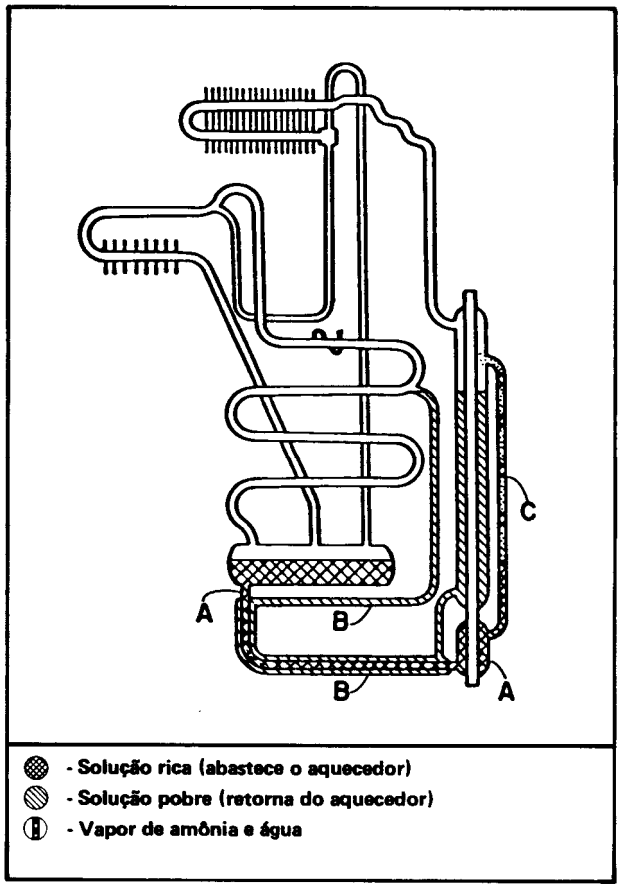


Fig. 2. - Funcionamento da bomba do sistema.

Início de Funcionamento

Ao acendermos o queimador a gás, querosene, ou ao ligarmos a resistência elétrica, aplicamos uma quantidade de energia calorífica no aquecedor. E, através de soldas de transmissão de calor, inicia-se o aquecimento da solução refrigerante, vinda do tanque.

Observe na figura 2 o movimento da solução no tubo A, que tem ligação somente com o tanque. (Solução Rica). Ao entrar no tubo C (bomba), a solução é aquecida e impulsionada (bombeada) para cima. Sabemos que a solução rica (que vem do tanque) tem uma concentração de amônia em torno de 34%, sendo que o resto é água destilada. Como os dois componentes têm pontos de ebulição (ferve) diferentes, o que vaporiza antes é a amônia. Contudo, o vapor de amônia, em alta temperatura, arrasta certa quantidade de água pelo tubo C.

Circuito da Solução Pobre

Como vimos no item anterior, a amônia evapora e arrasta consigo solução pobre (água). A água tem ponto de ebulição superior ao da amônia, e por isso o vapor de água não sobe até ao condensador. Verifique na figura 3 que a água, ao sair do tubo C (tubo da bomba), cai por gravidade, e desce pelo tubo B (tubo da solução pobre), saindo somente no absorvedor. Como são vasos comunicantes, o nível da solução pobre, no tubo B, permanece no mesmo nível que o tubo que entra no absorvedor. Visto que a amônia tem ponto de ebulição inferior ao da água e menor densidade (peso), não condensa e não cai por gravidade no tubo B (tubo da solução pobre).

O vapor de amônia sobe pelo tubo D (pré-ondensador) para posteriormente entrar no condensador.

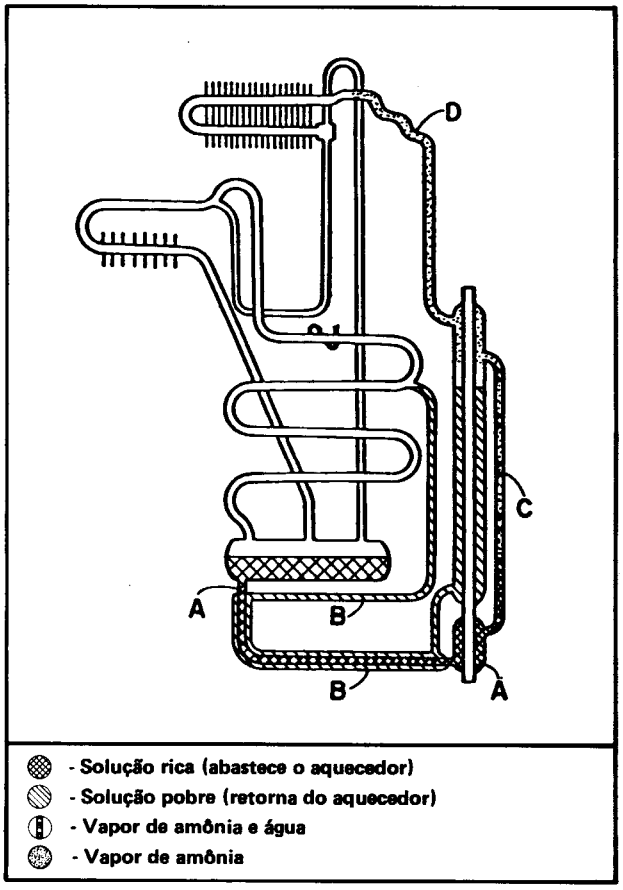


Fig. 3. - Tubo da solução pobre e vapor de amônia.

Circuito da Amônia Líquida

Após a amônia ter-se separado da água no aquecedor, segue para o condensador passando pelo tubo D (Fig. 4). O tubo D, denominado de pré-condensador ou retificador, tem a função específica de condensar (liqüefazer) o vapor de água que ocasionalmente sobe junto com o vapor de amônia. O vapor de água condensado retorna (por gravidade) para o tubo B, onde se dirige para o

absorvedor. O vapor de amônia segue até ao condensador, que é construído em forma de serpentina de tubos com aletas. As aletas têm a função de aumentar a superfície da área de troca de calor com o ambiente externo. A função do condensador é liqüefazer os gases (vapor de amônia) quentes, provenientes do aquecedor (tubo C). Na saída do condensador, o vapor de amônia, já liqüefeito (líquido) flui pelo tubo de amônia (tubo E) e, por gravidade, é conduzido até ao evaporador. Note que o nível da amônia líquida, no tubo E, permanece no mesmo nível que o da entrada do evaporador.

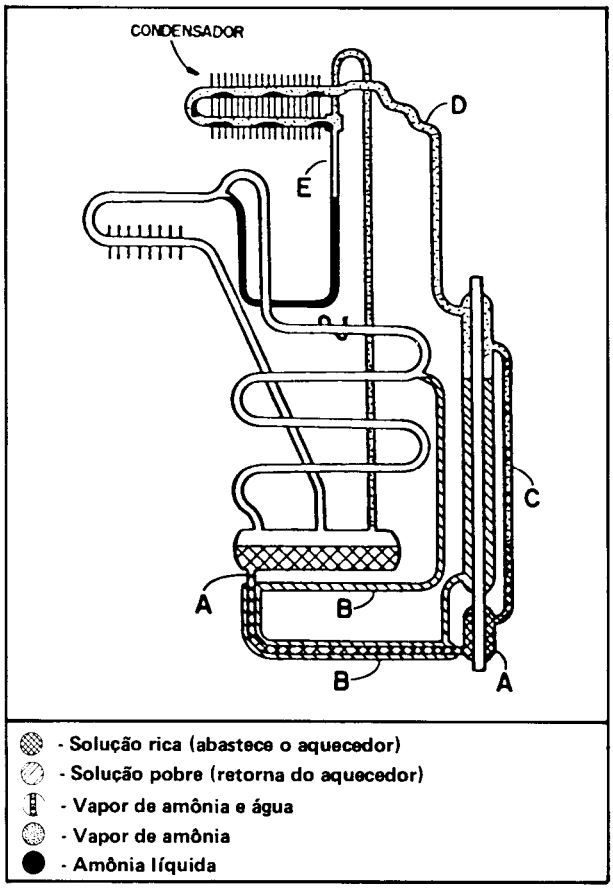


Fig. 4. - Condensação do vapor de amônia e tubo de amônia.

Função do Absorvedor

Nos itens anteriores vimos que a amônia sai do tanque, entra no aquecedor (tubo C), onde é vaporizada, e em seguida é liqüefeita no condensador. Também vimos que a solução pobre (água) retorna pelo tubo 8, até à entrada do absorvedor.

O absorvedor (Fig. 5) é uma serpentina em forma de espiral em desnível, que evita a parada da solução, para não prejudicar a circulação do hidrogênio. No absorvedor existem dois fluxos: a solução pobre desce, por gravidade, e o hidrogênio sobe (gás leve). Desta forma, o absorvedor tem dupla função:

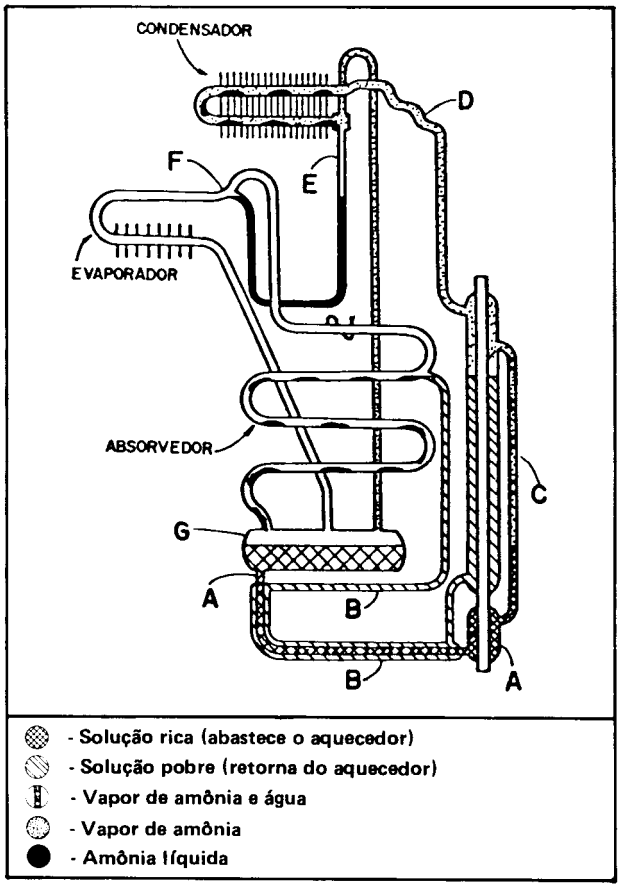


Fig. 5. Circuito da solução pobre e do hidrogênio.

A solução pobre, ao descer pelo tubo do absorvedor, se encontra com o hidrogênio, que está subindo, saturado com vapor de amônia. Como a água é absorvente, retira todo vapor de amônia do hidrogênio, deixando-o puro, e, consequentemente, mais leve, favorecendo gradativamente a subida do hidrogênio até ao evaporador.

A solução pobre que retorna do aquecedor (tubo B) é bem mais pobre que a solução encontrada no tanque (recipiente G). Caso não houvesse absorção de vapor de amônia do hidrogênio, esta solução entraria no tanque (G) e causaria baixa concentração da solução, prejudicando o comportamento do aquecedor.

Resumindo, o absorvedor purifica o hidrogênio, melhorando o rendimento do sistema, e enriquece a solução pobre, evitando alterações no funcionamento do aquecedor.

Evaporador

O evaporador (Fig. 6) do sistema à absorção de pequenos refrigeradores são confeccionado de tubos, em forma de serpentina. Como a função de um evaporador é evaporar um refrigerante, neste caso não é diferente. A amônia líquida, que sai do condensador, flui pelo tubo E, até à entrada do evaporador F. Pelo tubo H, o hidrogênio puro, sobe até se encontrar com a entrada da amônia. No instante em que a amônia líquida sai pelo tubo E, e entra no tubo F, encontra um ambiente de baixa pressão, possibilitando a expansão instantânea da amônia. Como sabemos, qualquer gás, na mudança de estado líquido para gasoso, absorve uma quantidade de calor. No nosso caso, essa mudança provoca o esfriamento dos tubos da serpentina do evaporador e este, por sua vez, troca calor com a carga (alimentos, etc.), contida no compartimento do refrigerador.

Retorno da Amônia

Após a amônia ter-se evaporado, mistura-se com o hidrogênio. (Fig. 7). Como o gás da amônia é mais pesado que o hidrogênio e os dois se misturam, descem, por gravidade, pelo tubo 1. Este gás pesado, através do tubo 1, se dirige até ao tanque (G), onde se encontra com a solução refrigerante mais pobre. Daí ocorre mais uma vez a absorção da amônia pela solução do tanque.

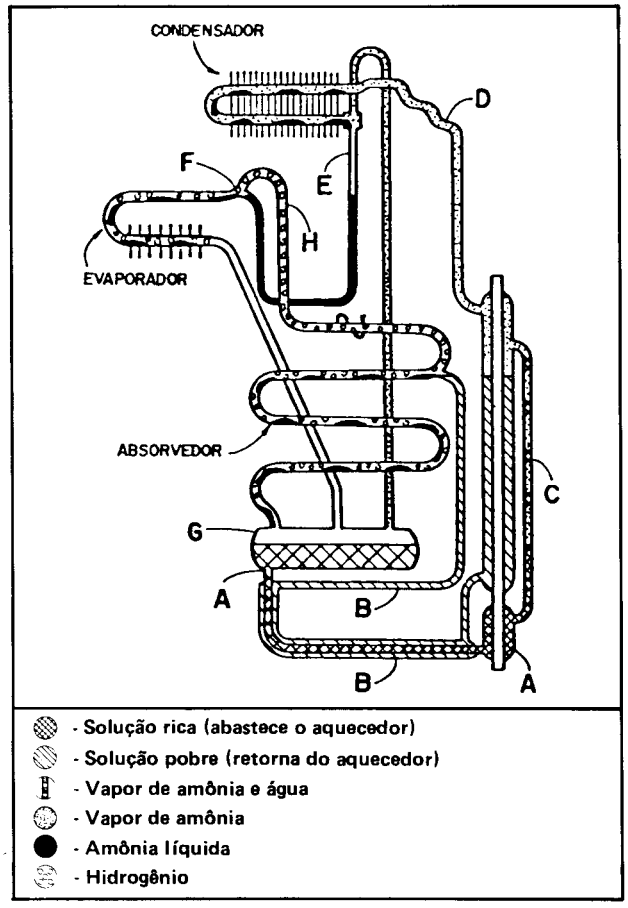


Fig. 6. - Entrada da amônia líquida e do hidrogênio no evaporador.

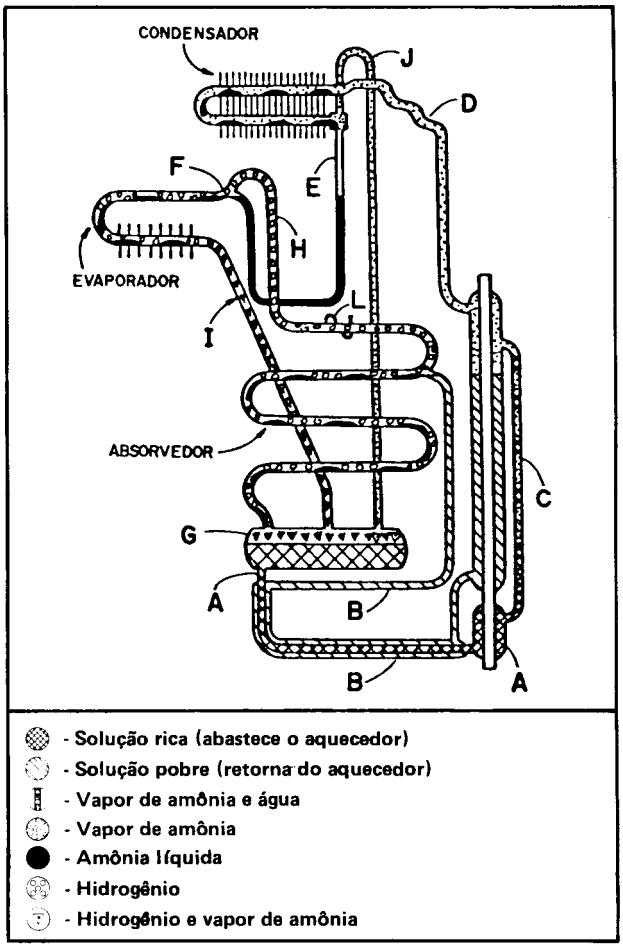


Fig. 7. - Retorno do gás de amônia ao tanque.

Funcionamento Normal

Anteriormente vimos, passo a passo, os tubos componentes, fluxo da solução e do hidrogênio, do sistema. Agora passaremos a analisar o funcionamento do sistema, em regime contínuo durante o funcionamento normal. Observamos, pela legenda da figura 8, que cada componente, ou tubo do sistema uma função especifica.

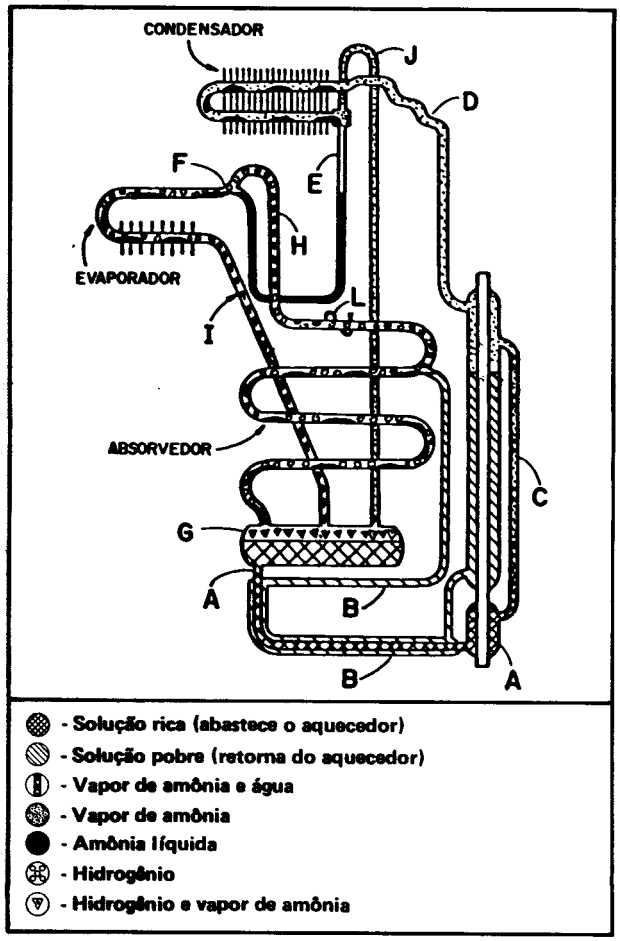


Fig. 8.2 - Funcionamento contínuo do sistema.

o mesmo percurso descrito anteriormente, formando um ciclo ininterrupto.

NOTA: Na figura 9, observamos que existem dois componentes (tubos) que não foram mencionados anteriormente. Isto porque eles não fazem parte de componentes necessariamente exigidos durante o funcionamento normal do sistema.

tubo estabilizador (J) tem a função única e específica de permitir que o vapor de amônia, proveniente do aquecedor, e que não atingiu a temperatura de condensação, possa Ter uma passagem de retorno para o tanque. Isto ocorre somente quando o refrigerador for instalado incorretamente, não permitindo a circulação de ar pelos componentes traseiros do sistema. Este componente atua também quando o refrigerador

Resumindo:

A solução refrigerante rica (aprox. 34%) que está no tanque (G) sai pelo tubo A, que abastece aquecedor. No aquecedor, a solução é aqui (ferve), e é vaporizada. O vapor da amônia pelo tubo C e entra no condensador, onde vapor de amônia (gás) é liqüefeita. Por gravidade, desce pelo tubo E, que entra no evaporador.

Sabemos, também, que a solução rica do tanque (G) contém água, e que esta não vaporiza com a amônia. Por isso, a água (solução pobre aprox. 15% de NH3) retorna pelo tubo B, tem ligação direta com o absorvedor.

A solução pobre, no absorvedor, tem a função específica de purificar o hidrogênio que sobe para o evaporador. No evaporador a amônia evapora, misturando-se com o hidrogênio, tornando-se um gás pesado, e, por gravidade, retorna ao tanque pelo tubo I. Este vapor de amônia cai no tanque (G), e é imediatamente absorvido pela solução. Esta solução, já em estado de mistura homogênea, inicia novamente

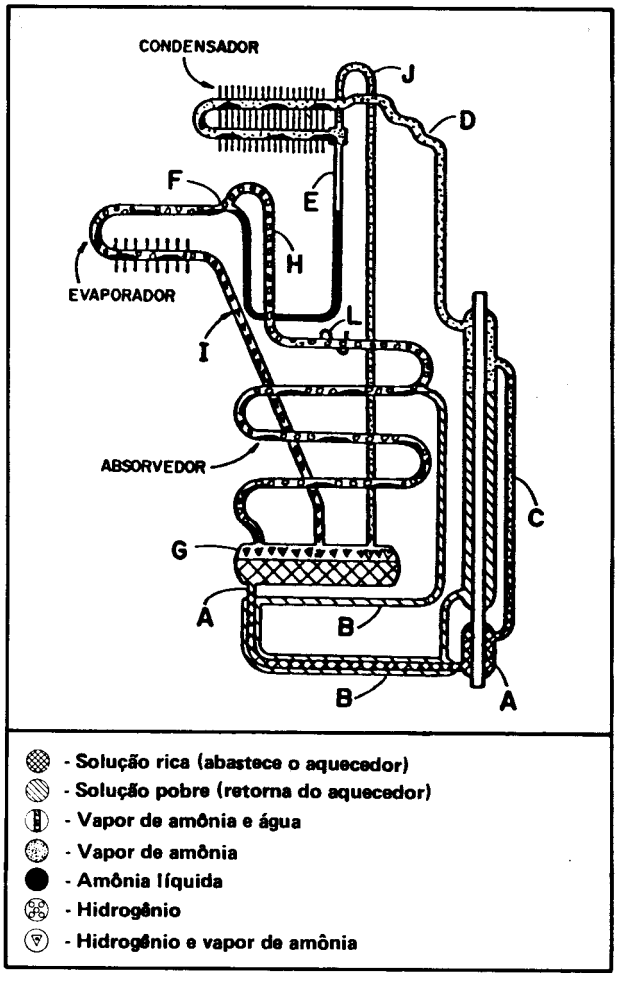


Fig. 9.2 - Componentes não exigidos pelo sistema durante o funcionamento normal.

é instalado em locais ou regiões de temperatura ambiente muito elevada, superior a 45oC .

A válvula de segurança (tubo L) é confeccionada em tubo de diâmetro de 6,0 mm, com liga fusível interna de baixo ponto de fusão (138oC). Está localizada num ponto do sistema (absorvedor) onde circula somente o hidrogênio. A função desta válvula é a de proteger o local onde o refrigerador estiver instalado, durante um incêndio, evitando que o sistema detone por excesso de pressão do hidrogênio, causando maiores danos.

15.1.1.2 Sistemas Industriais:

O ciclo de absorção de sistemas industriais é mostrado na figura 10. A operação de compressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido p uma solução liquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

Os fluxos de calor desce para os quatro trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, quanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera. Nestes sistemas geralmente é usado o brometo de lítio e água.

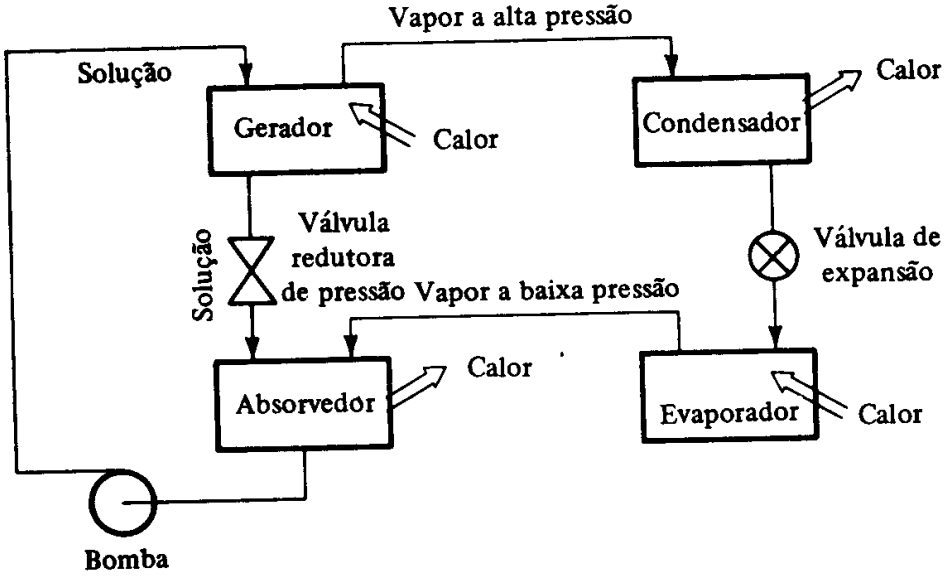


Figura 10 A unidade de absorção básica.

15.2 Refrigeração Termoelétrica:

Em um circuito fechado constituído por 2 metais diferentes Circula uma corrente elétrica sempre que as 2 junções forem mantidas a temperaturas diferentes. Sendo observado o inverso fazendo circular uma corrente elétrica na mesma direção da F.E.M. verificando-se o resfriamento do ponto de junção. O Bi2Te3 (Telureto de Bismuto) possui propriedades como material semicondutor que permite criar diferenças de temperaturas na ordem de 72oC.

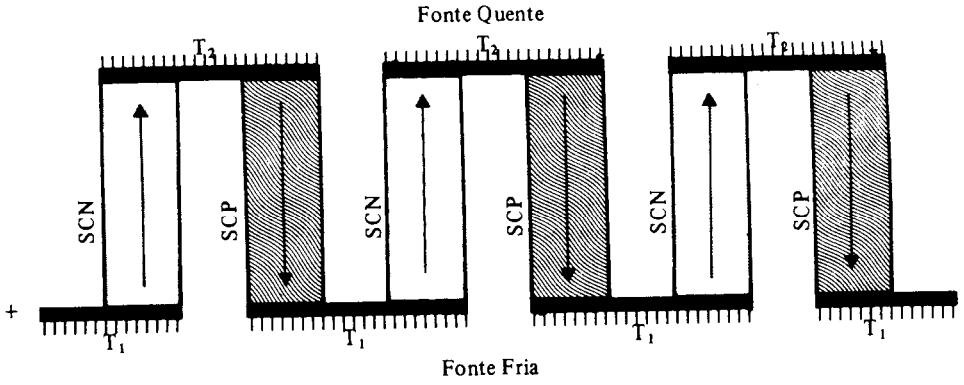


Figura 11

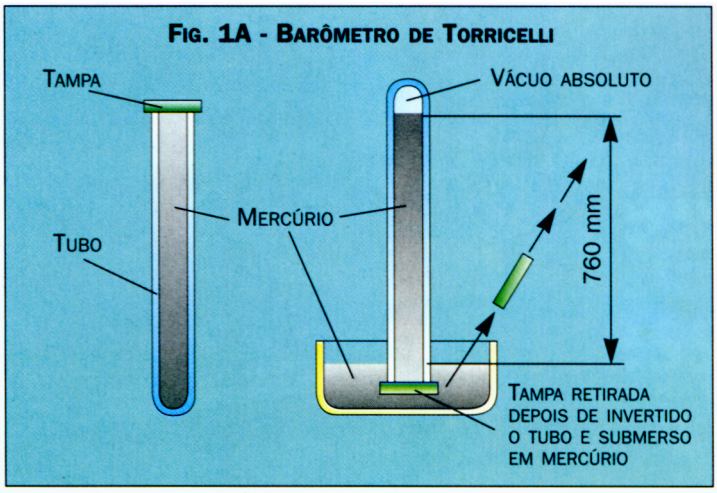
15.3 Refrigeração por Adsorção:

A absorção é um fenômeno pelo qual pondo-se em contato um sólido com uma mistura de fluído um destes é retido pelo sólido, resultando um enriquecimento do fluído não adsorvido. A adsorção verifica-se com o desprendimento de calor. A adsorção é mais usada para desumidificação do ar. Os absorventes mais comuns são sílica gel e alumínio ativado.

16 OPERAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS:

Pressão e vácuo

Como acontece com a maioria das grandezas físicas, também a pressão pode ser expressa em diversas unidades, principalmente o sistema métrico (kgf/cm2) e o sistema inglês (lbf/pol2 ou psi - "pounds per square inch"). Para a pressão atmosférica teríamos então:



1 atm. = 1,033 kgf/cm2 = 760mm Hg (mercúrio) = 14,7 psi = 29,92 pol Hg

Pressão é sempre a relação de uma força aplicada perpendicularmente a uma superfície pela área onde a força é aplicada. É expressa pela divisão dos kg ou lb de força pelos cm2 ou pol2 de área. Vale tanto para sólidos, como para líquidos e gases.

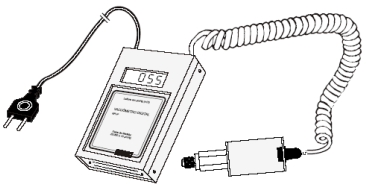
Instrumento e unidades

O refrigerista pode utilizar diversos medidores de pressão:

- barômetro
- manômetro com tubo de Bourdon (tipo mais comum)
- manômetro eletrônico
- manovacuômetro (com tubo de Bourdon), que mede tanto pressão positiva como negativa
- vacuômetro, exclusivo para pressões negativas.

VACUÔMETRO PORTÁTIL

NPI-P



IBRACON

MANUAL DO USUÁRIO

O vacuômetro, geralmente ligado a bombas de vácuo ou compressores, pode ser do tipo "tubo em U" (lembrando a experiência de Torricelli) ou eletrônico. Além de ser expressa em kgf/cm2 ou lbf/pol2 ou psi, existem outras unidades de medida de pressão. São o pascal (Newton/m2) e o bar e milibar (mb), que facilitam o trabalho com o pascal, uma unidade muito pequena. Assim 1 bar = 100.000 pascal e uma milibar = 100 pascal.

Importante: Um bar é praticamente igual a uma atmosfera. O mm Hg (milímetro da coluna de mercúrio) tem como submúltiplo mais importante para o refrigerista o mícron da coluna de mercúrio), que corresponde a 0,001mmHg. O mícron serve para expressar o grau de vácuo. Se dividirmos 1mm de Hg em 1000 partes, cada uma representa 1 mícron Hg.

Na operação e manutenção de sistemas de refrigeração devemos atentar para diversos fatores, a fim de executar um trabalho com qualidade e, por conseqüencia, garantir a satisfação do cliente. Dentre estes fatores, como limpeza, checagem de vazamentos, carga de gás, operação de soldagem, troca do filtro secador, etc., destacamos a evacuação do sistema como de fundamental importância para um desempenho satisfatório do produto e garantia de uma boa vida útil do compressor e demais componentes do circuito de refrigeração.A presença de gases não condensáveis e umidade no sistema produzem efeitos danosos aos componentes do sistema, e, portanto, devem ser eliminados.Os gases não condensáveis elevam a pressão e temperatura de descarga prejudicando o desempenho do produto. A umidade pode afetar o sistema de duas formas:
(a) ao congelar-se no dispositivo de expansão contribui para aumentar a restrição à passagem do gás refrigerante ou até mesmo bloquear o seu fluxo.

(b) ao reagir com o óleo lubrificante e o gás refrigerante, forma ácidos que provocam corrosões metálicas e deterioração da isolação do motor do compressor, podendo levar a queima desse componente.

Por esses motivos, a umidade deve ser ser eliminada e, para tanto, devemos utilizar uma bomba de vácuo de alto rendimento conectada ao sistema. O processo consiste em reduzir a temperatura de ebulição da água presente no sistema até que esta se iguale à temperatura ambiente. Neste ponto, a umidade vaporiza e é evacuada do sistema pela bomba de vácuo.
A utilização de uma bomba de alto vácuo para sistemas que possuem compressores carregados com o óleo Polyol ester - óleo adequado para os gases "ecológicos" HFC - é ainda mais necessária, já que este lubrificante é muito mais higroscópico que os óleos sintéticos (Alkylate) e mineral, presentes nos compressores que operam com gases CFC.

Atenção: nunca utilize um compressor para realizar vácuo. Compressores para refrigeração não são projetados para atingir níveis de vácuo suficientes para a eliminação da umidade do sistema. Para a completa desidratação do sistema, ou seja, remoção da umidade do mesmo, deve-se atingir valores abaixo de -29" de Hg e isso sé é possível com uma bomba de alto vácuo. Os fabricantes de produtos de refrigeração trabalham com níveis de vácuo da ordem de 150 a 200 microns. Um compressor para refrigeração atinge valores entre 50000 e 80000 microns. Para se ter uma idéia, a um nível de vácuo de 80000 microns (aproximadamente -27" polegadas de Hg) é necessária uma temperatura de aproximadamente 47ºC para que a umidade presente no sistema seja evacuada.

Seleção de Bombas de Vácuo

A escolha de uma bomba de vácuo é feita em termos de sua vazão em cfm (pés cúbicos por minuto) e depende do tempo requerido para atingir o nível especificado de umidade, do tamanho do sistema, da quantidade da umidade inicial contida no sistema e da dimensão das tubulações.

- 1,5 cfm: sistemas domésticos
- 3 a 5 cfm: sistemas comerciais
- 10 a 15 cfm: sistemas de grande porte

A fim de se obter maior eficiência no processo de evacuação, recomenda-se que o vácuo seja executado tanto pelo lado de alta como de baixa pressão. Como já dissemos no início dessa seção, a evacuação deve ser acompanhada de outros procedimentos complementares, como boa limpeza do sistema, checagem de vazamentos, troca do filtro secador e correta carga de gás, dentre outras. Uma outra recomendação importante é não deixar o sistema aberto à atmosfera por muito tempo, com o objetivo de evitar a entrada de contaminantes.

Os plugs do compressor somente devem ser retirados momentos antes de se efetuar a solda dos tubos. Utilize sempre equipamentos e componentes compatíveis com o sistema em manutenção. Em caso de dúvidas, consulte o fabricante de equipamentos ou componente.

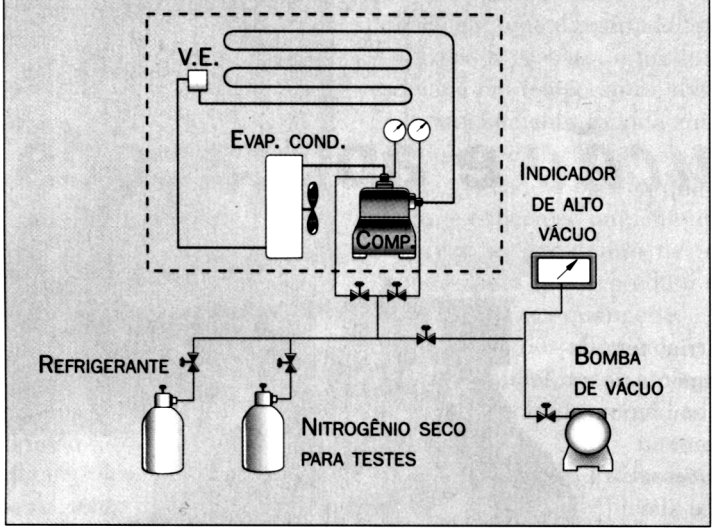
(1) Higroscopicidade é a tendência do óleo de absorver a umidade

Desidratação do sistema frigorífico utilizando uma bomba de vácuo

Considerações:

1. Na desidratação é aconselhável se evacuar o equipamento simultaneamente pela linha de baixa e de alta. Isto com o objetivo de evitar o deslocamento de umidade residual do condensador para o evaporador com o risco de condensação neste último dispositivo. Logo, há necessidade de se adaptar duas mangueiras nas respectivas tubulações e as extremidades livres a um "ponto comum", que pode ser um distribuidor "tubo de 1" improvisado com três artifícios, um múltiplo de combinação, uma conexão "T", uma cruzeta, etc., e uma terceira mangueira deste "ponto-comum" a sucção de bomba de vácuo ou compressor alternativo, aberto, de dois estágios;
2. Tem-se que efetuar a carga de refrigerante, logo após a desidratação sem se poder desconectar as mangueiras que foram utilizadas na evacuação;
3. É necessário que a mangueira que vai do "ponto comum" a bomba de vácuo assim como, a mangueira que vai do "ponto comum" a linha de impulsão do equipamento tenha registros, que serão fechados no momento da carga de refrigerante, a qual, será efetuada da linha de sucção do aparelho;
4. É uma boa norma depois da desidratação até atingir 500 microns, ministrar no equipamento uma carga de nitrogênio como complemento de evacuação. Esta prática também nos possibilita verificar vazamentos antes de proceder a carga de refrigerante propriamente dita. O gás nitrogênio é muito ávido de umidade e se determinada umidade residual resisitiu a desidratação por compressão inicial não deixará de ser evacuada junto com o gás na última evacuação. Por fim deve ser efetuado um último processo de desidratação que retirará o nitrogênio e a umidade remanecente. Este vácuo deve atingir 250 mícrons.
5. Se num equipamento de refrigeração houve o vazamento do refrigerante é sempre aconselhável também trocar o óleo lubrificante e o filtro secador.
6. Num equipamento de refrigeração que tem filtro secador pode-se conforme as circunstâncias colocar mais um filtro secador. Não há inconveniente em ficar com dois filtros secadores.

FIG. 2 - BOMBA DE VÁCUO ACOPLADA AO SISTEMA FRIGORÍFICO



Roteiro

1. Conecta-se a bom as mangueiras nas válvulas de serviço de alta e baixa pressão.
2. Põe-se em marcha a bomba de vácuo.
3. Logo que este resultado seja atingido (500 μ), isole o compressor e a bomba fechando as válvulas correspondentes, e encher o circuito de nitrogênio dilatado.
4. Recomeçar a colocação sob vácuo, de modo a se ter certeza de ter eliminado não só o ar do circuito, mas igualmente o vapor de água que, se dele ainda restavam alguns vestígios após a primeira colocação sob vácuo, se difundiu no nitrogênio e foi eliminado quando da segunda operação.
5. Fecha-se o registro da mangueira que vai para a bomba de vácuo.
6. Desliga-se a bomba de vácuo;
7. Fecha-se o registro da mangueira que se acha conectada a descarga do compressor;

Carga de Refrigerante:

1. Abre-se o cilindro de refrigerante;
2. Põe-se em marcha o compressor;
3. Controla-se no manômetro ligado a linha de baixa (sucção) até atingir a pressão de carga de refrigerante necessária para o equipamento;
4. Para se desconectar as mangueiras e vedar com tampões as extremidades livres das conexões e respectivas linhas.