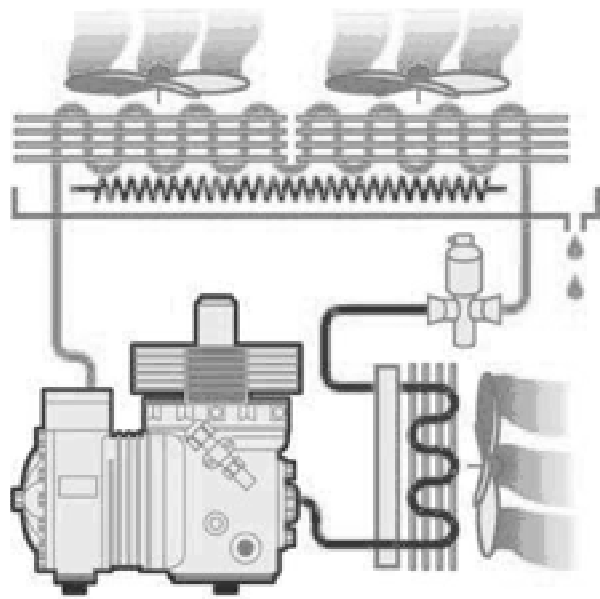


UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO



Faculdade de Engenharia e Arquitetura

Refrigeração e Ar Condicionado



Prof. Eng. MILTON SERPA MENEZES

Passo Fundo - RS, março/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 |
| Condicionamento de Ar | 19 |
| Carga térmica de Aquecimentos: | 19 |
| 4.1 Carga térmica pelo fechamento opaco | 20 |
| 4.2 Carga de condução pelo fechamento transparente (vidro) | 20 |
| 4.3 Carga devido a irradiação solar pelo vidro: | 20 |
| 4.4 Carga térmica devido à pessoas: | 20 |
| 4.5 Carga térmica devido a iluminação:..... | 20 |
| 4.6 Carga térmica devido aos equipamentos | 21 |
| 4.7 Carga devido ao ar exterior: | 21 |
| 4.8 Carga térmica devido ao produto: | 21 |
| 5 REFRIGERAÇÃO: | 45 |
| 5.1 Refrigerante:..... | 45 |
| 5.2 Funcionamento : | 45 |
| 5.3 Propriedades dos Refrigerantes:..... | 46 |
| 5.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia: | 46 |
| 5.5 Parâmetros Mais Importantes:..... | 47 |
| 5.6 Ciclos frigoríficos com trocadores de calor: | 49 |
| 5.7 Ciclo Real de Compressão a Vapor: | 50 |
| 5.8 Exemplos de sistemas frigoríficos..... | 50 |
| 6 COMPRESSORES:..... | 63 |
| 6.1 Tipos de compressores: | 63 |
| 6.2 Compressores Alternativos: | 63 |
| 6.3 Compressores Rotativos ou de Palheta: | 67 |

| | | |
|------|---|-----|
| 6.4 | Compressores de Parafuso: | 68 |
| 6.5 | Compressores Centrífugos: | 68 |
| 6.6 | Compressores Scroll:..... | 70 |
| 7 | CONDENSADORES:..... | 74 |
| 7.1 | Capacidade dos Condensadores:..... | 74 |
| 7.2 | Tipos de Condensadores: | 74 |
| 7.3 | Coeficiente Médio de Transferência de Calor:..... | 76 |
| 7.4 | Coeficiente Global de Transferência de Calor: | 77 |
| 7.5 | Diferença Média Logarítmica de temperatura: | 77 |
| 7.6 | Dimensionamento de Condensadores: | 77 |
| 8 | EVAPORADORES:..... | 79 |
| 8.1 | Evaporadores de Expansão Direta: | 79 |
| 8.2 | Evaporadores de Expansão Indireta:..... | 81 |
| 8.3 | Dimensionamento de um Evaporador:..... | 81 |
| 8.4 | Lavadores de Ar:..... | 81 |
| 9 | DISPOSITIVOS DE EXPANÇÃO :..... | 82 |
| 9.1 | Tubos Capilares:..... | 82 |
| 9.2 | Válvula de Expansão Termostática | 83 |
| 9.3 | Válvula Manual | 85 |
| 9.4 | Válvula de Expansão Constante ou Automática: | 85 |
| 9.5 | Válvulas de Bóia: | 85 |
| 9.6 | Válvulas de Expansão Elétrica:..... | 86 |
| 9.7 | Pistões: | 86 |
| 10 | REFRIGERANTES:..... | 87 |
| 10.1 | Compostos Halocarbônicos:..... | 87 |
| 10.2 | Compostos Inorgânicos | 87 |
| 10.3 | Hidrocarbonetos: | 87 |
| 10.4 | Azeotropos: | 87 |
| 10.5 | Características Termodinâmicas: | 88 |
| 10.6 | Propriedades Físicas e Químicas:..... | 88 |
| 10.7 | Escolha de Refrigerantes:..... | 88 |
| 10.8 | Fluídos Alternativos: | 89 |
| 10.9 | Refrigerantes Secundários :..... | 90 |
| 11 | SISTEMAS MULTI PRESSÃO: | 91 |
| 11.1 | Separador de Líquidos:..... | 91 |
| 11.2 | Resfriamento Intermediário: | 91 |
| 11.3 | Sistema com Um Evaporador e Um Compressor: | 92 |
| 11.4 | Sistema com Dois Evaporadores e Um Compressor:..... | 92 |
| 11.5 | Sistema com Dois Compressores e Um Evaporador:..... | 93 |
| 11.6 | Sistema de Dois Compressores e Dois Evaporadores:..... | 93 |
| 11.7 | Ciclo Binário ou em Cascata:..... | 94 |
| 12 | TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE: | 96 |
| 12.1 | Movimento do Óleo: | 96 |
| 12.2 | Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade: | 97 |
| 12.3 | Linha de descarga:..... | 97 |
| 12.4 | Linha de líquido: | 97 |
| 12.5 | Linha de sucção:..... | 98 |
| 13 | TORRES DE ARREFECIMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS:..... | 106 |

| | | |
|------|---|-----|
| 13.1 | Torres de Arrefecimento: | 106 |
| 13.2 | Condensadores Evaporativos: | 108 |
| 14 | OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO: | 109 |
| 15 | AR CONDICIONADO: | 112 |
| 15.1 | Conforto Térmico:..... | 112 |
| 15.2 | Condições de Projeto:..... | 118 |
| 15.3 | Tratamento do Ar: | 118 |
| 15.4 | Sistema de Condicionamento de Ar:..... | 118 |
| 15.5 | Projeto de instalação de ar condicionado: | 120 |
| 15.6 | Dados práticos | 123 |
| 16 | VENTILAÇÃO: | 126 |
| 16.1 | Composição do Ar:..... | 126 |
| 16.2 | Quantidade de Ar Necessário a Ventilação:..... | 126 |
| 16.3 | Tipos de Ventilação:..... | 127 |
| 16.4 | Distribuição do ar em recinto: | 129 |
| 16.5 | Perda de carga em dutos:..... | 129 |
| 16.6 | 6.6. Dimensionamento dos Dutos: | 132 |
| 16.7 | BOCAS DE INSUFLAMENTO: | 136 |
| 16.8 | Filtros: | 142 |
| 16.9 | Ventiladores. | 145 |
| 17 | OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: | 146 |
| 17.1 | Refrigeração por Absorção: | 146 |
| 17.2 | Refrigeração Termoelétrica:..... | 152 |
| 17.3 | Refrigeração por Adsorção: | 152 |
| 18 | SISTEMA DE CALEFAÇÃO : | 153 |
| 18.1 | Calefação Local:..... | 153 |
| 18.2 | Calefação Central por Meio de Água Quente: | 154 |
| 18.3 | Elementos de uma instalação de calefação central por meio de água quente: | 156 |
| 18.4 | Circulação da Água : | 157 |
| 18.5 | Calefação Central por Meio de Ar Quente:..... | 157 |
| 18.6 | Água Quente para Consumo: | 157 |
| 18.7 | Aquecimento Solar de Água: | 158 |
| 19 | OPERAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS: | 159 |

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)
- **Escala Relativas:** Celcius -Fahrenheit
- **Escala 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 →J →kcal →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 °K (ou °C) 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:**

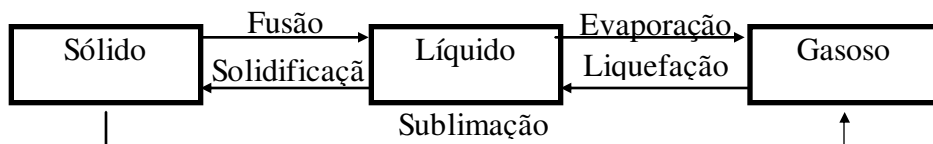
Ex.: Cálculo das quantidades de calor necessário para o aquecimento de 1 kg de água a 20 °C até vapor a 150 °C.

Água de 20 a 100 °C →Q_s = 1.1.80 = 80 kcal

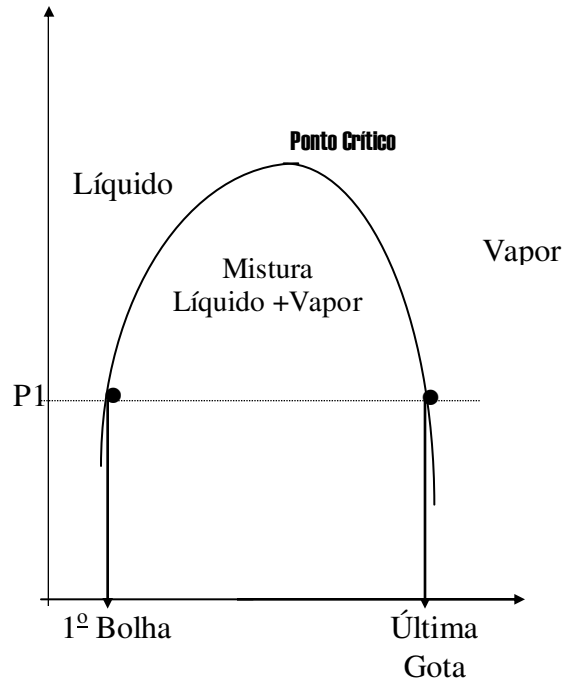
Água/Vapor →Q_l = 1.(370-101,8) = 268,3 kcal

Vapor a 100 °C até vapor a 150 °C →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.: m³/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 °C em água a 0 °C.
- **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 (m ³ /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)

$$1 \text{ TR} = 3.024 \text{ kcal}$$

$$1 \text{ TR} = 12.000 \text{ BTU}$$

$$1 \text{ TR} = 3.516 \text{ kW}$$

Energia, calor, potência

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

$$1 \text{ J} = 1 \text{ W} \cdot \text{s} = 1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ J} = 10^7 \text{ ERG}$$

$$1 \text{ BTU} = 1055,4 \text{ J}$$

$$1 \text{ BTU} = 1055,4 \text{ W} \cdot \text{s}$$

$$1 \text{ BTU} = 1055,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1 \text{ BTU} = 252 \text{ cal}$$

$$1 \text{ BTU} = 0,252 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ BTU} = 778,161 \text{ ft} \cdot \text{lb}$$

$$1 \text{ BTU/h} = 0,2931 \text{ W}$$

$$1 \text{ BTU/h} = 0,2931 \cdot 10^{-3} \text{ kW}$$

$$1 \text{ BTU/h} = 3,93 \cdot 10^{-4} \text{ HP}$$

$$1 \text{ BTU/h}^\circ\text{F} = 0,5274 \text{ W}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ BTU/h ft}^\circ\text{F} = 1,7303 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ BTU/lb} = 2325,9 \text{ J/kg}$$

$$1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} = 4186,69 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ BTU/h}^\circ\text{F} = 0,5274 \text{ W}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ BTU/h ft}^2 = 3,1537 \text{ W/m}^2$$

$$1 \text{ BTU/h ft}^2^\circ\text{F} = 5,6767 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ cal} = 4,1868 \text{ J (ou W} \cdot \text{s ou N} \cdot \text{m)}$$

$$1 \text{ kcal} = 4186,8 \text{ J ou 4,1868 kJ}$$

$$1 \text{ kcal/h} = 1,163 \text{ W}$$

$$1 \text{ cal} = 3,968 \cdot 10^{-3} \text{ BTU}$$

$$1 \text{ kcal} = 3,968 \text{ BTU}$$

$$1 \text{ W}^\circ\text{C} = 1,8961 \text{ BTU/h}^\circ\text{F}$$

$$1 \text{ h}^\circ\text{F/BTU} = 1,896^\circ\text{C/W}$$

$$1 \text{ HP} = 550 \text{ ft} \cdot \text{lb/s}$$

$$1 \text{ HP} = 745,7 \text{ W}$$

$$1 \text{ HP} = 1,014 \text{ cv}$$

$$1 \text{ cv} = 736 \text{ W} = 75 \text{ kgfm/s}$$

$$1 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2^\circ\text{F} = 4,883 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ BTU/h} = 0,252 \text{ Kcal/h}$$

$$1 \text{ Wh} = 3,413 \text{ BTU}$$

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

$$1 \text{ m}^3/\text{h} = 1 \text{ GPM} \times 0,2278$$

$$1 \text{ pol} = 2,54 \text{ cm}$$

$$1 \text{ kw-h} = 3413 \text{ BTU}$$

$$1 \text{ kw-h} = 860 \text{ kcal}$$

$$1 \text{ TR} = 12\,000 \text{ BTU/h} \cdot 3,52 \text{ kW}$$

$$1 \text{ TR} \cong 3\,024 \text{ kcal/h}$$

Pressão

$$1 \text{ kg/cm}^2 = 14,22 \text{ psi}$$

$$1 \text{ psi} = 0,070307 \text{ kg/cm}^2 \approx 7 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ mm Hg} = 133,3 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ kPa} = 10^{-2} \text{ kgf/cm}^2$$

$$1 \text{ atm} = 1,0132 \text{ bar}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ N/m}^2 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 14,7 \text{ psi}$$

$$1 \text{ kPa} = 10^{-1} \text{ m H}_2\text{O}$$

$$1 \text{ atm} \cong 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ atm} = 10,33 \text{ m de CA}$$

$$1 \text{ atm} = 34 \text{ ft de CA}$$

$$1 \text{ m H}_2\text{O} = 10^4 \text{ Pa} = 1 \text{ dbar}$$

Diversos

$$1 \text{ CFM} = 0,0283 \text{ MCM}$$

$$1 \text{ CFM} = 1,698 \text{ m}^3/\text{h} \approx 1,7 \text{ MCH}$$

$$\Delta^\circ\text{C} = \frac{5}{9} \Delta^\circ\text{F} \quad ^\circ\text{C} \approx \frac{5}{9} (^\circ\text{F} - 32)$$

$$1 \text{ BTU} \cdot \text{in/h ft}^2^\circ\text{F} = 0,144 \text{ W/m}^\circ\text{C} =$$

$$= 2,583 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ FPM} = 5,08 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$1 \text{ BTU/h ft}^\circ\text{F} = 1,488 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C} =$$

$$= 0,00413 \text{ cal/s cm}^\circ\text{C} =$$

$$= 0,0173 \text{ W/cm}^\circ\text{C}$$

$$1 \text{ FPM} = 0,3048 \text{ MPM}$$

$$1 \text{ m} = 3,28 \text{ pés}$$

$$1 \text{ pé} = 0,3048 \text{ m}$$

$$1 \text{ m}^2 = 10,76 \text{ pés quadrados}$$

$$1 \text{ pé}^2 = 0,093 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ m}^3 = 35,31 \text{ pés cúbicos}$$

2 PSICROMETRIA :

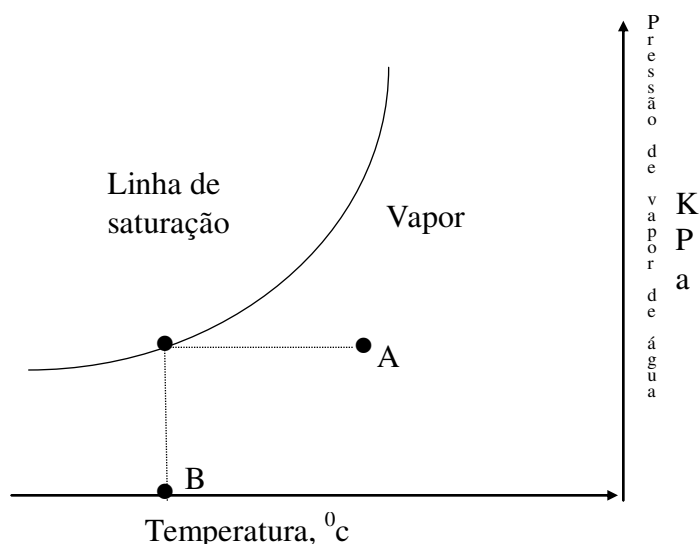
Psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. O ar ambiente é uma mistura mecânica de gases e vapor de água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos a água deve ser removida do ar, e em outros adicionada.

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:

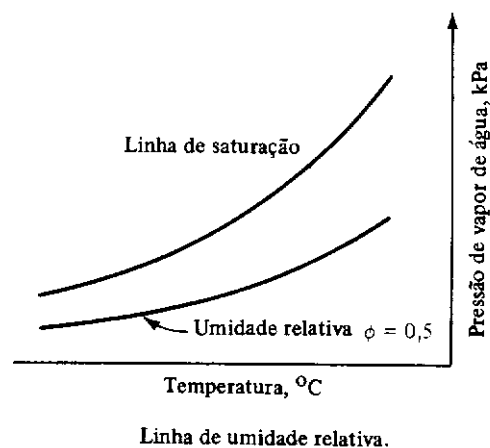
As Cartas Psicrométricas apresentam como coordenadas a temperatura t , no eixo das abcissas e a pressão de saturação do vapor da água P_s (provisoriamente) no eixo das ordenadas.

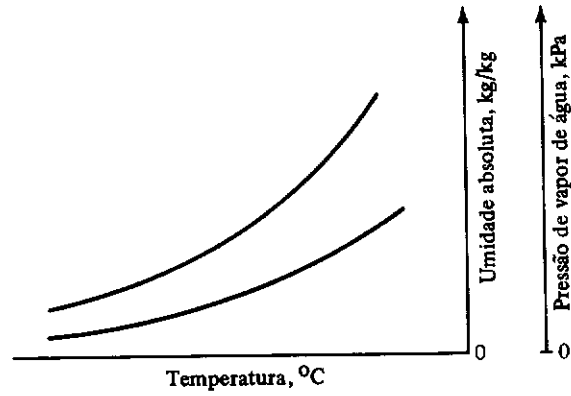


A presença de Ar no vapor de água não altera o comportamento deste. A região de importância da carta será aquela limitada pelo eixos de coordenadas e a linha de saturação. Se o estado da mistura se dá sobre a linha de saturação o ar diz-se saturado, significando que uma redução adicional da temperatura 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.

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.

$$\phi = \frac{\text{Pressão parcial do vapor de água}}{\text{Pressão de saturação de água pura a mesma temperatura}}$$

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:

$$m = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

$$W = \frac{m_{\text{vapor de água}}}{m_{\text{ar seco}}} = \frac{P_s V / R_s T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_s / R_s}{P_a / R_a} \quad \text{Como } P_t = P_a + P_s$$

$$P_a = P_t - P_s$$

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

Onde :

W = Umidade Absoluta (Kg de vapor/Kg de Ar)

V = Volume da Mistura (m^3)

P_t = Pressão Atmosférica (Pa)

P_a = Pressão Parcial do Ar Seco (Pa)

P_s = Pressão Parcial do Vapor (Pa)

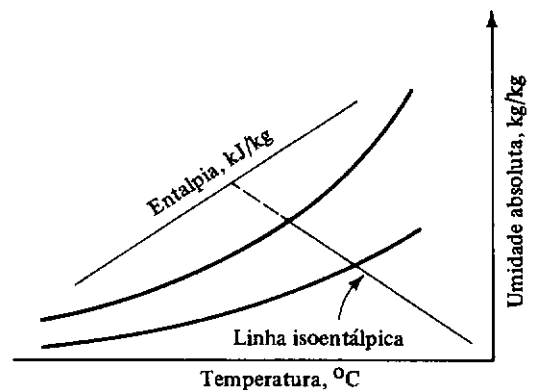
R_a = Constante de Gás do ar Seco (287 J/Kg.K)

R_s = Constante de Gás do Vapor (461,5 J/Kg.K)

T = Temperatura Absoluta (K)

Introduzindo os Valores teremos :

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



Linha isoentálpica.

2.5 ENTALPIA:

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

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

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

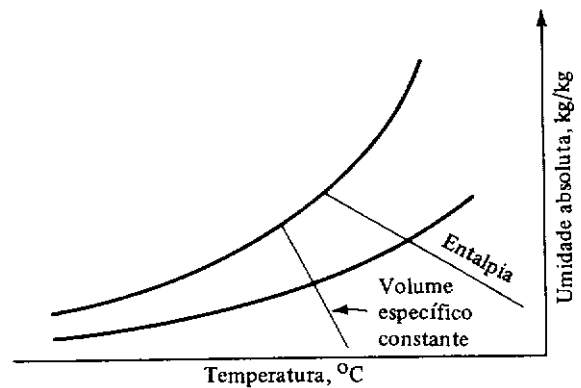
T = Temperatura da mistura

h_g = Entalpia do vapor saturado à 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:

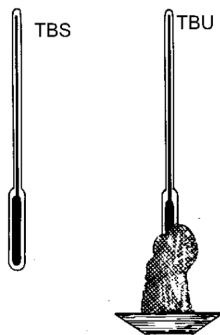
$$v = \frac{R_a \cdot T}{P_a} = \frac{R_a \cdot T}{P_t - P_s} \text{ (m}^3 \text{ / kg)}$$



Linha de volume específico constante.

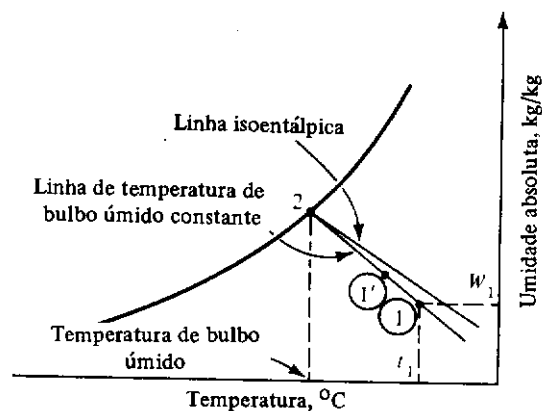
2.7 TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO :

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.



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.



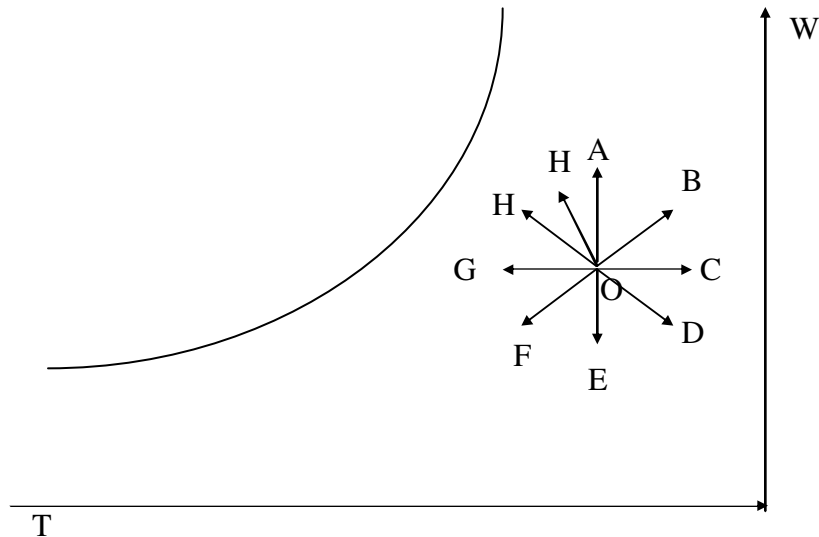
Linha de temperatura de bulbo úmido termodinâmica constante.

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:



\vec{AO} - **Umidificação sem Aquecimento:** Se obtém através da injeção de vapor saturado.

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

\vec{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.

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

\vec{OE} - **Desumidificação:** É obtido com a combinação de dois processos \vec{OF} e \vec{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.

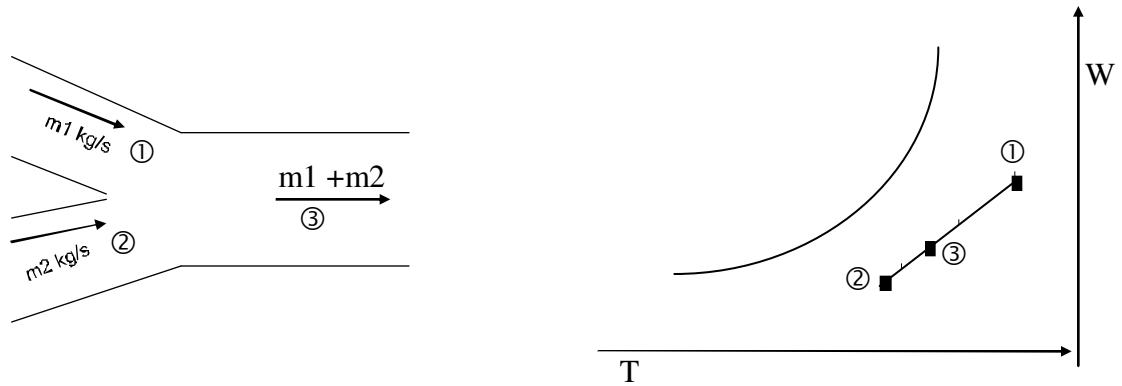
\vec{OF} - **Resfriamento com Desumidificação:** Pode ser obtida através da passagem do ar em uma superfície (serpentina) com temperatura inferior ao ponto de orvalho.

\vec{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).

\vec{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.

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

Mistura de Duas Correntes de Ar:



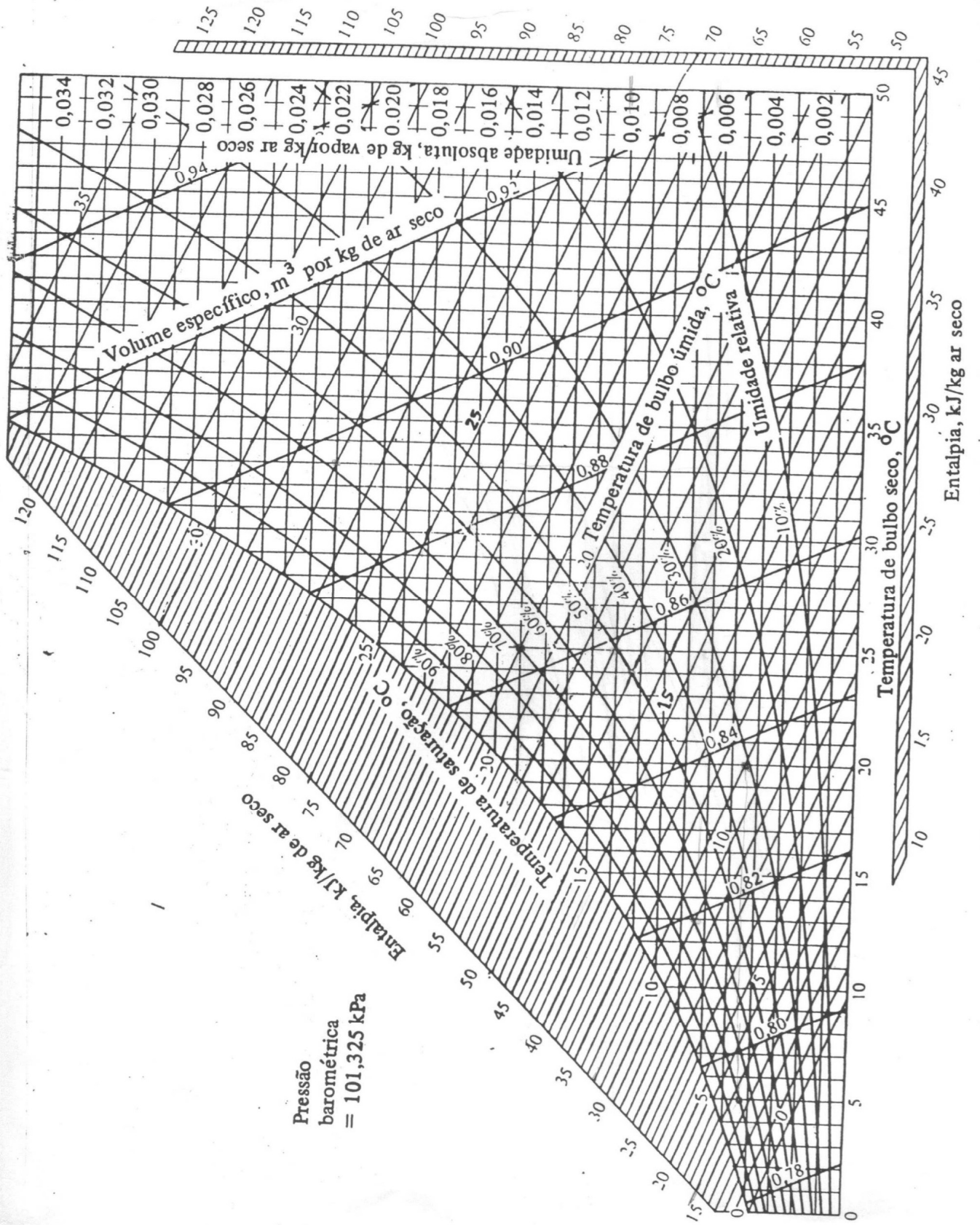
Um dos processos Psicrométricos mais freqüentemente encontrado, é a mistura de duas ou mais correntes de Ar com condições iniciais diferentes, em tais casos, a condição da mistura resultante é prontamente determinada através do uso de uma simples comparação massa energia.

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 Psicrométrica abaixo. Aplicando-se as equações de conservação de energia e de massa $m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_3$ 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:

$$m_1 w_1 + m_2 w_2 = (m_1 + m_2) w_3$$

$$m_1 T_1 + m_2 T_2 = (m_1 + m_2) T_3$$



EXERCÍCIOS

- 1) Determine a umidade absoluta de ar com 60% de umidade relativa e uma temperatura de 30°C, 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°C.
- 3) Qual é o volume específico de uma mistura ar-vapor de água cuja temperatura é de 24 °C e a umidade relativa de 20%, à pressão barométrica padrão?
- 4) Uma amostra de ar apresenta uma temperatura de bulbo seco de 30°C e uma temperatura de bulbo úmido de 25°C. 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 °C e 25 °C. O ar de retorno, a 24 °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) 59,1kJ/kg; (b) 0,01198 kg/kg; (~ 28,6°C).
- 6) Um ar à temperatura $TBS = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa de 60% é aquecido através da passagem em uma bobina para $TBS = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Acréscimo de calor sensível). Achar: para $TBS = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, a temperatura TBU e a umidade relativa, bem como a quantidade de calor adicionada ao ar por kg de ar fluente.
- 7) Um ar à temperatura $TBS = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $UR = 50\%$ é resfriado até a temperatura $TBS = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $TBU = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$.
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 °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: $TBS = 25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa = 50 %
Externas $TBS = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $TBU = 27,2\text{ }^{\circ}\text{C}$
A percentagem do ar exterior é 20% do total. Quais as temperatura TBS e TBU da mistura?
- 10) As condições do ar exterior são: $TBS = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa 65% . As condições a serem mantidas no recinto são $TBS = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ e umidade. relativa 45%. Se a vazão de ar é de 125 m³, 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 | Poliestireno expandido | Poliuretano expandido |
|---|--------------------|----------------|------------------------|-----------------------|
| Densidade (Kg/m ³) | 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/m ²) | 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:

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

$$\alpha_{2(\text{exterior})} = 25 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

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:

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

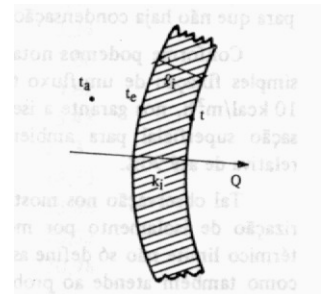
Adota-se como orientação definir valores de $\frac{Q}{S} = K\Delta T$, que classifica-se de acordo com a qualidade de isolamento:

| Classificação do isolamento | Valores de $\frac{Q}{S}$ Kcal/m ² h |
|-----------------------------|--|
| 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:

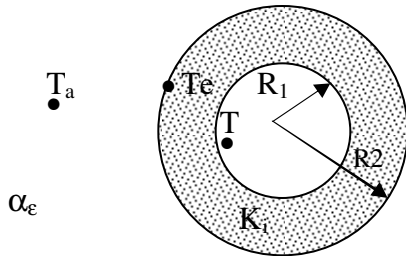
$$l_i = \frac{k_i}{Q/S} (T_o - T) \cong \frac{k_i}{Q/S} (T_a - T)$$



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:



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

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

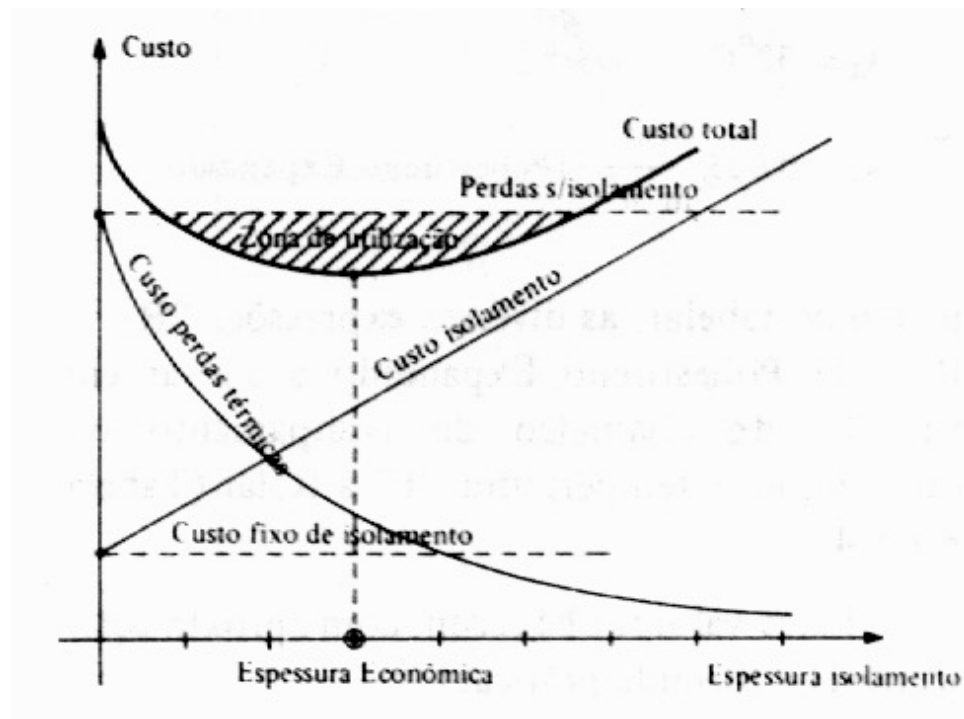
$$\frac{Q}{S} = \frac{Q}{2\pi R_2 L} = \alpha_e (T_a - T_e)$$

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.

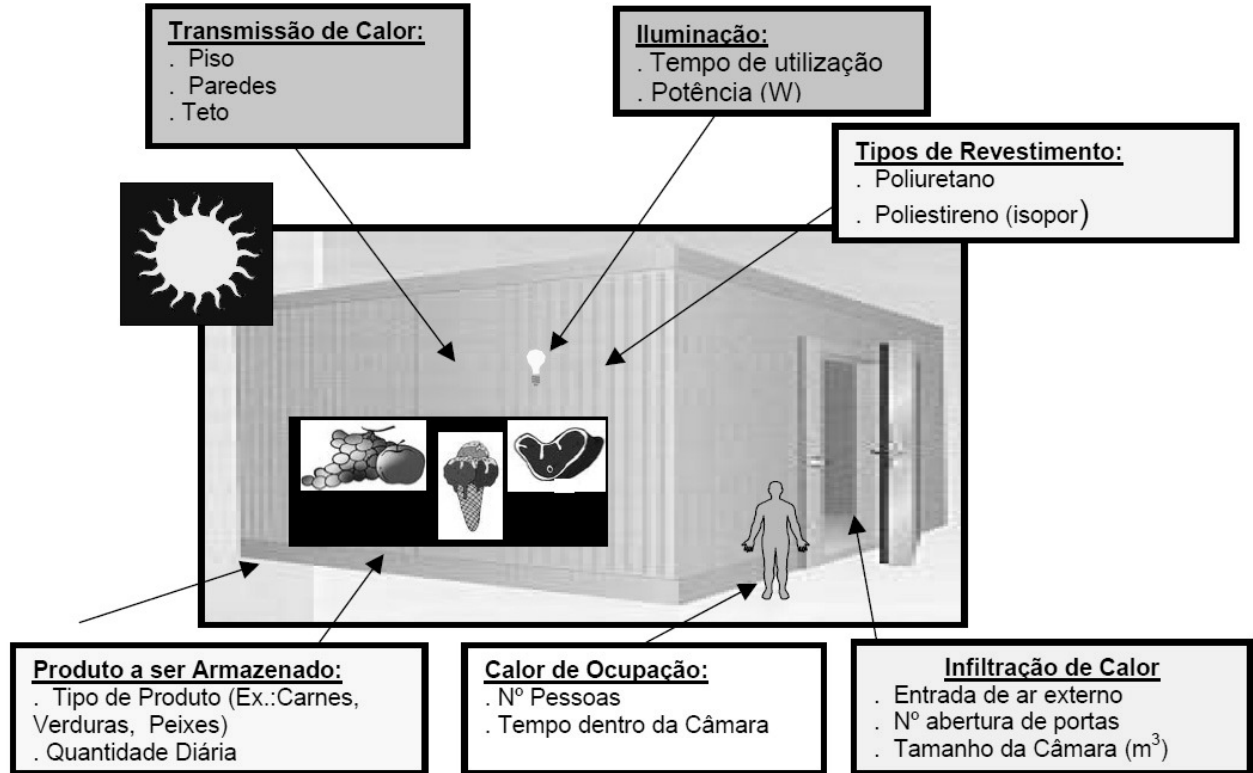
A espessura econômica do isolamento será para a qual a soma do custo das perdas térmicas e do custo de amortização do material isolante é um mínimo (ver figura abaixo).



4 CARGA TÉRMICA:

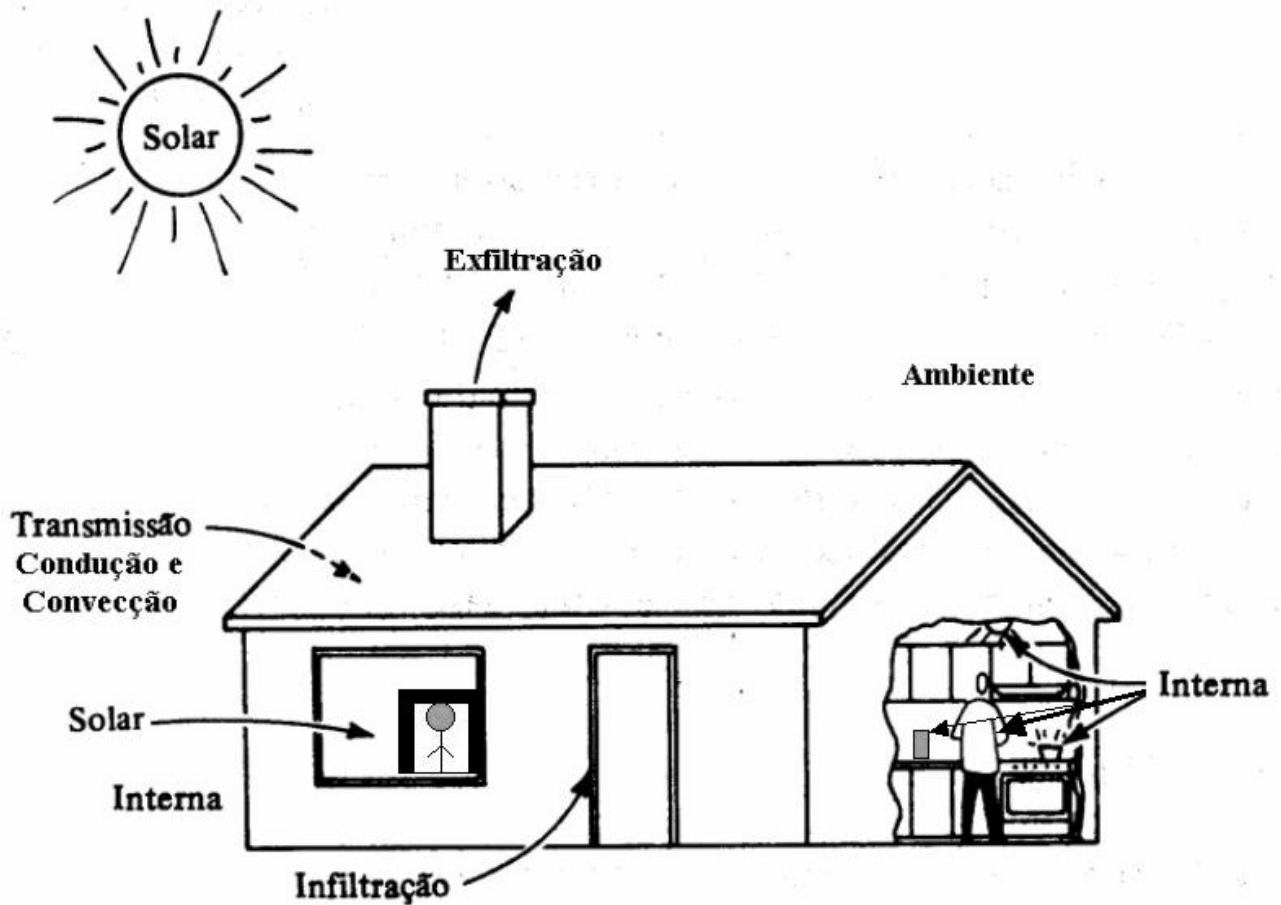
Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, na unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas.

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



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

Condicionamento de Ar



- Insolação
- Condução
- Pessoas
- Infiltração de Ar
- Renovação de ar
- Iluminação
- Equipamento

Carga térmica de Aquecimentos:

- Condução
- Infiltração de Ar
- Parcela a Diminuir
(Que Ajudam no Aquecimento)

*Pessoas
 Iluminacao
 Equipamentos*

4.1 Carga térmica pelo fechamento opaco

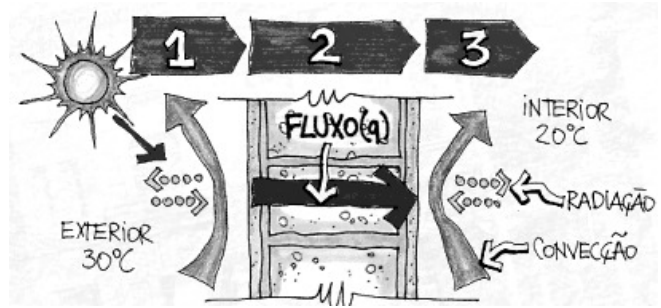
Esta é uma parcela de calor sensível transmitido através das superfícies opacas que limitam o ambiente por condução e insolação.

$$Q_{FO} = q_{FO} \times A_{FO}$$

Onde

$$q_{FO} = U(\alpha.I.R_{se} + \Delta T) \rightarrow [W / m^2]$$

$$A_{FO} = \text{Área total da superfície opaca em } m^2$$



4.2 Carga de condução pelo fechamento transparente (vidro)

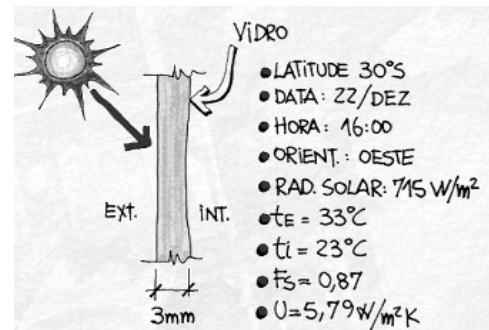
Esta é uma parcela de calor sensível transmitido através das superfícies que limitam o ambiente por condução.

$$Q_A = q_A \times A_A$$

Onde:

$$q_A = U \times \Delta T \rightarrow [W / m^2]$$

$$A_A = \text{Área total de Aberturas de Vidro em } m^2$$



4.3 Carga devido a irradiação solar pelo vidro:

Esta é uma parcela de calor sensível devido a energia de radiação solar ganho pelo vidro.

$$Q_S = q_S \times A_S$$

Onde:

$$q_S = F_S \times I \rightarrow [W / m^2]$$

$$A_S = \text{Área total de Aberturas de Vidro que recebe insolação em } m^2$$

4.4 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.

$$Q_o = q_o \times n \quad \left\{ \begin{array}{l} n \rightarrow \text{n}^\circ \text{ de ocupantes do ambiente (densidade de ocupação indicada na Tab. 2 da Parte 3 da NBR-16401).} \\ q_o \rightarrow \text{calor liberado por pessoa e p/ hora (Tab. B.1 parte 1 da NBR-16401).} \end{array} \right.$$

4.5 Carga térmica devido a iluminação:

Calor dissipado pelas luminárias. No caso da lâmpadas incandescentes é só somar a carga total instalada de lâmpadas. Já para as lâmpadas fluorescentes deve ser usado as seguintes fórmulas.

$$Q_l = Q_r + Q_i$$

Onde:

$$Q_r = q_r \times z$$

q_r = Perda de energia nos reatores, ver tabela CT 01

z = Número de reatores

$$Q_i = q_i \times x$$

q_i = Potência das Lâmpadas

x = Número de lâmpadas

(A Tab. B.2 da NBR-16401 traz taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação para ambientes)

4.6 Carga térmica devido aos equipamentos

A parcela de calor devido aos equipamentos é realizada somando-se a potência dos equipamentos instalados (em W) e que normalmente permanecem ligados.

$$Q_E = q_1 + q_2 \dots + q_n$$

(Ver Tabelas B.3 a B.10 da NBR-16401).

4.7 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.

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

→ Para ar condicionado a Portaria nº 3523/98 do Ministério da Saúde fixa renovação de ar exterior em 27 m³/pessoa. Ver Tabela 1 da Parte 3 da NBR-16401;

γ → Peso específico do ar $\cong 1,2 \text{ kg/m}^3$

Δh → É a diferença de entalpia do ar exterior e o ar interior do ambiente (através da carta psicrométrica)

Para câmara frigorífica:

V → volume de ar que se introduz no ambiente em m³/h.

→ Para câmaras frigoríficas $V = V_c \cdot n$ onde V_c = volume da câmara
 n = Tab. 2 - em função do tamanho da Câmara

4.8 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:

$$Q_{p1} = G[c(T_i - T_o) + r + c'(T_o - T_f)]$$

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

Q_{p2} - O calor vital que resulta do metabolismo dos vegetais, onde consomem O₂ e produzem CO₂ e vapor de água é encontrado em tabelas (Tab. 4).

CARGA TÉRMICA TOTAL

A carga térmica total do ambiente será :

$$CT = Q_{FO} + Q_A + Q_S + Q_O + Q_I + Q_E + Q_{IA} + Q_{P1} + Q_{P2}$$

Parâmetros de conforto fixados pela NBR 16401

Verão (roupa típica 0,5 clo)

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por :

22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65 %

23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35 %

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

0,20 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30 % a 50 %)

0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10 %)

Inverno (roupa típica 0,9 clo)

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por :

21,0 °C a 23,5 °C e umidade relativa de 60 %

21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30 %

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

0,15 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30 % a 50 %)

0,20 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10 %)

Tabela A.1 - Resistência térmica superficial interna e externa.

| R_{si} ($m^2 \cdot K/W$) | | | R_{se} ($m^2 \cdot K/W$) | | |
|------------------------------|------------|-------------|------------------------------|------------|-------------|
| Direção do fluxo de calor | | | Direção do fluxo de calor | | |
| Horizontal | Ascendente | Descendente | Horizontal | Ascendente | Descendente |
| ⇒ | — ↑ | — ↓ | ⇒ | — ↑ | — ↓ |
| 0,13 | 0,10 | 0,17 | 0,04 | 0,04 | 0,04 |

Tabela B.2 - Absortância (α) para radiação solar (ondas curtas) e emissividade (ϵ) para radiações a temperaturas comuns (ondas longas)

| Tipo de superfície | α | ϵ |
|---|-------------|-------------|
| Chapa de alumínio (nova e brilhante) | 0,05 | 0,05 |
| Chapa de alumínio (oxidada) | 0,15 | 0,12 |
| Chapa de aço galvanizada (nova e brilhante) | 0,25 | 0,25 |
| Caiação nova | 0,12 / 0,15 | 0,90 |
| Concreto aparente | 0,65 / 0,80 | 0,85 / 0,95 |
| Telha de barro | 0,75 / 0,80 | 0,85 / 0,95 |
| Tijolo aparente | 0,65 / 0,80 | 0,85 / 0,95 |
| Reboco claro | 0,30 / 0,50 | 0,85 / 0,95 |
| Revestimento asfáltico | 0,85 / 0,98 | 0,90 / 0,98 |
| Vidro incolor | 0,06 / 0,25 | 0,84 |
| Vidro colorido | 0,40 / 0,80 | 0,84 |
| Vidro metalizado | 0,35 / 0,80 | 0,15 / 0,84 |
| Pintura: | | |
| Branca | 0,20 | 0,90 |
| Amarela | 0,30 | 0,90 |
| Verde clara | 0,40 | 0,90 |
| "Alumínio" | 0,40 | 0,50 |
| Verde escura | 0,70 | 0,90 |
| Vermelha | 0,74 | 0,90 |
| Preta | 0,97 | 0,90 |

Tabela 8. Radiação solar incidente em planos verticais e horizontais para o dia 22 de dezembro na latitude 30° Sul segundo FROTA & SCHIFFER (1995).

| Orientação | Radiação solar (W/m^2) | | | | | | | | | | | | |
|------------|----------------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 6h | 7h | 8h | 9h | 10h | 11h | 12h | 13h | 14h | 15h | 16h | 17h | 18h |
| Sul | 142 | 188 | 143 | 78 | 63 | 68 | 65 | 68 | 63 | 78 | 143 | 188 | 142 |
| Sudeste | 330 | 563 | 586 | 502 | 345 | 116 | 65 | 68 | 63 | 58 | 50 | 43 | 25 |
| Leste | 340 | 633 | 715 | 667 | 517 | 309 | 65 | 68 | 63 | 58 | 50 | 43 | 25 |
| Nordeste | 165 | 357 | 456 | 475 | 422 | 311 | 146 | 68 | 63 | 58 | 50 | 43 | 25 |
| Norte | 25 | 43 | 50 | 58 | 117 | 170 | 179 | 170 | 117 | 58 | 50 | 43 | 25 |
| Noroeste | 25 | 43 | 50 | 58 | 63 | 68 | 146 | 311 | 422 | 475 | 456 | 357 | 165 |
| Oeste | 25 | 43 | 50 | 58 | 63 | 68 | 65 | 309 | 517 | 667 | 715 | 633 | 340 |
| Sudoeste | 25 | 43 | 50 | 58 | 63 | 68 | 65 | 116 | 345 | 502 | 586 | 563 | 330 |
| Horizontal | 114 | 345 | 588 | 804 | 985 | 1099 | 1134 | 1099 | 985 | 804 | 588 | 345 | 114 |

Tabela D.3 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes.

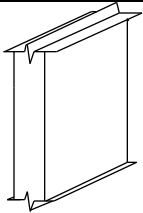
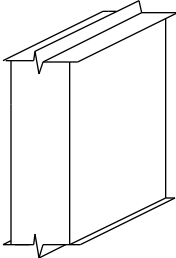
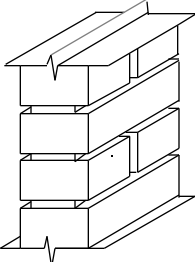
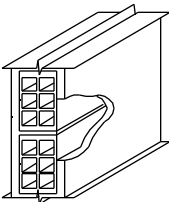
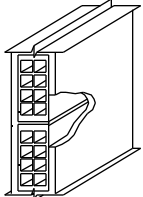
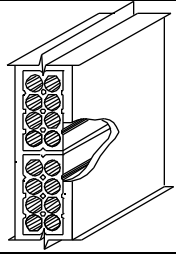
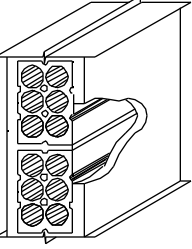
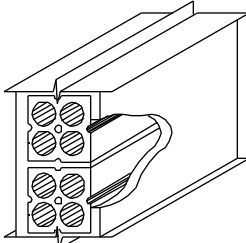
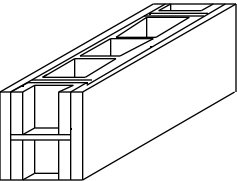
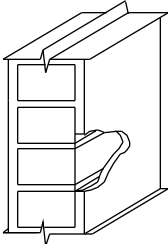
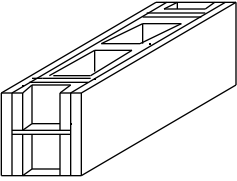
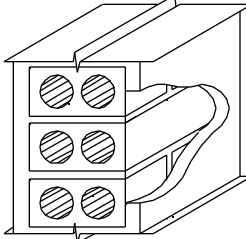
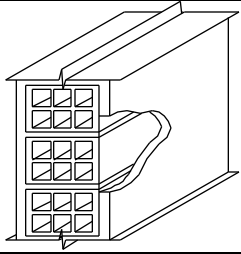
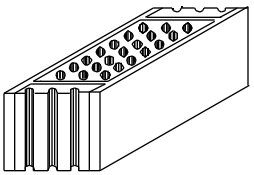
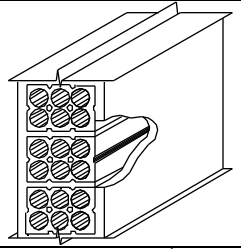
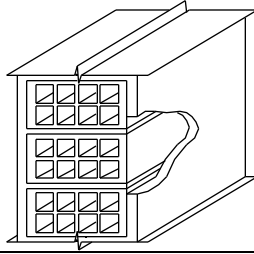
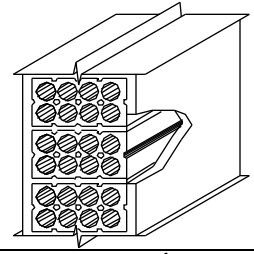
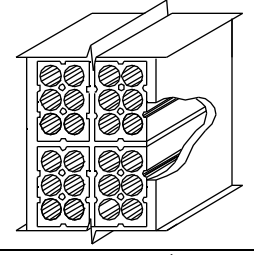
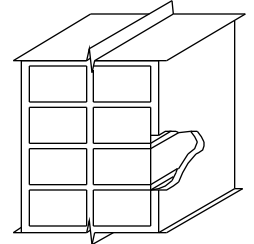
| Parede | Descrição | U [$W/(m^2.K)$] | CT [$kJ/(m^2.K)$] | ϕ [horas] |
|---|---|-------------------|---------------------|----------------|
|  | Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 5,0 cm | 5,04 | 120 | 1,3 |
|  | Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 10,0 cm | 4,40 | 240 | 2,7 |
|  | Parede de tijolos maciços aparentes Dimens. tijolo: 10,0x6,0x22,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura total da parede: 10,0 cm | 3,70 | 149 | 2,4 |
|  | Parede de tijolos 6 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 9,0x14,0x19,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm | 2,48 | 159 | 3,3 |
|  | Parede de tijolos 8 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 9,0x19,0x19,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm | 2,49 | 158 | 3,3 |

Tabela D.3 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes.

| Parede | Descrição | U [W/(m ² .K)] | CT [kJ/(m ² .K)] | φ [horas] |
|---|---|---------------------------|-----------------------------|-----------|
|  | Parede de tijolos de 8 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 10,0x20,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 15,0 cm | 2,24 | 167 | 3,7 |
|  | Parede de tijolos de 6 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 15,0 cm | 2,28 | 168 | 3,7 |
|  | Parede com 4 furos circulares Dimensões do tijolo: 9,5x9,5x20,0 cm Espessura arg. de assentamento: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,5 cm | 2,49 | 186 | 3,7 |
|  | Parede de blocos cerâmicos de 3 furos Dimensões do bloco: 13,0x28,0x18,5 cm Espessura arg. assentam.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 18,0 cm | 2,43 | 192 | 3,8 |
|  | Parede de tijolos maciços, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 10,0x6,0x22,0 cm Espessura arg. de assentamento: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 15,0 cm | 3,13 | 255 | 3,8 |
|  | Parede de blocos cerâmicos de 2 furos Dimensões do bloco: 14,0x29,5x19,0 cm Espessura arg. de assentamento: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 19,0 cm | 2,45 | 203 | 4,0 |
|  | Parede de tijolos com 2 furos circulares Dimensões do tijolo: 12,5x6,3x22,5 cm Espessura arg. de assentamento: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 17,5 cm | 2,43 | 220 | 4,2 |

continua

Tabela D.3 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes.

| Parede | Descrição | U [W/(m ² .K)] | CT [kJ/(m ² .K)] | φ [horas] |
|---|---|---------------------------|-----------------------------|-----------|
|  | Parede de tijolos de 6 furos quadrados, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 9,0x14,0x19,0 cm Espessura arg. assentam.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 19,0 cm | 2,02 | 192 | 4,5 |
|  | Parede de tijolos de 21 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 12,0x11,0x25,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 17,0 cm | 2,31 | 227 | 4,5 |
|  | Parede de tijolos de 6 furos circulares, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 20,0 cm | 1,92 | 202 | 4,8 |
|  | Parede de tijolos de 8 furos quadrados, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 9,0x19,0x19,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 24,0 cm | 1,80 | 231 | 5,5 |
|  | Parede de tijolos de 8 furos circulares, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 10,0x20,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 25,0 cm | 1,61 | 232 | 5,9 |
|  | Parede dupla de tijolos de 6 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 26,0 cm | 1,52 | 248 | 6,5 |
|  | Parede dupla de tijolos maciços, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 10,0x6,0x22,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 26,0 cm | 2,30 | 430 | 6,6 |

continua

Tabela D.3 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes.

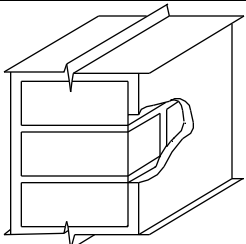
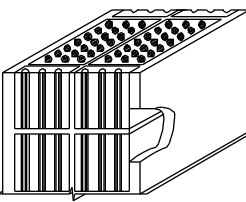
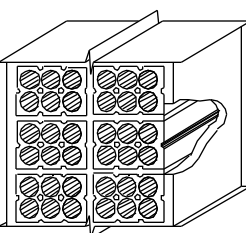
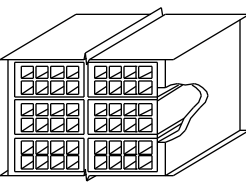
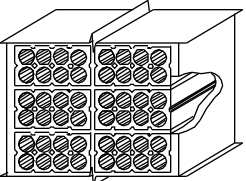
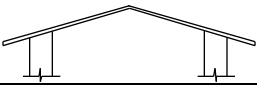
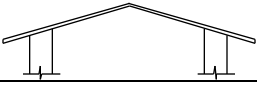
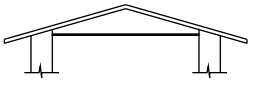
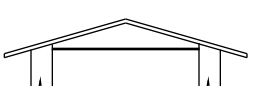
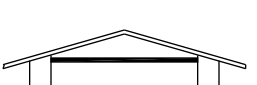
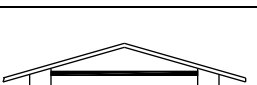
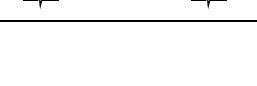

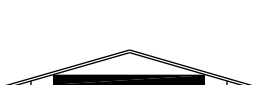
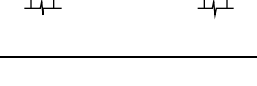

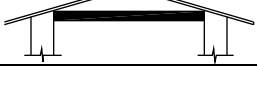
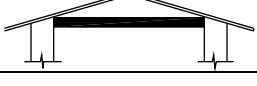
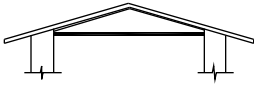
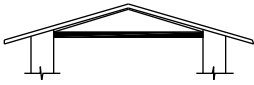
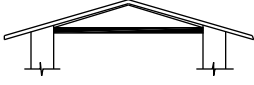








| Parede | Descrição | U [W/(m ² .K)] | CT [kJ/(m ² .K)] | φ [horas] |
|---|--|---------------------------|-----------------------------|-----------|
|  | Parede de tijolos maciços, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 10,0x6,0x22,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 27,0 cm | 2,25 | 445 | 6,8 |
|  | Parede dupla de tijolos de 21 furos circulares, assentados na menor dimensão Dimens. tijolo: 12,0x11,0x25,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 30,0 cm | 1,54 | 368 | 8,1 |
|  | Parede dupla de tijolos de 6 furos circulares, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 10,0x15,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 36,0 cm | 1,21 | 312 | 8,6 |
|  | Parede dupla de tijolos de 8 furos quadrados, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 9,0x19,0x19,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 44,0 cm | 1,12 | 364 | 9,9 |
|  | Parede dupla de tijolos de 8 furos circulares, assentados na maior dimensão Dimens. tijolo: 10,0x20,0x20,0 cm Espessura arg. de assent.: 1,0 cm Espessura arg. de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 46,0 cm | 0,98 | 368 | 10,8 |

Tabela D.4 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas coberturas

| Cobertura | Descrição | U [W/(m ² .K)] | CT [kJ/(m ² .K)] | φ [horas] |
|---|--|---------------------------|-----------------------------|-----------|
|  | Cobertura de telha de barro sem forro Espessura da telha: 1,0 cm | 4,55 | 18 | 0,3 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento sem forro Espessura da telha: 0,7 cm | 4,60 | 11 | 0,2 |
|  | Cobertura de telha de barro com forro de madeira Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 2,00 | 32 | 1,3 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento com forro de madeira Espessura da telha: 0,7 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 2,00 | 25 | 1,3 |
|  | Cobertura de telha de barro com forro de concreto Espessura da telha: 1,0 cm Espessura do concreto: 3,0 cm | 2,24 | 84 | 2,6 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento com forro de concreto Espessura da telha: 0,7 cm Espessura do concreto: 3,0 cm | 2,25 | 77 | 2,6 |
|  | Cobertura de telha de barro com forro de laje mista Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da laje: 12,0 cm $R_{t(laje)} = 0,0900 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$ $C_{T(laje)} = 95 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$ | 1,92 | 113 | 3,6 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento com forro de laje mista Espessura da telha: 0,7 cm Espessura da laje: 12,0 cm $R_{t(laje)} = 0,0900 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$ $C_{T(laje)} = 95 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$ | 1,93 | 106 | 3,6 |
|  | Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 20 cm Espessura da telha: 1,0 cm | 1,84 | 458 | 8,0 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento com laje de concreto de 20 cm Espessura da telha: 0,7 cm | 1,99 | 451 | 7,9 |
|  | Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 25 cm Espessura da telha: 1,0 cm | 1,75 | 568 | 9,3 |
|  | Cobertura de telha de fibro-cimento com laje de concreto de 25 cm Espessura da telha: 0,7 cm | 1,75 | 561 | 9,2 |
|  | Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e forro de madeira Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 1,11 | 32 | 2,0 |

continua

Tabela D.4 - Transmitância, capacidade térmica e atraso térmico para algumas coberturas

| Cobertura | Descrição | U [W/(m ² .K)] | CT [kJ/(m ² .K)] | φ [horas] |
|---|--|---------------------------|-----------------------------|-----------|
|  | Cobertura de telha de fibrocimento, lâmina de alumínio polido e forro de madeira Espessura da telha: 0,7 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 1,16 | 25 | 2,0 |
|  | Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e forro de concreto Espessura da telha: 1,0 cm Espessura do concreto: 3,0 cm | 1,18 | 84 | 4,2 |
|  | Cobertura de telha de fibrocimento, lâmina de alumínio polido e forro de concreto Espessura da telha: 0,7 cm Espessura do concreto: 3,0 cm | 1,18 | 77 | 4,2 |
|  | Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e forro de laje mista Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da laje: 12,0 cm $R_{t(laje)} = 0,0900 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$ $C_{T(laje)} = 95 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$ | 1,09 | 113 | 5,4 |
|  | Cobertura de telha de fibrocimento, lâmina de alumínio polido e forro de laje mista Espessura da telha: 0,7 cm Espessura da laje: 12,0 cm $R_{t(laje)} = 0,0900 \text{ (m}^2 \cdot \text{K/W)}$ $C_{T(laje)} = 95 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$ | 1,09 | 106 | 5,4 |
|  | Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e laje de concreto de 20 cm Espessura da telha: 1,0 cm | 1,06 | 458 | 11,8 |
|  | Cobertura de telha de fibrocimento, lâmina de alumínio polido e laje de concreto de 20 cm Espessura da telha: 0,7 cm | 1,06 | 451 | 11,8 |
|  | Cobertura de telha de barro, lâmina de alumínio polido e laje de concreto de 25 cm Espessura da telha: 1,0 cm | 1,03 | 568 | 13,4 |
|  | Cobertura de telha de fibrocimento, lâmina de alumínio polido e laje de concreto de 25 cm Espessura da telha: 0,7 cm | 1,03 | 561 | 13,4 |
|  | Cobertura de telha de barro com 2,5 cm de lã de vidro sobre o forro de madeira Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 0,95 | 33 | 2,3 |
|  | Cobertura de telha de barro com 5,0 cm de lã de vidro sobre o forro de madeira Espessura da telha: 1,0 cm Espessura da madeira: 1,0 cm | 0,62 | 34 | 3,1 |

Notas:

- 1) As transmitâncias térmicas e os atrasos térmicos das coberturas são calculados para condições de verão (fluxo térmico descendente).
- 2) Deve-se atentar que, apesar da semelhança entre a transmitância térmica da cobertura com telhas de barro e aquela com telhas de fibrocimento, o desempenho térmico proporcionado por estas duas coberturas é significativamente diferente pois as telhas de barro são porosas e permitem a absorção de água (de chuva ou de condensação). Este fenômeno contribui para a redução do fluxo de calor para o interior da edificação, pois parte deste calor será dissipado no aquecimento e evaporação da água contida nos poros da telha. Desta forma, sugere-se a utilização de telhas de barro em seu estado natural, ou seja, isentas de quaisquer tratamentos que impeçam a absorção de água.

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

| Elemento | Tipo | U (W/m ² K) |
|---|--|------------------------|
| 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 3-8 – COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO (U) DE DIVISÓRIAS EM PAINÉIS OU PAREDES INTERIORES

Os coeficientes são expressos em $W/h \times m^2 \times ^\circ C$ diferença de temperatura em graus Celsius entre o ar nos dois lados) e baseiam-se em condições de ar calmo (sem vento) nos dois lados

| TIPO DE ACABAMENTO INTERIOR | R | DIVISÓRIA SIMPLES (ACABAMENTO SÓ NUM DOS LADOS) | DIVISÓRIA DUPLA (ACABAMENTO NOS DOIS LADOS) | NÚMERO |
|---|----------------|---|---|--------|
| MATERIAL | | U | U | |
| | | A | B | |
| PLACA DE GESSO (10 mm) | 0,06 | 3,41 | 1,93 | 1 |
| RIPAS DE GESSO (10 mm) E GESSO DE 13 mm (AGR. LEVE) | 0,11 | 2,84 | 1,59 | 2 |
| RIPAS DE GESSO (10 mm) E GESSO DE 13 mm (AGR. AREIA) | 0,07 | 3,18 | 1,82 | 3 |
| RIPAS METÁLICAS E GESSO DE 20 mm (AGR. LEVE) | 0,08 | 3,12 | 1,76 | 4 |
| RIPAS METÁLICAS E GESSO DE 20 mm (AGR. AREIA) | 0,02 | 3,81 | 2,22 | 5 |
| PLACA ISOLADORA (13 mm) | 0,25 | 2,04 | 1,08 | 6 |
| RIPAS DE PLACA ISOLADORA (13 mm) E GESSO DE 13 mm (AGR. AREIA) | 0,27 | 1,99 | 1,08 | 7 |
| COMPENSADO (7 mm) | 0,06 | 3,41 | 1,93 | 8 |
| (10 mm) | 0,08 | 3,12 | 1,76 | 9 |
| (13 mm) | 0,11 | 2,84 | 1,59 | 10 |
| PAINÉIS DE MADEIRA (20 mm) | 0,17 | 2,44 | 1,36 | 11 |
| RIPAS DE MADEIRA E GESSO DE 13 mm (AGR. AREIA) | 0,07 | 3,24 | 1,82 | 12 |
| PAINÉIS DE FOLHA COLADA A MADEIRA (PAINÉIS) | 0 | 4,20 | 2,44 | 13 |
| VIDRO E BLOCOS DE VIDRO | VER TABELA 3-2 | | | |

TABELA 3-11 – COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO (U) CONSTRUÇÃO DE PISO-TETO EM CONCRETO
(CONDIÇÕES DE VERÃO, FLUXO DESCENDENTE)

Os coeficientes são expressos em $W/h \times m^2 \times ^\circ C$ (diferença de temperatura em graus Celsius entre o ar nos dois lados) e baseiam-se em condições de ar calmo (sem vento) nos dois lados.

| TIPO DE LAJE | TIPO DE ACABAMENTO DO PISO | TIPO DE TETO | | | | | | | | | | | | | | NÚMERO | | |
|---|----------------------------|--|-----------------------------------|------------------|-----------------|-----------------------|-------|-----------|--------------------------------|--------------------|-------------------------|------------------|-----------------------|------|---------------------------|--------|------|----|
| | | RESISTÊNCIA | TETO APLICADO DIRETAMENTE NO PISO | | | | | | TETO SUSPENSO | | | | TELHA ACÚSTICA | | | | | |
| | | | NENHUM | GESSO | | TELHA ACÚSTICA COLADA | | SEM GESSO | PLACA DE GESSO (10 mm) E GESSO | | RIPAS METÁLICAS E GESSO | | TELHA ACÚSTICA | | | | | |
| | | | | (AGR. LEVE) 3 mm | AGR. AREIA 3 mm | 13 mm | 20 mm | | (AGR. LEVE) 13 mm | (AGR. AREIA) 13 mm | AGR. LEVE 20 mm | AGR. AREIA 20 mm | EM REFORÇOS OU TRAVES | | NA PLACA DE GESSO (10 mm) | | | |
| | 0,01 | 0,01 | 0,21 | 0,31 | 0,06 | 0,11 | 0,07 | 0,08 | 0,02 | 0,21 | 0,31 | 0,27 | 0,37 | | | | | |
| MATERIAL R | RM | MATERIAL | AV. | U | U | U | U | U | U | U | U | U | U | U | U | U | U | |
| | R | | R | O | P | Q | R | S | T | U | V | W | X | Y | Z | Z' | Z'' | |
| CONCRETO ⁴ (AGR. AREIA) (100 mm) 0,056 (150 mm) 0,084 | 0,070 | NENHUM | — | 2,56 | 2,44 | 2,50 | 1,65 | 1,42 | 1,59 | 1,48 | 1,53 | 1,53 | 1,70 | 1,31 | 1,14 | 1,14 | 1,08 | 1 |
| | | PLACA DE PISO ⁵ OU LINÓLEO (3 mm) | 0,01 | 2,50 | 2,39 | 2,44 | 1,65 | 1,42 | 1,59 | 1,48 | 1,53 | 1,53 | 1,66 | 1,26 | 1,14 | 1,19 | 1,08 | 2 |
| | | BLOCOS DE MADEIRA (21 mm) NO PISO | 0,13 | 1,93 | 1,87 | 1,87 | 1,36 | 1,19 | 1,31 | 1,25 | 1,31 | 1,31 | 1,36 | 1,08 | 0,97 | 1,02 | 0,97 | 3 |
| | | PISO EM DORMENTES CONTRA PISO EM CONTRA-PLACADO (16 mm) FELTRO E PLACA ⁵ DE PISO OU LINÓLEO (3 mm) | 0,16 | 1,31 | 1,31 | 1,31 | 1,02 | 0,97 | 1,08 | 1,02 | 1,08 | 1,02 | 1,14 | 0,91 | 0,85 | 0,85 | 0,80 | 4 |
| | | SUB-PISA DE MADEIRA (21 mm) FELTRO E MADEIRA DURA (20 mm) | 0,30 | 1,14 | 1,08 | 1,14 | 0,91 | 0,85 | 0,91 | 0,85 | 0,91 | 0,91 | 0,97 | 0,80 | 0,74 | 0,80 | 0,74 | 5 |
| CONCRETO ⁴ (AGR. AREIA) (200 mm) 0,113 (260 mm) 0,141 | 0,127 | NENHUM | — | 2,22 | 2,16 | 2,22 | 1,53 | 1,31 | 1,48 | 1,36 | 1,42 | 1,42 | 1,53 | 1,19 | 1,08 | 1,14 | 1,02 | 6 |
| | | PLACA DE PISO ⁵ OU LINÓLEO (3 mm) | 0,01 | 2,16 | 2,10 | 2,16 | 1,48 | 1,31 | 1,48 | 1,36 | 1,42 | 1,42 | 1,53 | 1,19 | 1,08 | 1,14 | 1,02 | 7 |
| | | BLOCOS DE MADEIRA (21 mm) NO PISO | 0,13 | 1,70 | 1,70 | 1,70 | 1,25 | 1,14 | 1,25 | 1,14 | 1,19 | 1,19 | 1,31 | 1,02 | 0,91 | 0,97 | 0,91 | 8 |
| | | PISO EM DORMENTES, SUB-PISO EM CONTRA-PLACADO (16 mm), FELTRO E PLACA ⁵ DE SOALHO OU LINÓLEO (3 mm) | 0,16 | 1,25 | 1,19 | 1,25 | 0,97 | 0,91 | 1,02 | 0,97 | 1,02 | 0,97 | 1,02 | 0,85 | 0,80 | 0,85 | 0,80 | 9 |
| | | CONTRA-PISO DE MADEIRA (21 mm) FELTRO E TELHA DE PISO (20 mm) | 0,30 | 1,08 | 1,02 | 1,02 | 0,85 | 0,80 | 0,91 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,91 | 0,80 | 0,74 | 0,74 | 0,88 | 10 |

⁴Considera-se o concreto com uma condutividade térmica k de 1728.

⁵Inclui telha de asfalto, borracha e plástico (3 mm), telha de cerâmica ou terrazo (25 mm)

Tabela B.1 – Taxas típicas de calor liberado por pessoas

| Nível de Atividade | | Calor Total (W) | | Calor Sensível (W) | Calor Latente (W) | % Radiante do calor sensível | |
|---|------------------------------------|-----------------|---------------------------|--------------------|-------------------|------------------------------|-----------------|
| | | Homem Adulto | Ajustado M/F ^a | | | Baixa vel. do ar | Alta vel. Do ar |
| Sentado no teatro | Teatro matinê | 115 | 95 | 65 | 30 | | |
| Sentado no teatro, noite | Teatro noite | 115 | 105 | 70 | 35 | 60 | 27 |
| Sentado, trabalho leve | Escritórios, hotéis, apartamentos | 130 | 115 | 70 | 45 | | |
| Atividade moderada em trabalhos de escritório | Escritórios, hotéis, apartamentos | 140 | 130 | 75 | 55 | | |
| Parado em pé, trabalho moderado; caminhando | Loja de varejo ou de departamentos | 160 | 130 | 75 | 55 | 58 | 38 |
| Caminhando, parado em pé | Farmácia, agência bancária | 160 | 145 | 75 | 70 | | |
| Trabalho sedentário | Restaurante ^d | 145 | 160 | 80 | 80 | | |
| Trabalho leve em bancada | Fábrica | 235 | 220 | 80 | 140 | | |
| Dançando moderadamente | Salão de baile | 265 | 250 | 90 | 160 | 49 | 35 |
| Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz | Fábrica | 295 | 295 | 110 | 185 | | |
| Jogando boliche ^c | Boliche | 440 | 425 | 170 | 255 | | |
| Trabalho pesado | Fábrica | 440 | 425 | 170 | 255 | 54 | 19 |
| Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga | Fábrica | 470 | 470 | 185 | 285 | | |
| Praticando esportes | Ginásio, academia | 585 | 525 | 210 | 315 | | |

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

- O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.
- O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).
- Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 1.

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

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

Tabela B.3 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Computadores

| Computadores | Uso contínuo (Watts) | Modo economizador (Watts) |
|----------------------------------|----------------------|---------------------------|
| Computadores | | |
| Valor médio | 55 | 20 |
| Valor c/ fator de segurança | 65 | 25 |
| Valor c/ fator de segurança alto | 75 | 30 |
| Monitores | | |
| Pequeno (13 a 15 pol.) | 55 | 0 |
| Médio (16 a 18 pol.) | 70 | 0 |
| Grande (19 a 20 pol.) | 80 | 0 |

Tabela B.4 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Impressoras e copiadoras

| Impressoras e copiadoras | Uso contínuo (Watts) | 1 página. por minuto (Watts) | Ligada, em espera (Watts) |
|--------------------------|----------------------|------------------------------|---------------------------|
| Impressoras a laser | | | |
| De mesa, pequena | 130 | 75 | 10 |
| De mesa | 215 | 100 | 35 |
| De escritório, pequena | 320 | 160 | 70 |
| De escritório, grande | 550 | 275 | 125 |
| Copiadoras | | | |
| De mesa | 400 | 85 | 20 |
| De escritório | 1100 | 400 | 300 |

Tabela B.5 – Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Equipamentos diversos

| Equipamentos diversos | Potência máxima (Watts) | Dissipação recomendada (Watts) |
|---|-------------------------|--------------------------------|
| Caixas registradoras | 60 | 48 |
| Máquinas de fax | 15 | 10 |
| Máquinas de café (10 xícaras) | 1500 | 1050 sensível 450 latente |
| Máquinas de venda de bebidas refrigeradas | 1150 a 1920 | 575 a 960 |
| Máquinas de venda de salgadinhos | 240 a 275 | 240 a 275 |
| Bebedouros refrigerados | 700 | 350 |

Tabela B.6 – Densidade de carga de equipamentos recomendada para diversos tipos de escritórios

| Densidade de carga de equipamentos recomendada para diversos tipos de escritórios | | |
|---|----------------------------|--|
| Tipo de carga | Densidade W/m ² | Descrição do escritório Assumindo: |
| Leve | 5,4 | 15,5m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,67, exceto 0,33 para impressoras. |
| Média | 10,7 | 11,6m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras. |
| Média / alta | 16,2 | 9,3m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras. |
| Alta | 21,5 | 7,7m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 1,0, exceto 0,50 para impressoras. |

Fonte:2005 ASHRAE Fundamentals *Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations",

Tabelas 8, 9, 10, 11.

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 contínuo
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 B.8 –Taxas típicas de dissipação de calor e umidade de alguns equipamentos comerciais – Restaurantes e lanchonetes

| Equipamento | Tamanho | Potência (W) Plena Carga | Ganho de Calor (W) | | | |
|--|----------------------------|-----------------------------|--------------------|---------|------------|-----------|
| | | | Sem coifa | | | Com coifa |
| | | | Sensível | Latente | Total | Sensível |
| Elétrico (sem exigência de coifa) | | | | | | |
| Armário (grande, servir quente) | 1,06 a 1,15 m ³ | 2000 | 180 | 90 | 270 | 82 |
| Armário (provador grande) | 0,45 a 0,48 m ³ | 2030 | 180 | 90 | 270 | 82 |
| Armário (pequeno, manter quente) | 0,09 a 0,18 m ³ | 900 | 80 | 40 | 120 | 37 |
| Cafeteira | 12 xícaras | 1660 | 1100 | 560 | 1660 | 530 |
| Expositor refrigerado, por m ³ de interior | 0,17 a 1,9 m ³ | 1590 | 640 | 0 | 640 | 0 |
| Aquecedor de alimentos (lâmpada infra-vermelha), por lâmp. | 1 a 6 lâmpadas | 250 | 250 | | 250 | 250 |
| Aquecedor de alimentos (tipo prateleira), por m ² de superfície | 0,28 a 0,84 m ³ | 2930 | 2330 | 600 | 2930 | 820 |
| Aquecedor de alimentos (tubo infra-vermelho), por m linear | 1,0 a 2,1 m | 950 | 950 | - | 950 | 950 |
| Aquecedor de alimentos (água quente), por m ³ de banho | 20 a 70 litros | 37400 | 12400 | 6360 | 18760 | 6000 |
| Congelador (grande) | 2,07 m ³ | 1340 | 540 | - | 540 | 0 |
| Congelador (pequeno) | 0,51 m ³ | 810 | 320 | - | 320 | 0 |
| Grelha de cachorro quente | 48 a 56 unidades | 1160 | 100 | 50 | 150 | 48 |
| Forno de microondas (resistente, comercial) | 20 litros | 2630 | 2630 | - | 2630 | 0 |
| Forno de microonda (tipo residencial) | 30 litros | 600 a 1400 | 600 a 1400 | - | 600 a 1400 | 0 |
| Refrigerador (grande), por m ³ de espaço de interior | 0,71 a 2,1 m ³ | 780 | 310 | - | 310 | 0 |
| Refrigerador (pequeno) por m ³ de espaço de interior | 0,17 a 0,71 m ³ | 1730 | 690 | - | 690 | 0 |
| Carrinho de transporte (quente), por m ³ de banho | 50 a 90 litros | 21200 | 7060 | 3530 | 10590 | 3390 |
| Aquecedor de caldas, por litro de capacidade | 11 litros | 87 | 29 | 16 | 45 | 14 |
| Torradeira (grande automático) | 10 fatias | 5300 | 2810 | 2490 | 5300 | 1700 |
| Torradeira (pequeno automático) | 4 fatias | 2470 | 1310 | 1160 | 2470 | 790 |
| Chapa de Waffle | 0,05 m ² | 1640 | 700 | 940 | 1640 | 520 |

Tabela B.9 –Taxas típicas de dissipação de calor e umidade de alguns equipamentos comerciais – Equipamentos médicos (W)

| Equipamento | Nominal | Máximo | Média |
|------------------------------|---------|--------|-------|
| Sistema de anestesia | 250 | 177 | 166 |
| Cobertor elétrico | 500 | 504 | 221 |
| Medidor de pressão | 180 | 33 | 29 |
| Aquecedor de sangue | 360 | 204 | 114 |
| ECG/RESP | 1440 | 54 | 50 |
| Eletrocirurgia | 1000 | 147 | 109 |
| Endoscópio | 1688 | 605 | 596 |
| Bisturi | 230 | 60 | 59 |
| Bomba esteroscópica | 180 | 35 | 34 |
| Laser sônico | 1200 | 256 | 229 |
| Microscópio óptico | 330 | 65 | 63 |
| Medidor de oxigênio de pulso | 72 | 21 | 20 |
| Medidor de stress | N/A | 198 | 173 |
| Sistema de ultra-som | 1800 | 1063 | 1050 |
| Sucção a vácuo | 621 | 337 | 302 |
| Sistema de radiografia | 968 | | 82 |
| | 1725 | 534 | 480 |
| | 2070 | | 18 |

Tabela B.10 – Valores recomendados de dissipação de calor em equipamentos de laboratório (W)

| Equipamento | Nominal | Máximo | Média |
|--------------------------|---------|--------|-------|
| Balança analítica | 7 | 7 | 7 |
| Centrífuga | 138 | 89 | 87 |
| | 288 | 136 | 132 |
| | 5500 | 1176 | 730 |
| Analisador Eletroquímico | 50 | 45 | 44 |
| | 100 | 85 | 84 |
| Fotômetro de chama | 180 | 107 | 105 |
| Microscópio fluorescente | 150 | 144 | 143 |
| | 200 | 205 | 178 |
| Gerador de função | 58 | 29 | 29 |
| Incubadora | 515 | 461 | 451 |
| | 600 | 479 | 264 |
| | 3125 | 1335 | 1222 |
| Batedeira orbital | 100 | 16 | 16 |
| Osciloscópio | 72 | 38 | 38 |
| | 345 | 99 | 97 |
| Evaporador rotativo | 75 | 74 | 73 |
| | 94 | 29 | 28 |
| Espectrômetro | 36 | 31 | 31 |
| Espectrofotômetro | 575 | 106 | 104 |
| | 200 | 122 | 121 |
| | N/A | 127 | 125 |
| Espectrofluorômetro | 340 | 405 | 395 |
| Ciclo térmico | 1840 | 965 | 641 |
| | N/A | 233 | 198 |
| Biocultura | 475 | 132 | 46 |
| | 2346 | 1178 | 1146 |

Fonte:

2005 ASHRAE Fundamentals Handbook, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 5.

Tabela CT 01 – Perda de Energia em Reatores

| LÂMPADA | REATOR | |
|----------|--------------|----------------|
| | CONVENCIONAL | PARTIDA RÁPIDA |
| 1 x 20W | 7 - 10 | — |
| 2 x 20W | — | 16 - 18 |
| 1 x 40W | 10 - 15 | 15 - 19 |
| 2 x 40W | 24 | 23 |
| 2 x 65W | 32 | — |
| 2 x 110W | — | 35 |

Tabela 10. Fator solar para alguns tipos de superfícies transparentes segundo LAMBERTS et alii (1997).

| Superfícies transparentes | | F_s |
|---------------------------|-----------------------------|-------------|
| Vidros | Transparente (simples) 3 mm | 0,87 |
| | Transparente (simples) 6 mm | 0,83 |
| | Transparente (duplo) 3 mm | 0,75 |
| | Cinza (fumê) 3 mm | 0,72 |
| | Cinza (fumê) 6 mm | 0,60 |
| | Verde 3 mm | 0,72 |
| | Verde 6 mm | 0,60 |
| | Reflexivo 3 mm | 0,26 – 0,37 |
| Películas | Reflexiva | 0,25 – 0,50 |
| | Absorvente | 0,40 – 0,50 |
| Acrílico | Claro | 0,85 |
| | Cinza ou bronze | 0,64 |
| | Reflexivo | 0,18 |
| Policarbonato | Claro | 0,85 |
| | Cinza ou bronze | 0,64 |
| Domos | Claro | 0,70 |
| | Translúcido | 0,40 |
| Tijolo de vidro | | 0,56 |

Tabela 11. Fator solar para alguns tipos de proteções solares segundo LAMBERTS et alii (1997).

| Proteções solares | | F_s |
|-------------------|---------------------------------|-------------|
| Internas | Cortina translúcida | 0,50 – 0,75 |
| | Cortina semi-translúcida | 0,40 – 0,60 |
| | Cortina opaca | 0,35 – 0,60 |
| | Persiana inclinada 45° | 0,64 |
| | Persiana fechada | 0,54 |
| Externas | Toldo 45° translúcido*** | 0,36 |
| | Toldo 45° opaco*** | 0,20 |
| | 5.3.1.1.1 Venezianas | 0,09 |
| | Esteira de madeira | 0,09 |
| | Venezianas horizontais** | 0,19 |
| | Brise horizontal*** | 0,25 |
| | <i>Light-shelf</i> (espelhada)* | 0,58 |

* Com vidro duplo, horizontal, metade da abertura com insolação direta.

** Com vidro duplo, branca e razão largura/espacamento = 1,0.

*** Toda a abertura está sombreada.

Os casos não especificados apresentam vidro simples 3 mm.

| 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

| 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 |

| 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 |

| Tabela 4A - Dados de Produtos - CARNES E DERIVADOS | | | | | | | | | |
|--|----------------------------|----------------------|--|--|-------------------|--------------------|--------------------------|-----------------------------|----------|
| Colunas | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Produto | Temperat. conservação (°C) | Umidade relativo (%) | 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 |
| Cardeiro cong. | -18 | 90 | - | 0,3 | 46 | -1,7 | - | 6 - 8 meses | 58 |
| Cardeiro fresco | 0...1 | 85...90 | 0,67 | - | - | - | - | 5 - 12 dias | 58 |
| Fígado | 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 |
| Suínio defum. | - | - | 0,6 | 0,32 | - | - | - | - | 57 |
| Suínio cong. | -18 | 90...95 | - | 0,38 | 48 | -2,2 | - | 4 - 6 meses | 60 |
| Suínio fresco | 0...1 | 85...90 | 0,68 | - | - | - | - | 3 - 7 dias | 60 |
| Carne bovina gorda cong. | -20 | 90...95 | - | 0,35 | 44 | -2,2 | - | 6 - 9 meses | - |
| Carne bovina gorda fresco | -1 | 88...92 | 0,6 | - | - | - | - | 1 - 6 semanas | - |
| Carne bovina magra cong. | -20 | 90...95 | - | 0,4 | 56 | -1,7 | - | 6 - 9 meses | 68 |
| Carne bovina magra fresco | -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 |
| Palpos | -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 Niagara | -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 |
| Produtos | Temperat. de 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 |
| Merlusa | 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 |
| Produtos | Temperat. de 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 |
| Laticínios | 0...7 | 65...70 | 0,85 | 0,42 | 64 | -0,6 | - | varia | 55...60 |
| Sarvete | -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 Doços 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 indústria | 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 tabela 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 ^o C |
| | 7,3874kPa | → | 40 ^o C |
| | 0,872kPa | → | 5 ^o C |
| | 200 kPa | → | 120 ^o C |

- ◆ 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 °C as condições de pressão atmosférica. Ex.:

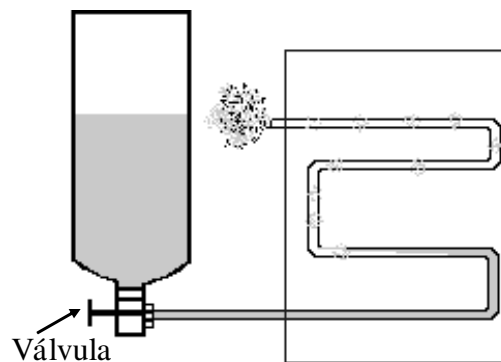
Cloreto de Metila: - 23,8 °C

Refrigerante 12: - 29,8 °C

Amônia: - 33,3 °C

- ◆ refrigeração
Refrigerante 22: - 40,8 °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.

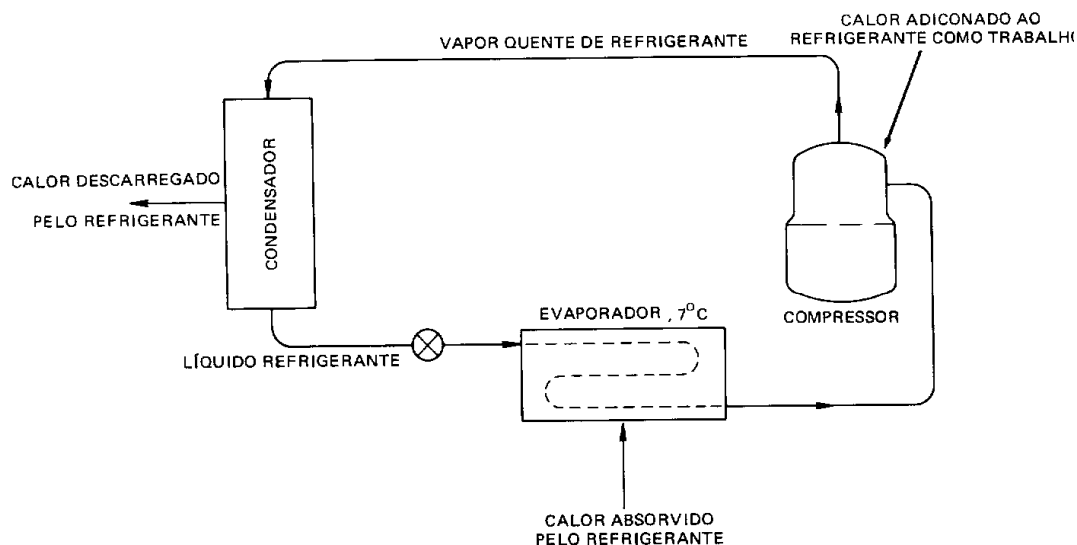
Este seria um Sistema Ineficiente e impraticável, apenas tem o objetivo de mostrar de maneira simples de refrigeração.



5.2 Funcionamento :

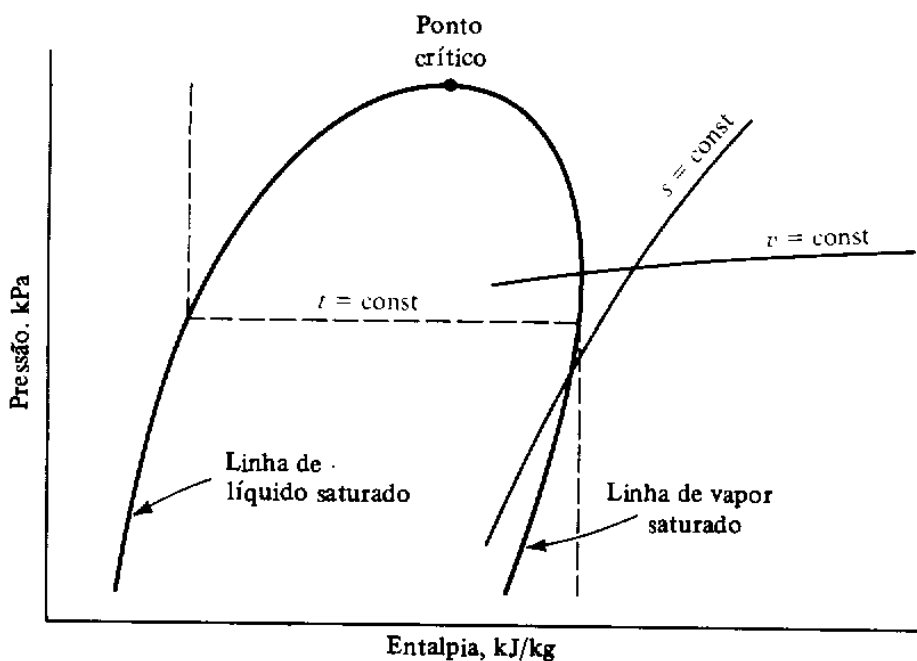
O refrigerante deve ser fornecido a um evaporador ou serpentina no estado líquido porque só a evaporação pode absorver grande quantidade de calor. O refrigerante na forma de vapor deverá ser reduzido a líquido antes de ser utilizado de novo.

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.

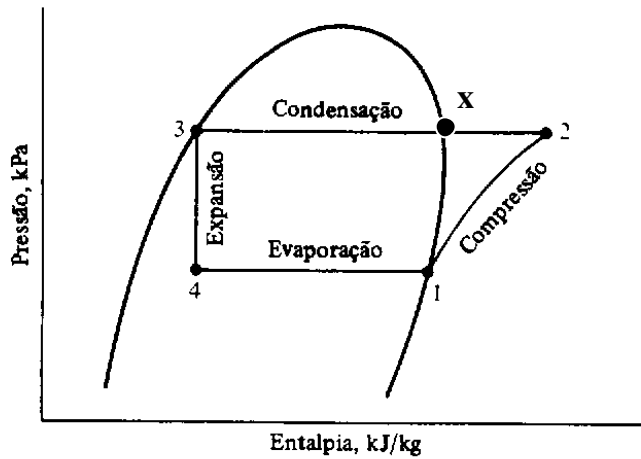


O diagrama pressão-entpia de um refrigerante.

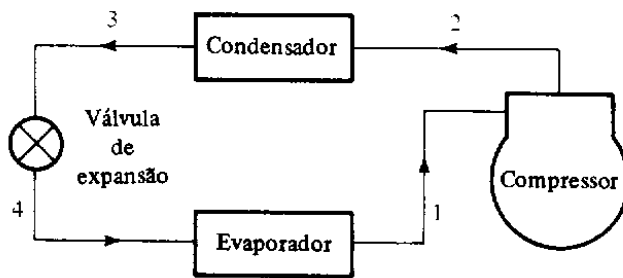
5.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia:

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)



(b)

(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 (Coefficient 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.

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

Vazão de refrigerante:

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

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

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

Capacidade de refrigeração:

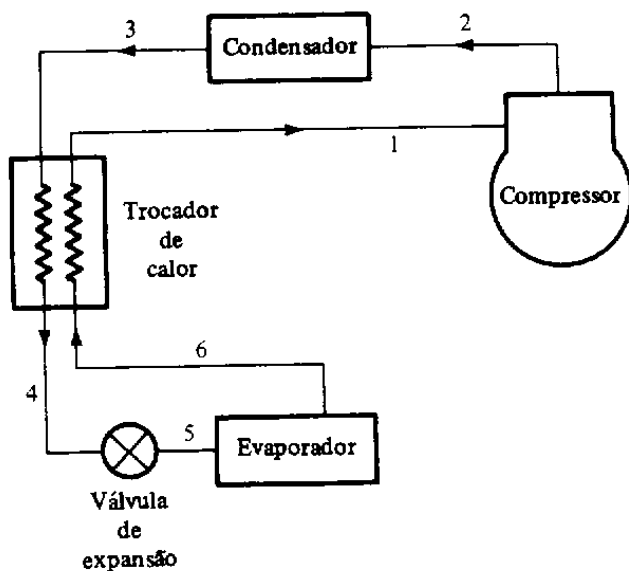
$$C = \dot{m} \cdot E \text{ (kW)}$$

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

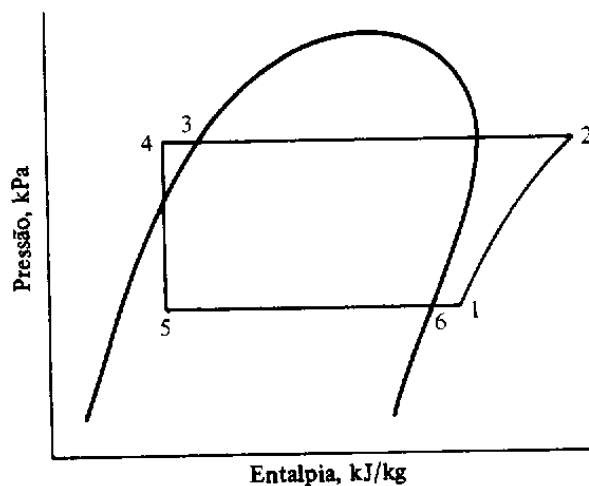
$$P = W \cdot m$$

5.6 Cíelos 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)

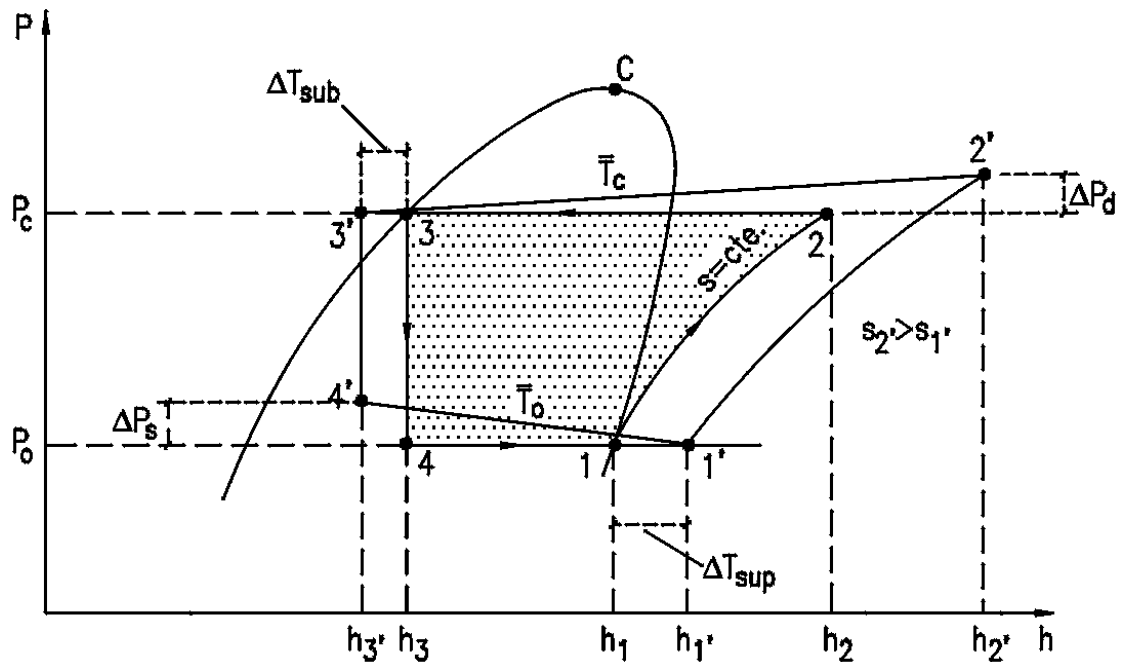
(a) Sistema frigorífico com trocador de calor para sub-resfriamento do líquido do condensado;
 (b) diagrama pressão-entalpia do sistema com trocador de calor mostrado na

$$\text{Efeito de refrigeração} = h_6 - h_5 = h_1 - h_3$$

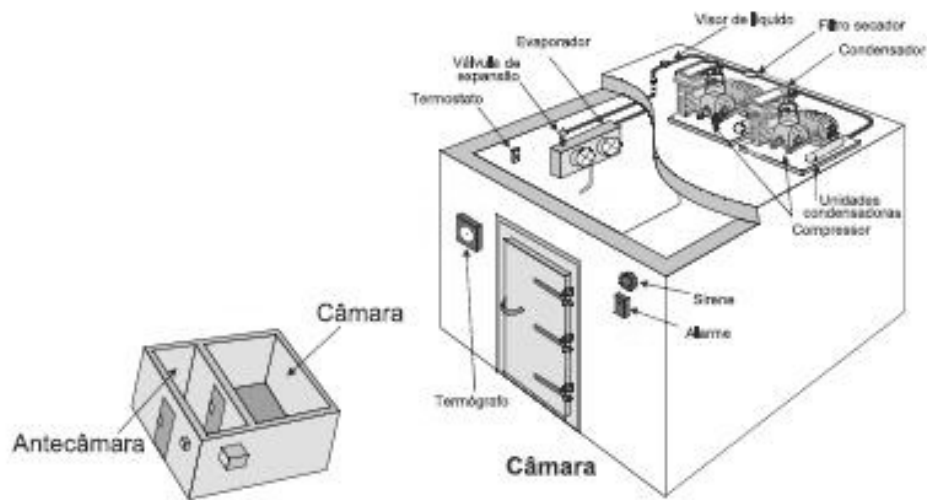
Este sistema é utilizado em situações onde o vapor aspirado pelo compressor deve ser superaquecido para garantir que o líquido não entre no compressor. Outra vantagem do sistema é o sub-resfriamento do líquido vindo do condensador com a finalidade de evitar a formação de bolhas de vapor no refrigerante 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°C e uma temperatura de evaporação de -10°C . 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°C e uma condensação de 30°C , 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°C e de condensação de 42°C .
 - (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°C com líquido do condensador a 30°C . 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°C e temperatura de evaporação de -10°C . 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.: 30,3 kW.
 - (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

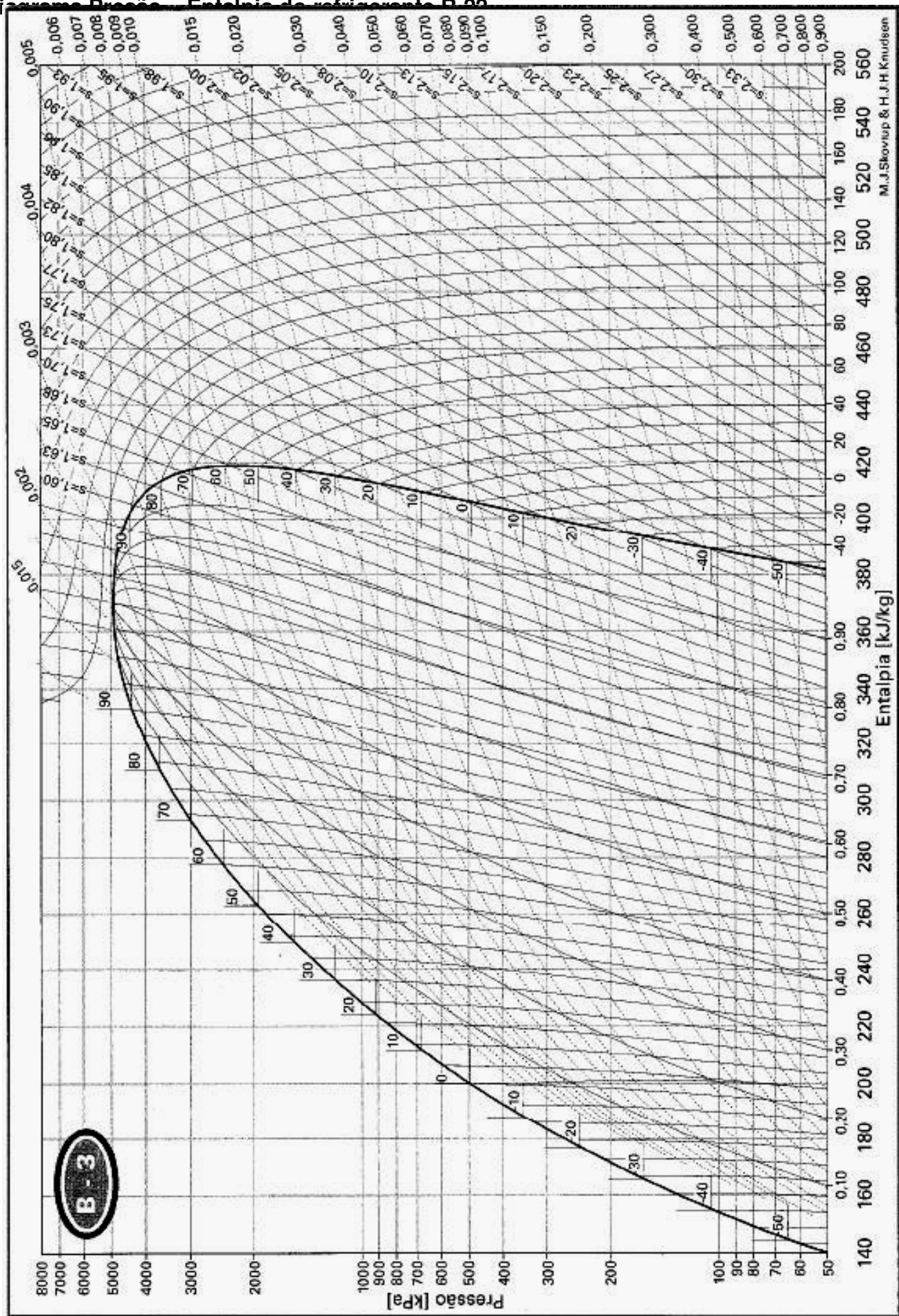
- 5) Uma Instalação de condicionamento de ar com capacidade de 352 kW de refrigeração, usa Refrigerante 12 e tem temperaturas de evaporação e condensação de 0°C e 35°C respectivamente.
 - Que massa deve ser circulada por segundo?
 - Qual a vazão volumétrica na sucção?
 - Qual é o trabalho de compressão 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-22



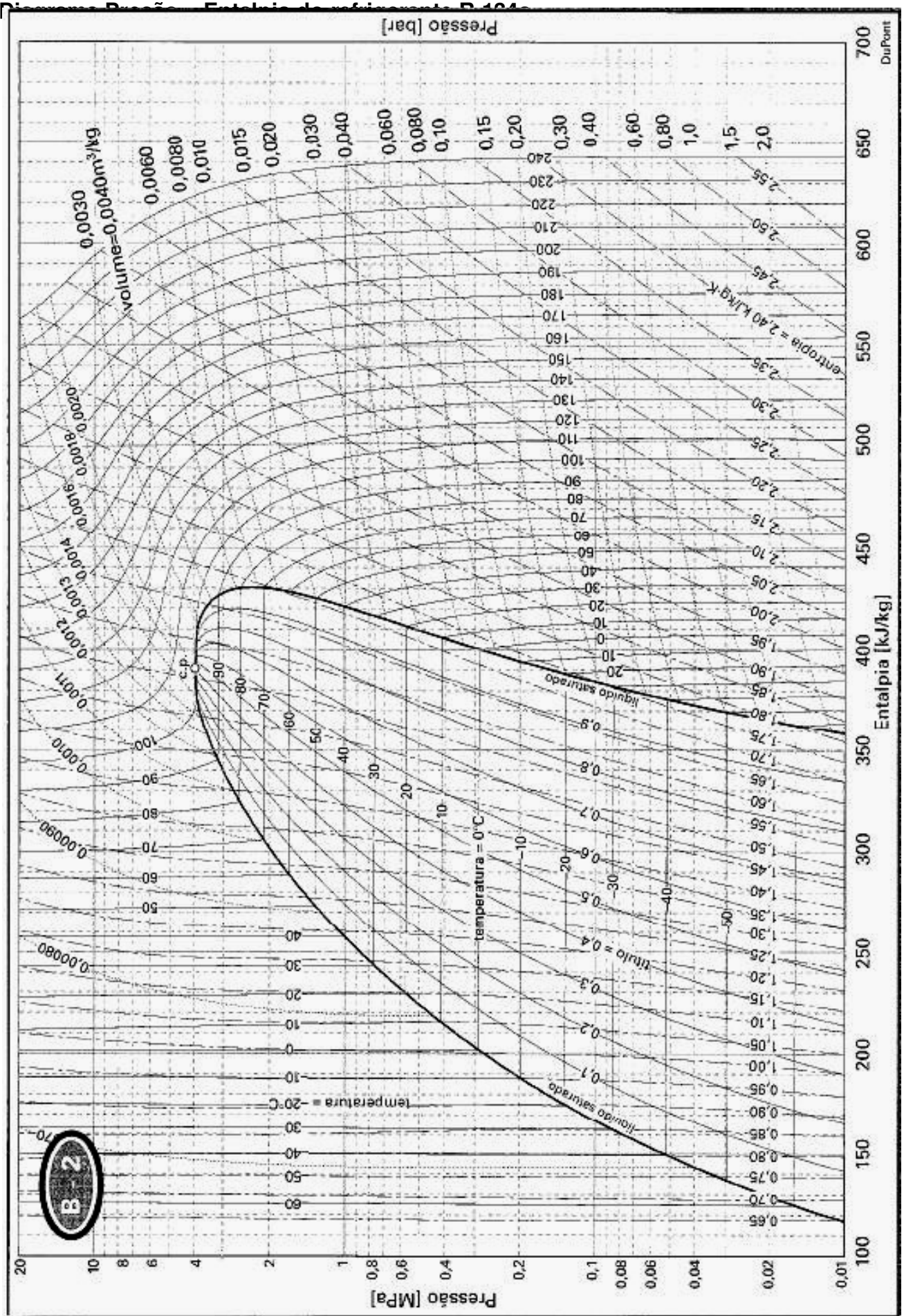
M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen

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 |



Pressão [bar]

DuPont

Entalpia [kJ/kg]

Pressão [MPa]

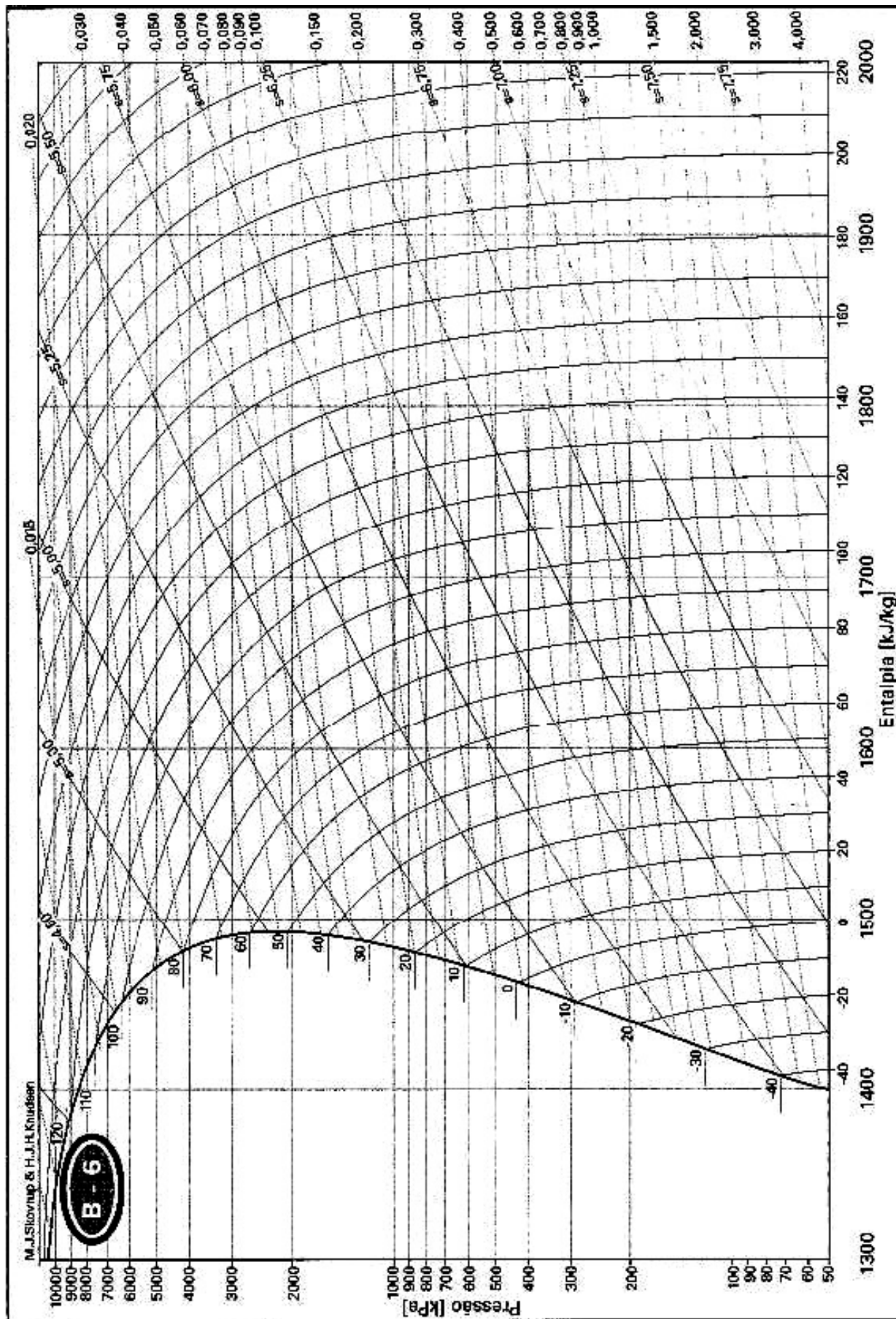


Tabela A.9a — Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-717 (amônia) saturado

| T [°C] | p [kPa] | v_i [l/kg] | v_v [l/kg] | h_i [kJ/kg] | h_{lv} [kJ/kg] | h_v [kJ/kg] | s_i [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 | 1368,8 | 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 | 6,9990 |
| -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 | 1,004 | 55,56 | 466,11 | 1024,5 | 1490,6 | 1,0750 | 4,9901 |
| 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 Pressão – 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:

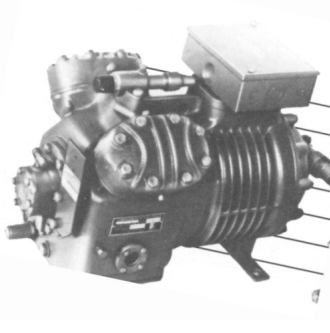
- Compressores Alternativos
- Compressores de Palhetas
- Compressores Centrífugos
- Compressores de Parafuso
- Compressores Scroll



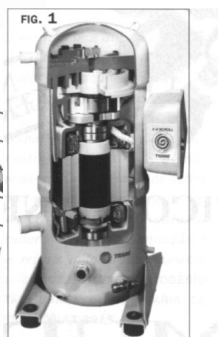
Compressor Alternativo Hermético



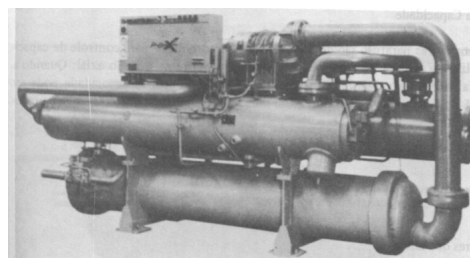
Compressor Alternativo Aberto



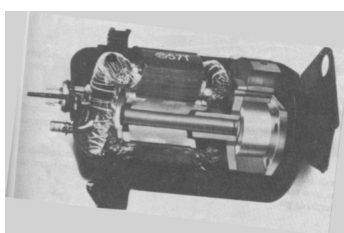
Compressor Alternativo Semi-hermético



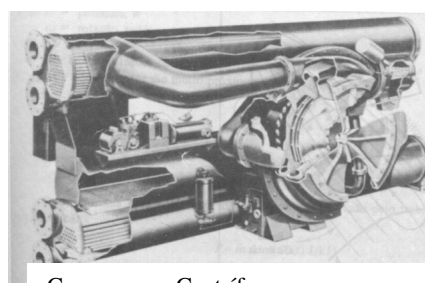
Compressor Scroll



Sistema com Compressor de Parafuso



Compressor de Palheta



Compressor Centrífugo

6.2 Compressores Alternativos:

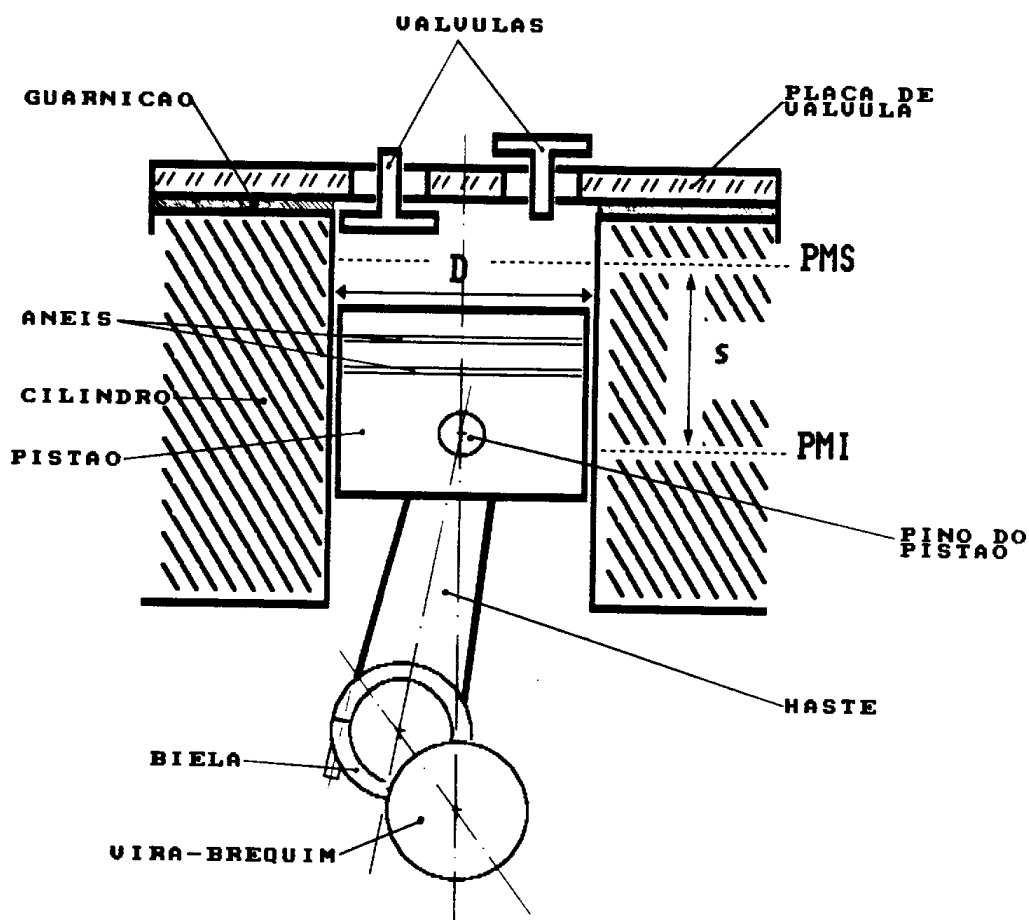
Sem dúvida os compressores alternativos são os mais utilizados, abrangendo a maioria das aplicações de refrigeração e ar condicionado.

São especialmente recomendados para sistemas com refrigerantes que requerem pequena vazão e com condensação e pressão relativamente altas.

Os compressores Alternativos podem ser 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 = diâmetro do cilindro
s = curso do pistão
PMS = ponto morto superior
PMI = ponto morto inferior

Ciclo de compressão: Pressão x Volume:

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

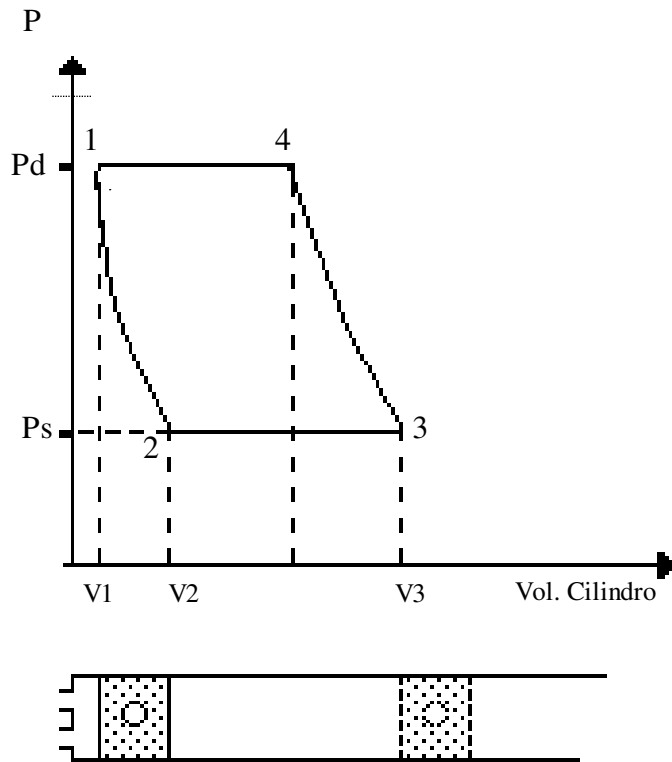
D → diâmetro do cilindro

S → curso do pistão

n → rotação do compressor

Z → quantidade de pistões

⇒ Há perdas



Eficiência volumétrica efetiva

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

Eficiência volumétrica de espaço nocivo:

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

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)

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

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

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

↗ 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:

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h_i \quad \left\{ \begin{array}{l} P = \text{Potencia em kW} \\ \dot{m} = \text{Vazao em kg/s} \\ \Delta h_i = \text{Trab. compressao isoentropica kj/kg} \end{array} \right.$$

onde $\rightarrow \dot{m} = \text{volumedeslocado} \cdot \frac{\eta_{vn}/100}{v_{asp}}$

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

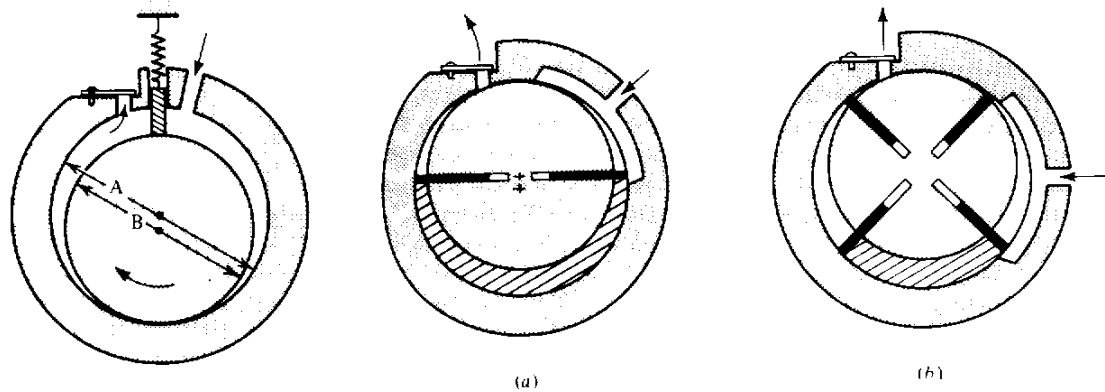
Compressores Herméticos: o motor opera em contato com o refrigerante

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.

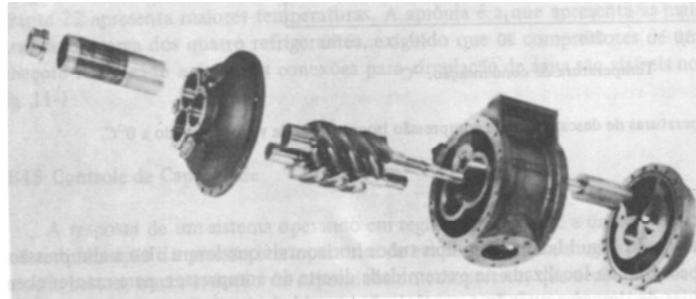
No compressor de múltiplas palhetas o rotor gira em torno do seu próprio eixo, que não coincide com o do cilindro. O rotor é provido de palhetas que se mantêm permanentemente em contato com a superfície do cilindro pela força centrífuga.

Nestes compressores não há necessidade de válvulas de aspiração.

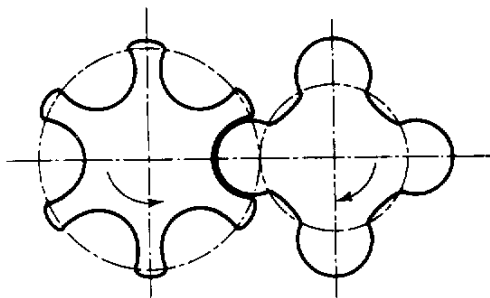
São utilizados principalmente em geladeiras, congeladores, condicionadores de ar, competindo com os compressores Alternativos.

6.4 Compressores de Parafuso:

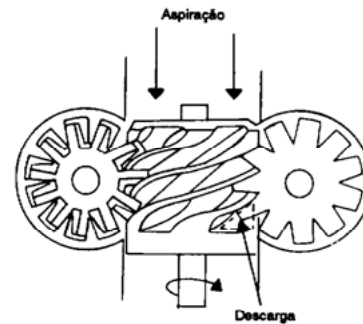
No compressor de parafuso a compressão é obtida pelo engrenamento de 2 rotores conjugados, dispostos em um cilindro apropriado, equipado com orifício de entrada e saída. O rotor macho normalmente é o rotor de acionamento e consiste de uma série de ressaltos ao longo



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.

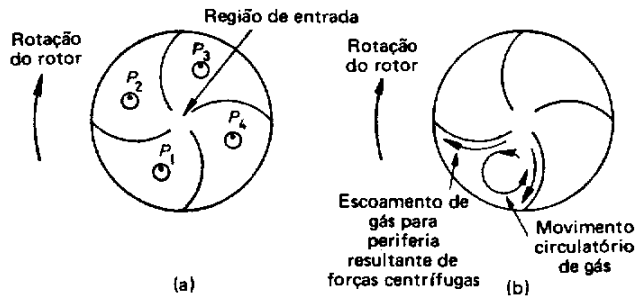
do comprimento do rotor que se engrenam com os sulcos helicoidais correspondentes, formando de modo semelhante no rotor fêmea, comprimindo o refrigerante. Na região de aspiração do compressor é produzido vácuo, induzindo a entrada do vapor de refrigerante.

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

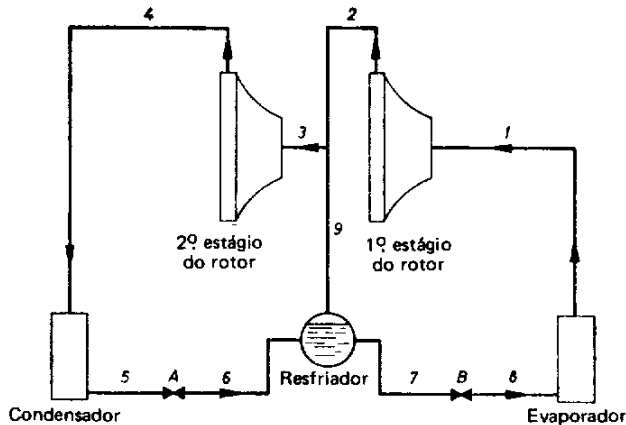
O centro de capacidade é realizado pelo uso de uma válvula corredeira que é localizada na carcaça do compressor. Quando a válvula está aberta, ocorre um retardamento do início de compressão. A capacidade pode ser modulada até 10% da capacidade máxima.

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 rotors.



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 tursor que o motor exerce sobre o gás é:

$$T = m(v_2 \cdot r_2 - v_1 \cdot r_1)$$

$T \rightarrow$ momento tursor, N.M

$m \rightarrow$ vazão, kg/s

$v_2 \rightarrow$ velocidade tangencial do refrigerante na m/s

$r_2 \rightarrow$ raio externo do rotor, m.

$v_1 \rightarrow$ velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor (m/s)

$r_1 \rightarrow$ raio média da seção de entrada do rotor, m.

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

$$T = m \cdot v_2 \cdot r_2$$

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

$$P = T \cdot \omega = m \cdot v_2 \cdot r_2 \cdot \omega$$

$P \rightarrow$ potência em w

$\omega \rightarrow$ 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:

$$r_2 \cdot \omega = v_2$$

$$P = m \cdot v_2^2$$

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

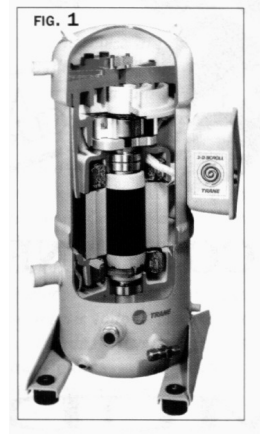
$$v_2^2 = 1000 \Delta h_i$$

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)

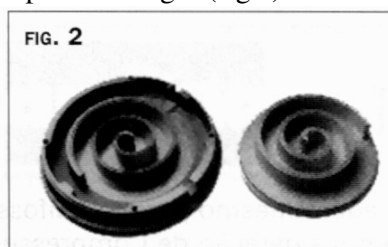
O compressor scroll oferece muitos benefícios aos usuários de sistemas de ar condicionado:

- em média é 5% a 10% mais eficiente que um compressor recíproco de igual capacidade;
- não possui válvulas, sendo extremamente resistente a golpes de líquido;
- 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:

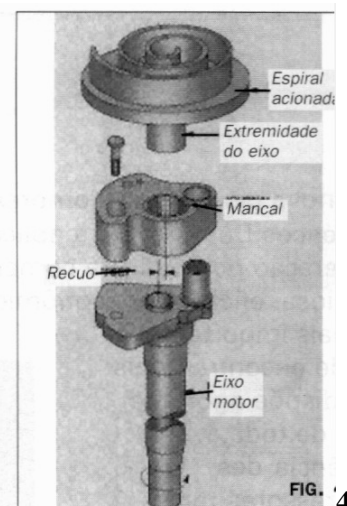
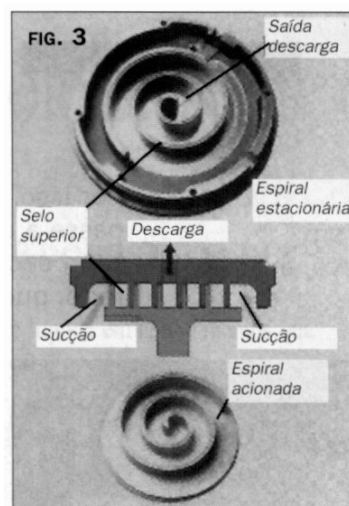
O compressor scroll utiliza duas peças em forma de espiral para realizar o trabalho da compressão do gás (fig.2)



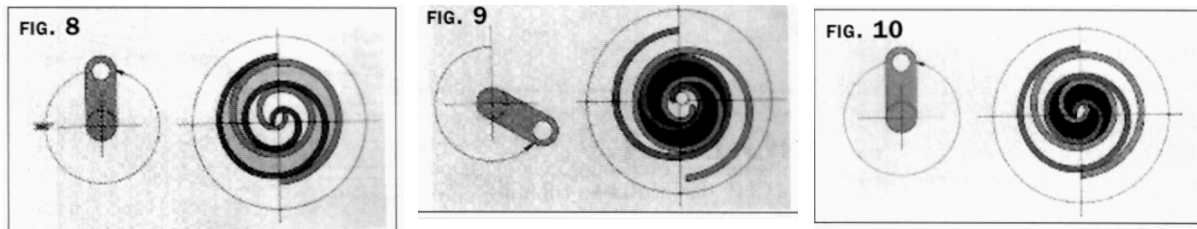
As espirais estão acasaladas face a face. A espiral superior é a espiral fixa onde está a abertura de descarga do gás. A espiral inferior é a espiral acionada pelo motor (fig. 3).

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



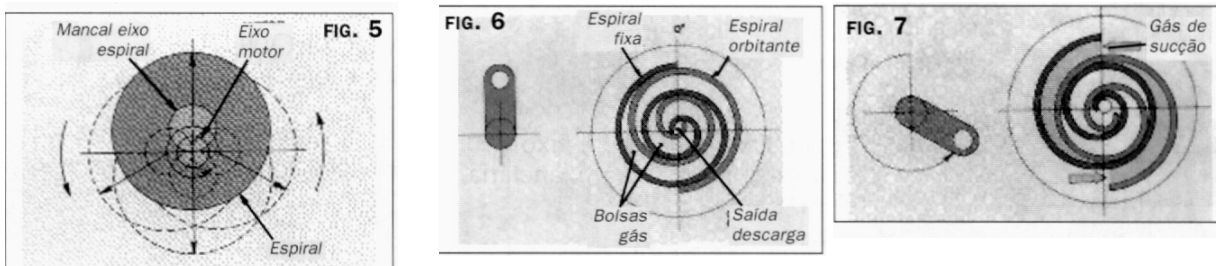
da espiral oposta. Eles atuam de forma semelhante aos anéis do pistão de um compressor al-



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).

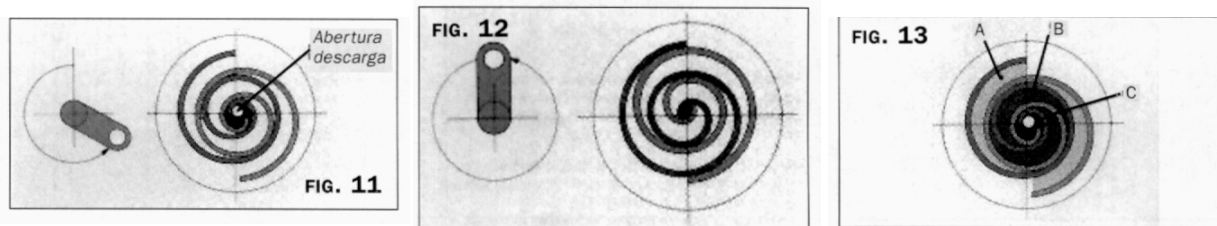
Por exemplo, durante a primeira volta do eixo, ou fase de sucção, a parte da superfície lateral da espiral permite a entrada do refrigerante na forma gasosa, succionando o mesmo (fig. 7).

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)

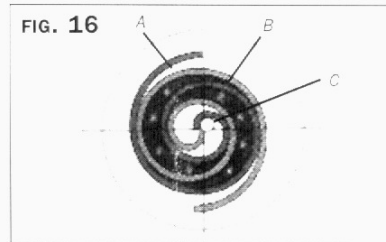
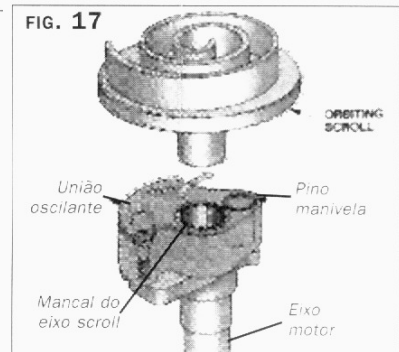
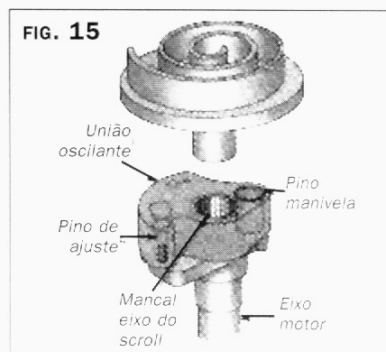


Finalmente, ao completar a volta, o volume da bolsa é reduzido a zero, comprimindo o refrigerante na forma gasosa remanescente na espiral (fig. 12).

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



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 uma 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 líquido entrar no conjunto de espirais.

Por exemplo, assumimos que uma pequena quantidade de óleo líquido 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 °C e uma temperatura de condensação de 50 °C. O desempenho é baseado em 3 °C de sub-resfriamento do líquido e 8 °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 °C. Admitindo a eficiência volumétrica de espaço nocivo, determine a vazão de refrigerante para as temperaturas de evaporação de - 10 °C e 10 °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 °C e 40 °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 °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 °C (11,2 F) e 15 °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 °C
 - b) 20 °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 °C (14 F) e 30 °C (86 F), respectivamente, qual deve 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 °C (9 F) sub-resfriado.
 o vapor que deixa o evaporador e entra no compressor apresenta 10 °C (18 F) de superaquecimento.

7 CONDENSADORES:

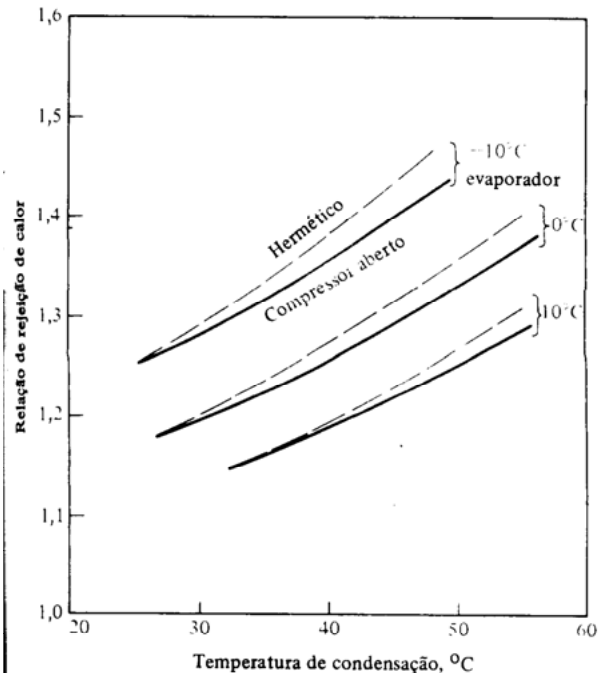
Os condensadores são trocadores de calor onde ocorre a condensação do refrigerante. Todos os ganhos de calor de um sistema de refrigeração devem ser rejeitados no condensador. Sendo portanto sua função básica liquefazer o fluido refrigerante.

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 utilizadas 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

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

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

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.

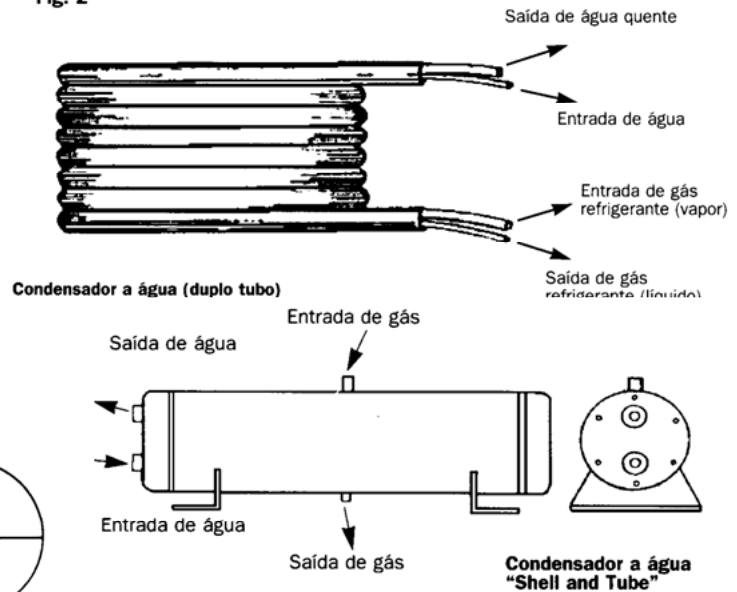
Os tipos principais de condensadores a água são:

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

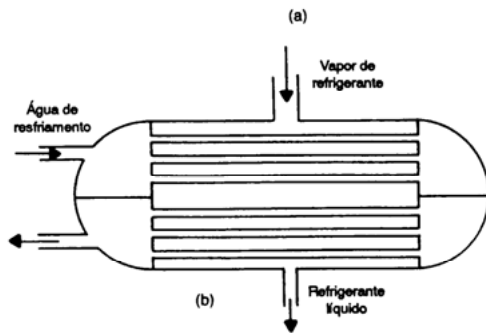
- **Condensadores resfriados a água de Duplo Tubo:**

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



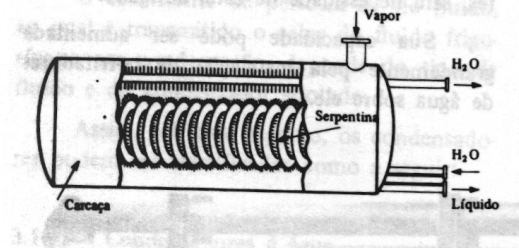
- **Condensadores resfriados água de Carcaça e Tubo (Shell and Tube):**



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 água : $Q = m \cdot 4,19 \Delta T$

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

m = massa de água kg / h

Q = calor transferido da refrigerante para água

ΔT = diferença da temperatura da água na entrada e saída do condensador

• Condensadores a ar

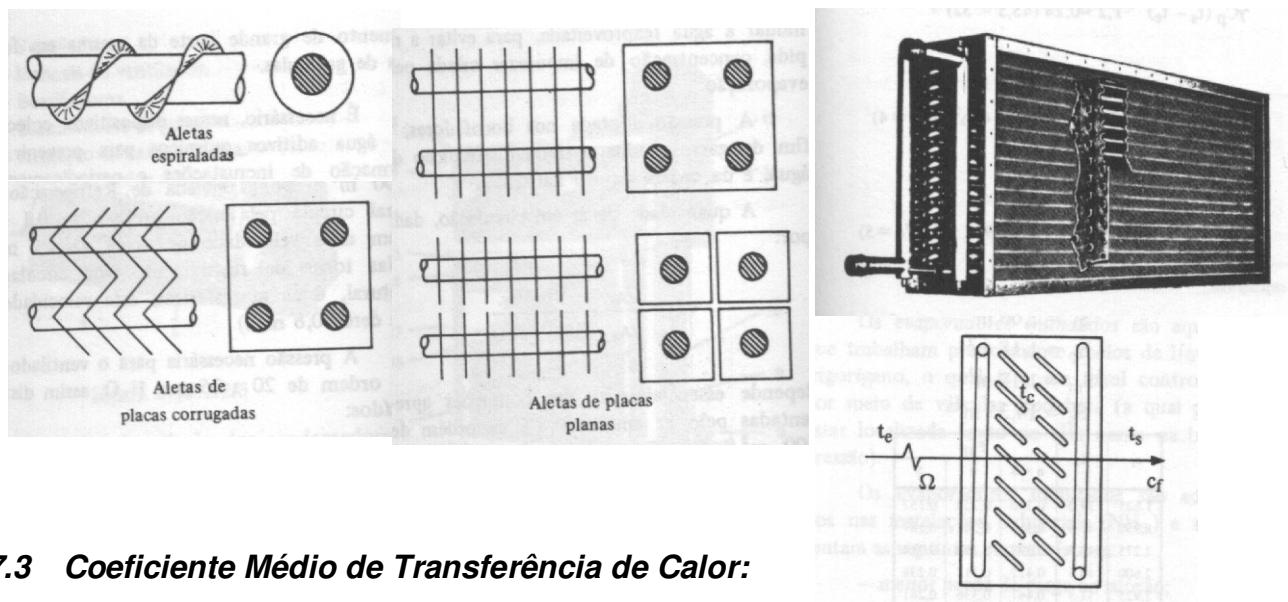
Os condensadores a ar podem ser de dois tipos: com ou sem circulação forçada a ar. Consiste em tubos de cobre ou de aço aletados, no interior dos quais circula o refrigerante. O ar ambiente, circulando através do mesmo, troca calor com o refrigerante, condensando-o (fig. 4).

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

- Custo inicial baixo;
- Reduzido custo de manutenção.

Desvantagens:

- Necessitam de grandes volumes de ar, cuja movimentação produz muito ruído;
- Custo operacional elevado, pois o compressor absorve mais energia;
- A eficiência diminui quando a temperatura ambiente aumenta;
- 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 transferência 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 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

g = aceleração de gravidade = $9,81 \text{ m/s}^2$

ρ = densidade do condensado (Kg/m^3)

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

k = condutividade térmica do condensado ($W/m \cdot ^\circ C$)

μ = viscosidade dinâmica do condensado ($Pa \cdot s$)

ΔT = diferença entre as temperaturas do vapor e a superfície da placa ($^\circ C$)

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:

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

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

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_e A_e} + \frac{x}{k A_m} + \frac{1}{H_i A_i}$$

q = taxa e transferência de calor (W)

h_e = coeficiente de troca de calor na superfície extern do tubo (W/m^2)

A_e = Área externa do tubo (m^2)

T_e = temperatura do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$)

K = condutibilidade térmica do tubo ($\text{W}/\text{m.K}$)

x = espessura do tubo (m)

T_i = Temperatura da água ($^{\circ}\text{C}$)

A_m = área circunferencial média do tubo (m^2)

A_i = área interna do tubo (m^2)

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

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:

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

T_c = Temperatura condensação
 T_i = Temperatura entrada do fluido de resfriamento
 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:

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

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

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 fluido que passa por fora dos tubos.

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

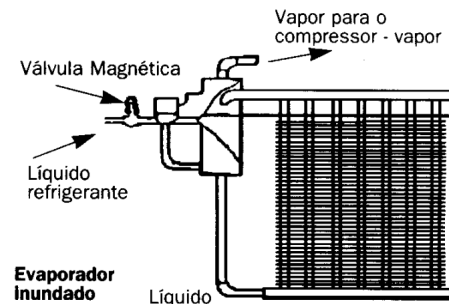
Ebulição na carcaça → a retirada de calor é realizada indiretamente por meio de um fluido intermediário.

8.1 Evaporadores de Expansão Direta:

- **Evaporador inundado**

É aquele no qual é mantido determinado nível de líquido 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 líquido é admitido pela válvula. Isto resulta que o interior do evaporador fica cheio de líquido 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

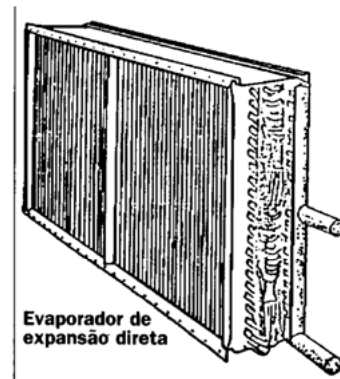


- **Evaporador seco:**

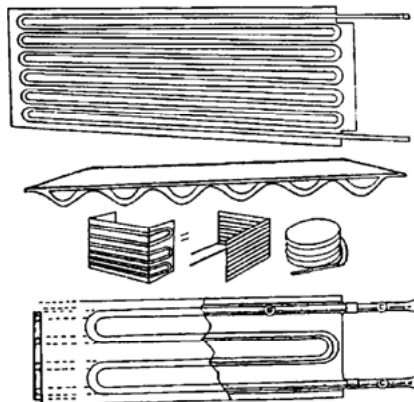
Neste tipo, a admissão de refrigerante é feita por meio de uma válvula de expansão ou de um tubo capilar. A válvula de expansão termostática permite passar apenas a quantidade de refrigerante requerida.

- **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.



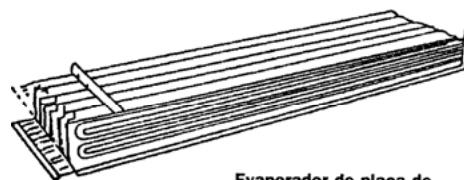
- **Evaporador de tubos alhetados**



Evaporador de placa de pequena capacidade

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 fluido 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.

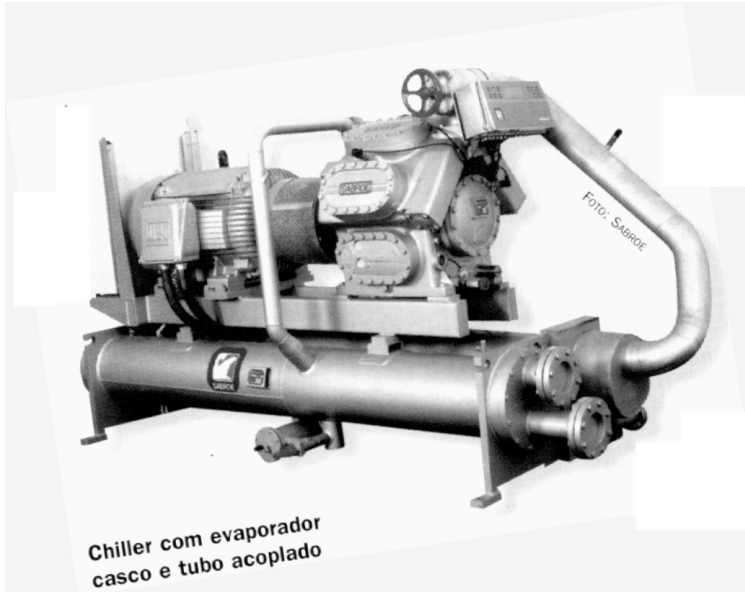
Importante - o evaporador que estiver com as alhetas frouxas, isto é, sem um bom contato com o tubo, está trabalhando com baixa eficiência. Deve ser reparado imediatamente.



Evaporador de placa de grande capacidade

•Evaporador tipo Tubo e Carcaça (Casco Tubo):

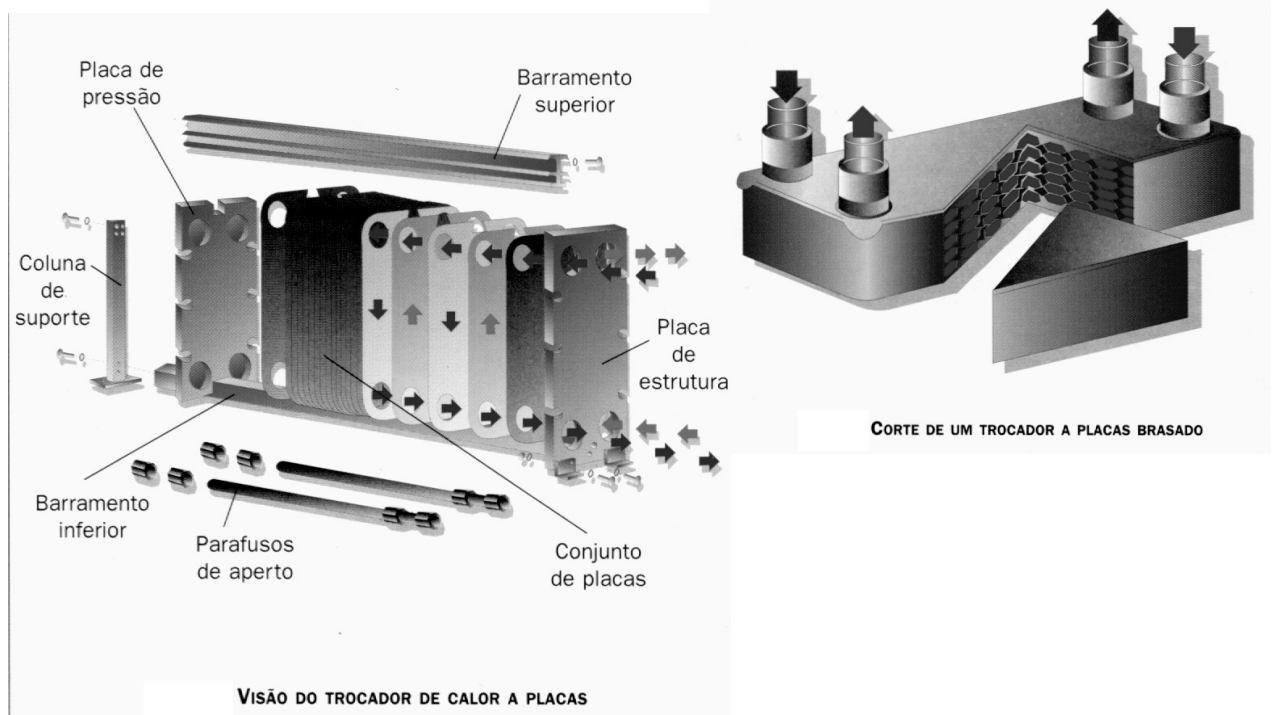
São semelhantes aos condensadores deste tipo. Podem ser tipo seco ou inundado.



•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.



8.2 Evaporadores de Expansão Indireta:

Estes evaporadores são semelhantes aos de expansão direta, apenas resfriam fluidos 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 ser utilizadas as mesmas fórmulas utilizadas para dimensionamento de um Condensador, simplesmente considerando as diferenças.

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

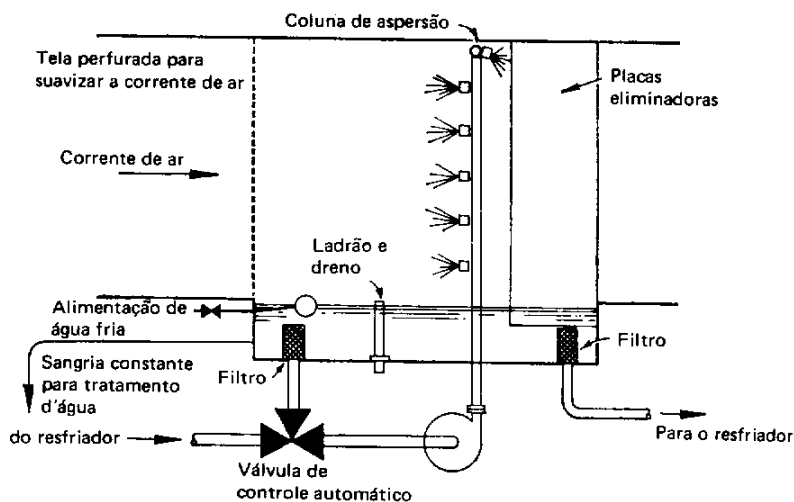
Quanto maior o ΔT menores os níveis de umidade dentro do ambiente refrigerado.

Quando a temperatura da superfície de um evaporador que resfria ar se estiver a uma temperatura abaixo de 0 °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.

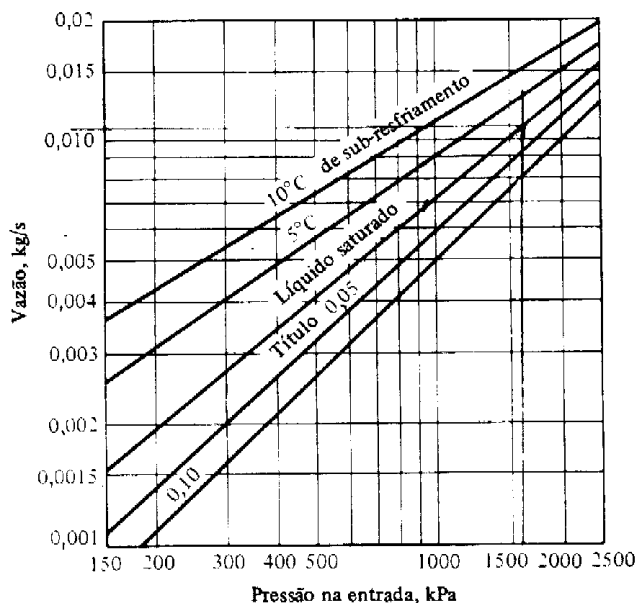
9.1 Tubos Capilares:

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 escoar por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluido, resultando na evaporação de parte do refrigerante.

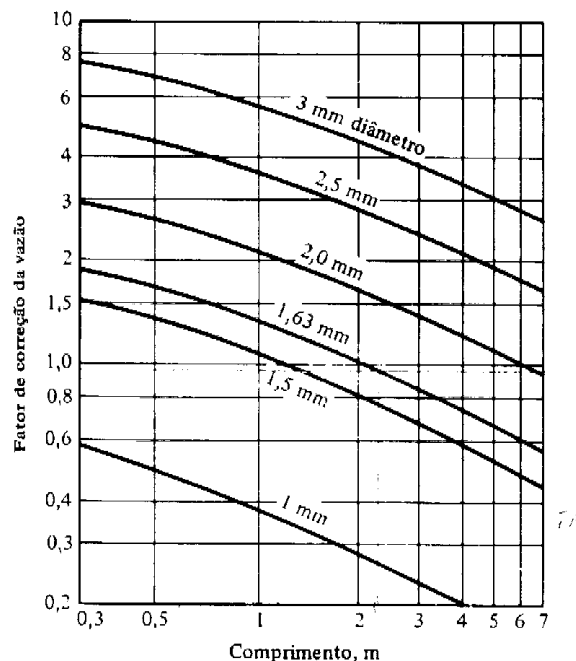
O compressor e o dispositivo de expansão devem atingir uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador.

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 e comprimento, sob condições de escoamento bloqueado.



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

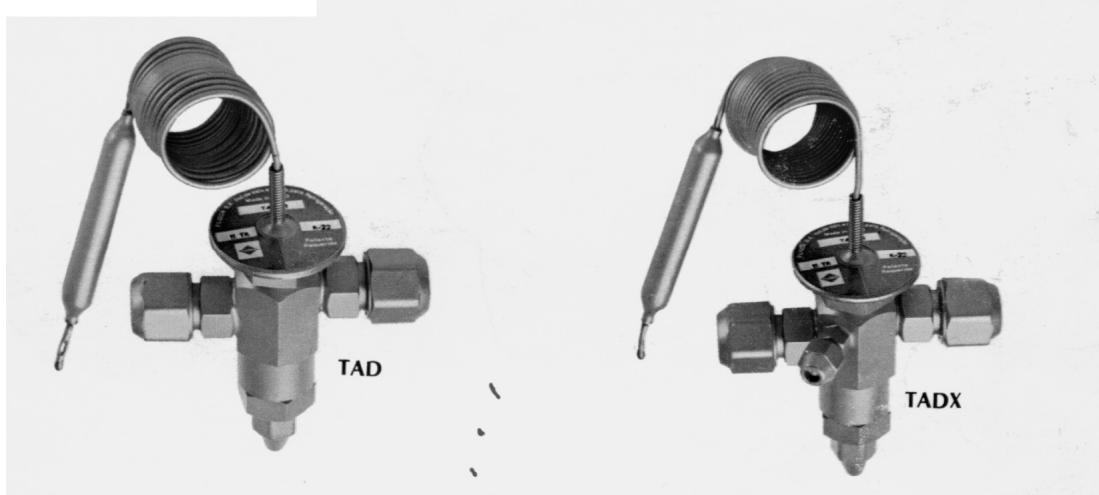
$$\text{Fator de correção} = \frac{\text{Vazão Real}}{\text{Vazão Padrão (gráfico)}}$$

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.

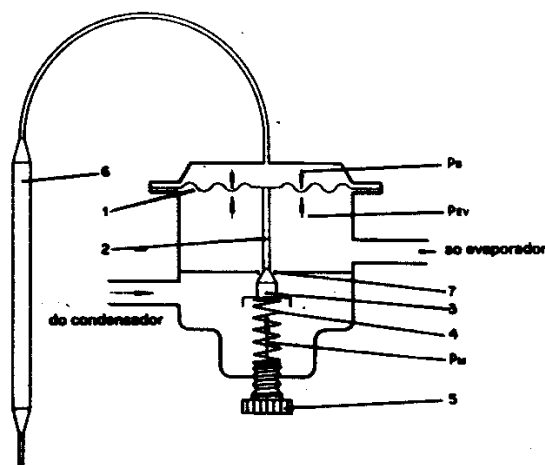
A válvula de expansão termostática opera no sentido de manter aproximadamente a mesma quantidade de líquido no evaporador uma vez se a quantidade de líquido diminuiu, uma superfície maior do evaporador será exposta ao vapor superaquecendo-o em maior grau e portanto propiciando a abertura da válvula.

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

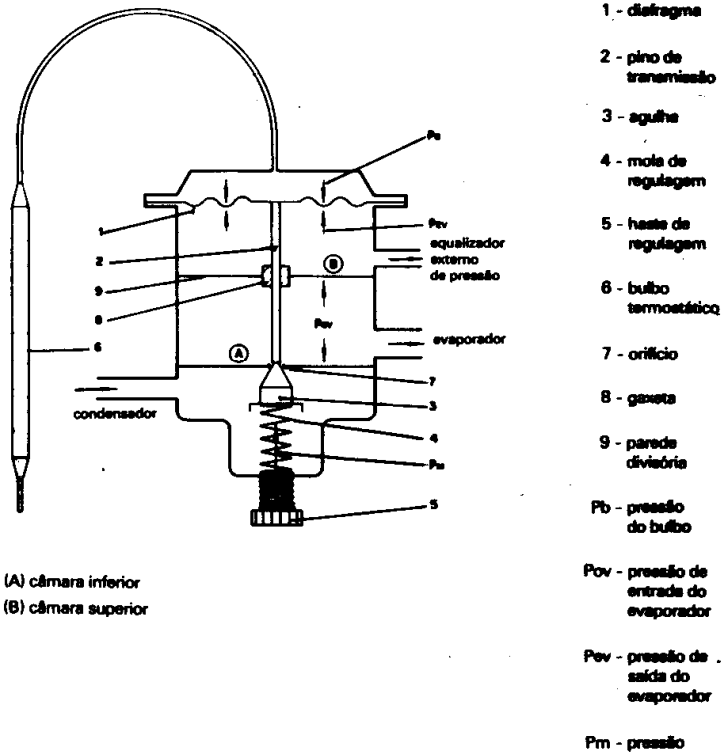
O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão P_b no bulbo e tubo capilar atuando no lado superior do diafragma. É determinado pela temperatura do bulbo. A pressão P_o na saída da válvula, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura do evaporador. A pressão da mola atuando sob o diafragma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



- 1 - diafragma
- 2 - pino de transmissão
- 3 - agulha
- 4 - mola de regulagem
- 5 - haste de regulagem
- 6 - bulbo termostático
- 7 - orifício
- P_b - pressão do bulbo
- P_{ev} - pressão do evaporador
- P_m - pressão da mola

• Válvula de expansão termostática com equalizador externo

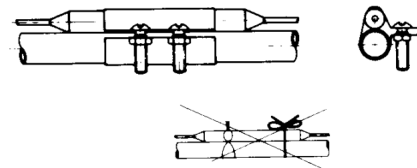
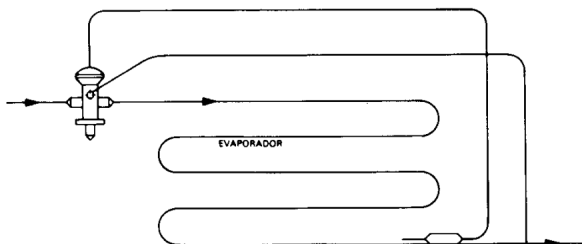
O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão P_b no bulbo e tubo capilar, atuando no lado superior do diafragma. É determinada pela temperatura do bulbo. A pressão P_o-AP na saída do evaporador, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura de evaporação e perda de pressão no evaporador, 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.



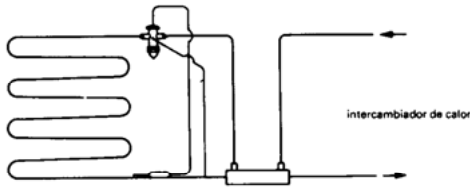
CUIDADOS

- 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).

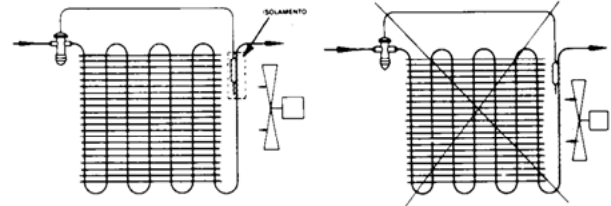
- O bulbo termostático deve estar preso por braçadeiras sobre uma superfície limpa e plana, para que haja um contato térmico ideal com a tubulação de sucção.



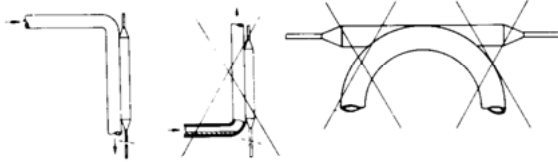
- Deve-se tomar o cuidado de não instalar o bulbo e o equalizador após o intercambiador de calor.



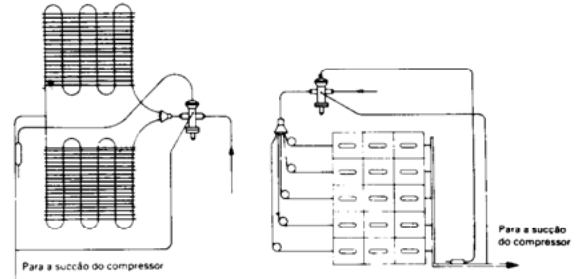
- O bulbo termostático deve estar fora das correntes de ar e totalmente isolado, para evitar impulsos falsos na válvula de expansão.



- 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.



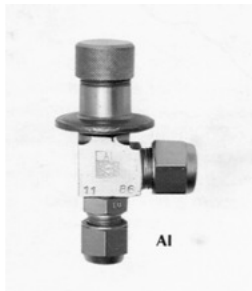
- Se uma válvula de expansão estiver alimentando mais de um evaporador, instalar o bulbo termostático e o equalizador externo na saída do coletor que contém a tubulação de sucção.



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.

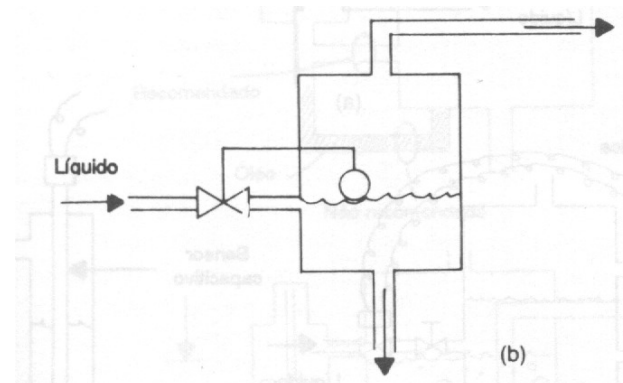
9.4 Válvula de Expansão Constante ou Automática:



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.

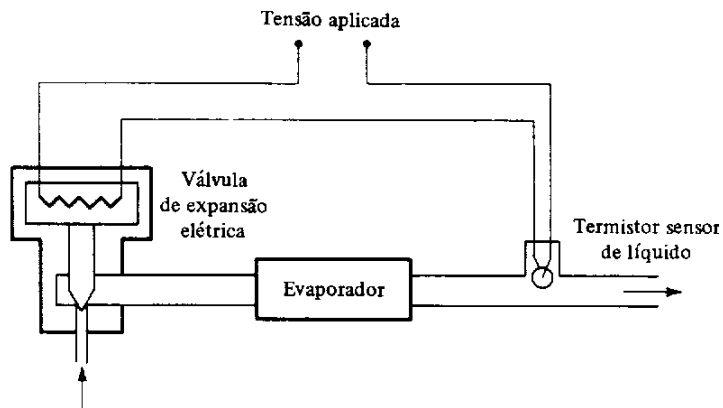
9.5 Válvulas de Bóia:

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.

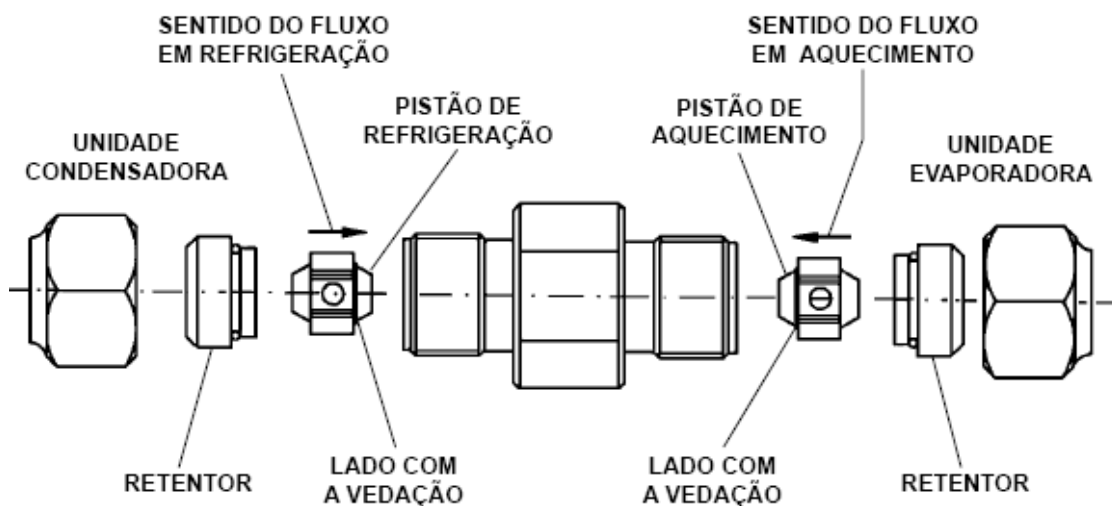


9.7 Pistões:

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:

- 1^o algarismo = N^o de átomos de carbono - 1 (C - 1)
- 2^o algarismo = N^o de átomos de hidrogênio + 1 (H + 1)
- 3^o algarismo = N^o de átomos de flúor (F)

ex.:

| Designação numérica | N ^o 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:

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

ex.:

| | | |
|-------|--------------------|------------------|
| R-717 | Amônia | N H ₃ |
| R-718 | Água | H ₂ 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 ₃ H 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 °C, temperatura de condensação de 30 °C e considerando-se compressão isentrópica, sem superaquecimento e sub-resfriamento.

| Refrigerante | Nome | Pressão de vaporização (kPa) | Pressão de condensação (kPa) | Relação de Pressão | Efeito de refrigeração (kJ/kg) | Vazão de vapor na sucção p/kW refrigeração (L/s) | COP |
|--------------|--------------------------|------------------------------|------------------------------|--------------------|--------------------------------|--|------|
| 11 | Tricloromonofluorometano | 20,4 | 125,5 | 6,15 | 155,4 | 4,90 | 5,03 |
| 12 | Diclorofluorometano | 182,7 | 744,6 | 4,08 | 116,3 | 0,782 | 4,70 |
| 22 | Monoclorofluorometano | 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 °C e Temperatura de Condensação de 30 °C.

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.

Toxicidade → 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.

Deteção de fugas → A amônia é facilmente detectada pelo cheiro; os halocarbônicos podem ser detectados por meio de lamparinas de Heliode 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 Fluidos 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 hidrofurocarbono (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 QUÍMICA

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

COMPOSIÇÃO/INFORMAÇÕES SOBRE INGREDIENTES

| Refrigerante | Nomenclatura | Fórmula |
|----------------------|------------------------|-----------------------------------|
| HCFC-22 | Clorodifluormetano | CHClF ₃ |
| HCFC-125 | Pentafluoretano | CF ₃ CH F ₂ |
| HFC-143a | 1,1,1-Trifluoretano | CF ₃ CH ₃ |
| HFC-134 ^a | 1,1,1,2Tetrafluoretano | CF ₃ CH ₂ F |
| HC-290 | Propano | C ₃ H ₈ |

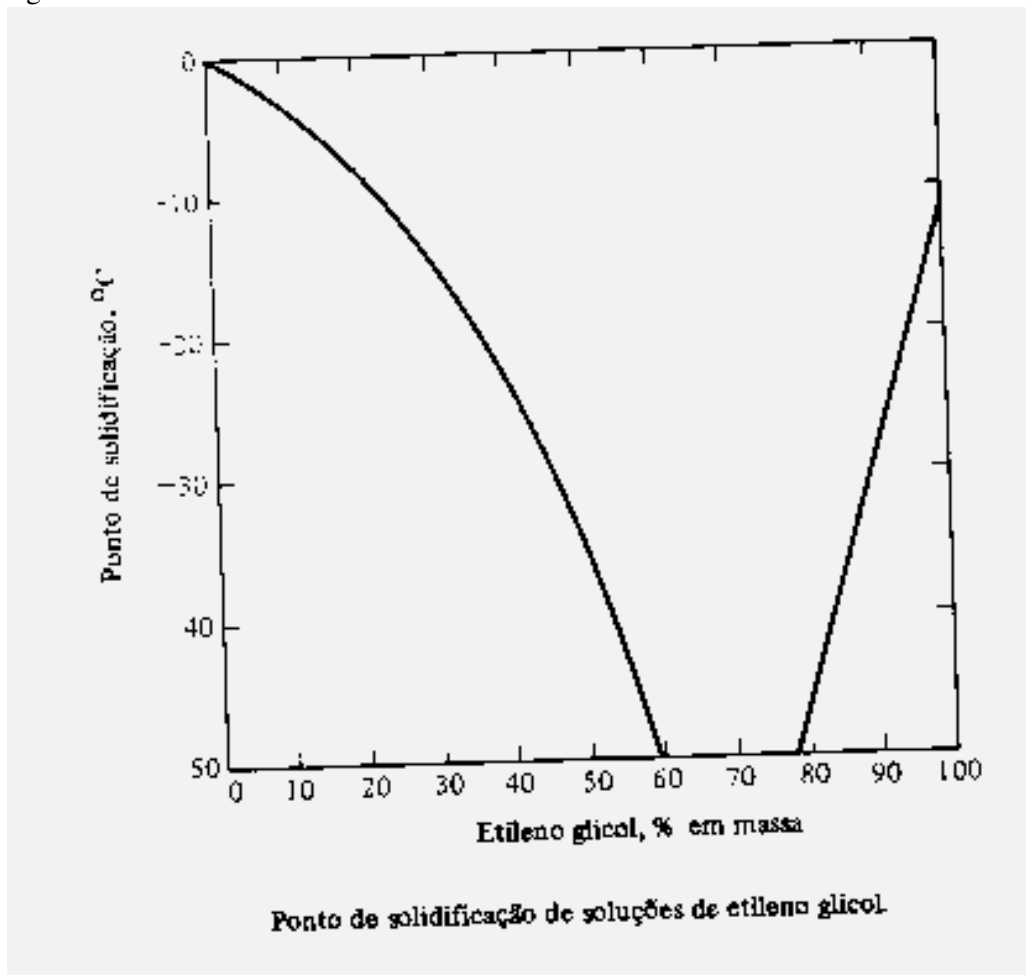
| | | |
|----------|------------------------------|---------------------------|
| HFC-152a | 1,1-Difluoretano | CH_3CHF_2 |
| HCFC-124 | 2clorol,1,1,2Tetrafluoretano | CHClF_2 |

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.

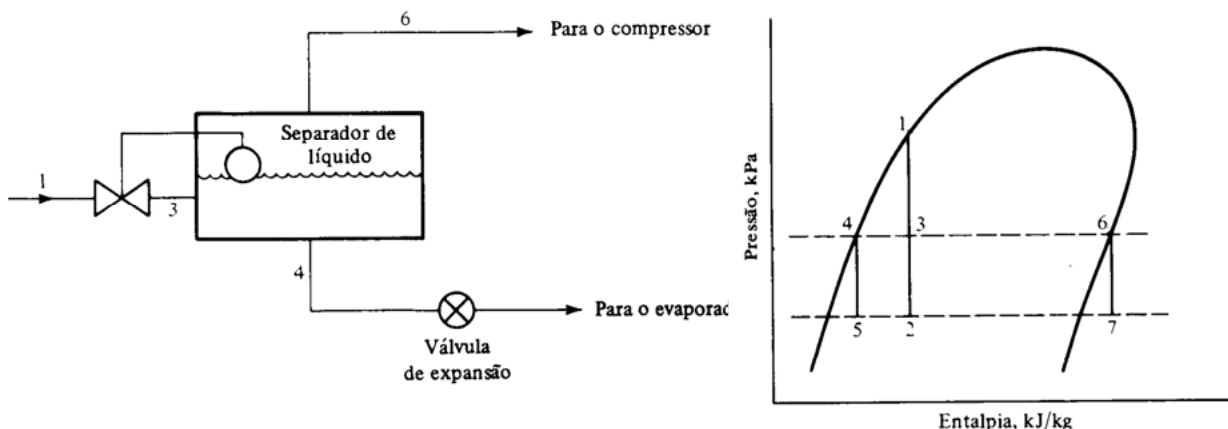


11 SISTEMAS MULTI PRESSÃO:

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.

$$W = \int v dp = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

P = pressão em Pa
 v = volume específico em m³/Kg
 n = expoente politrópico relacionando a pressão e volume específico durante o processo de compressão, $pv^n = \text{const}$.

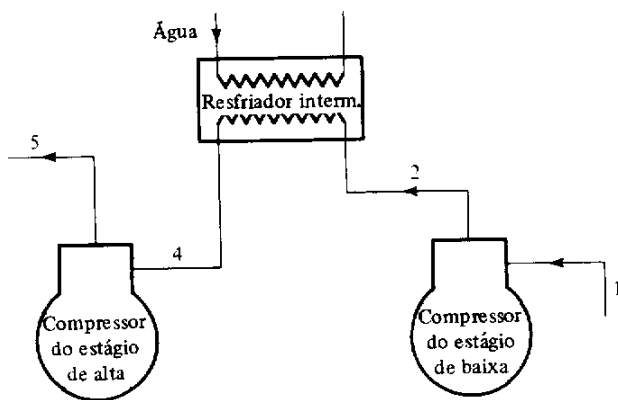


Figura 9-2.

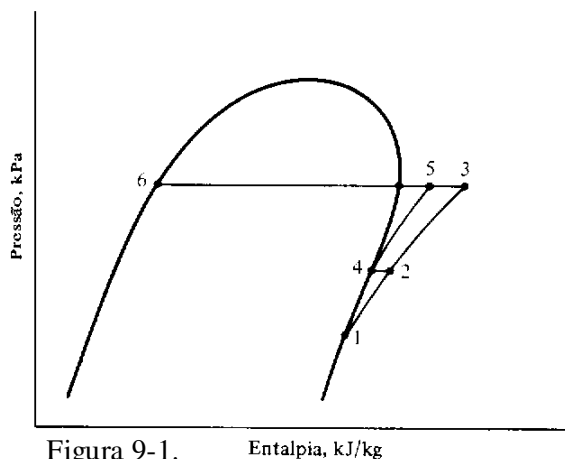


Figura 9-1.

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.

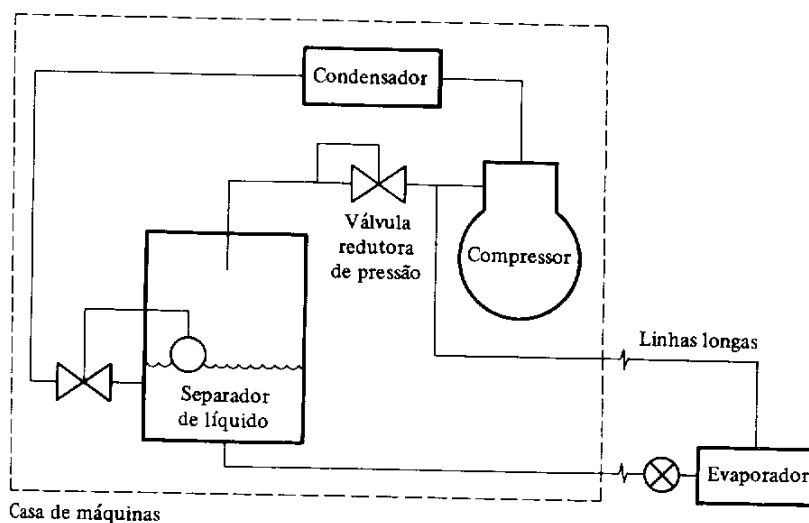
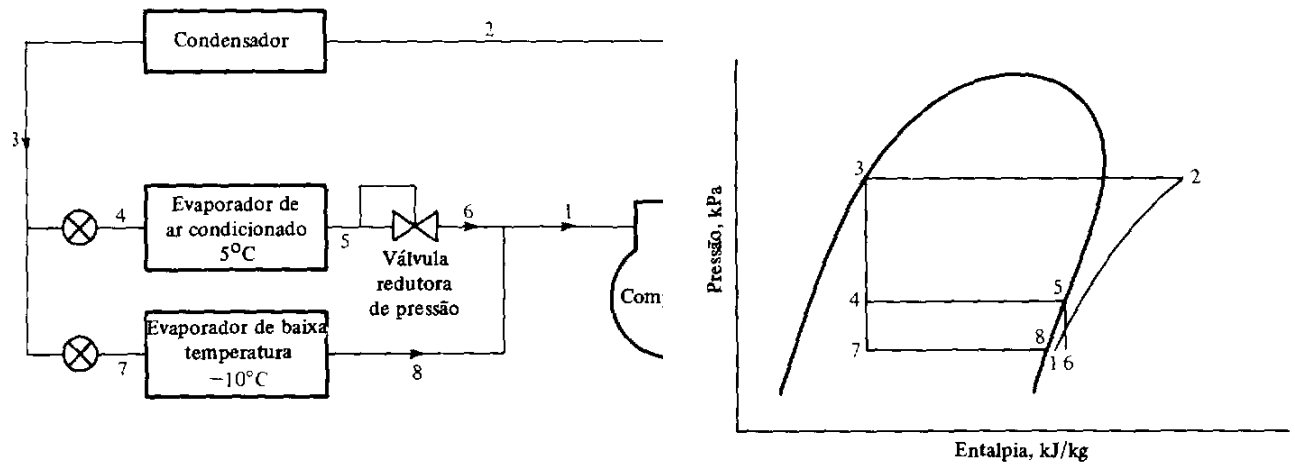


Figura 9-3.

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.



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.

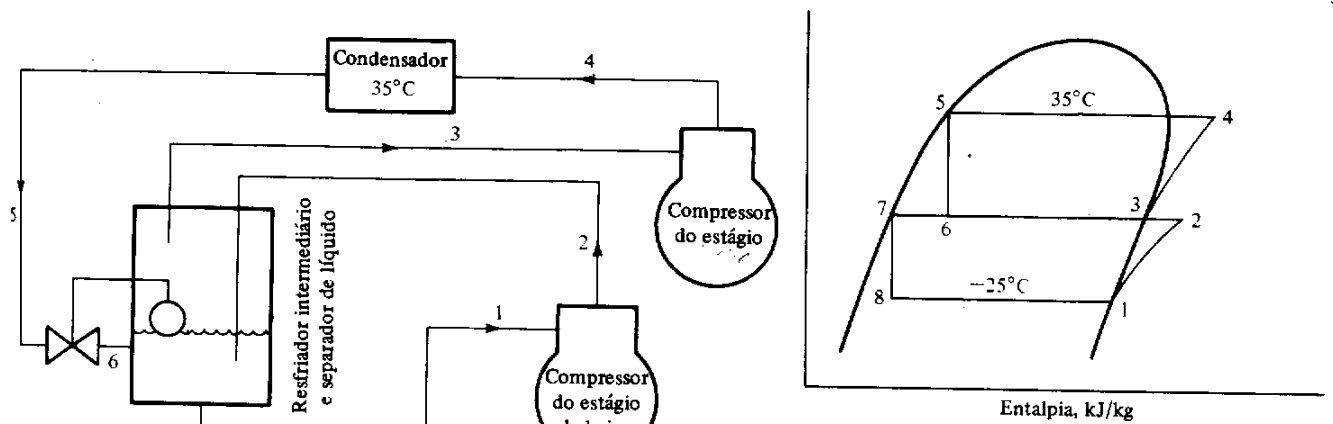


Figura 9-5.

Figura 9-4.

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.

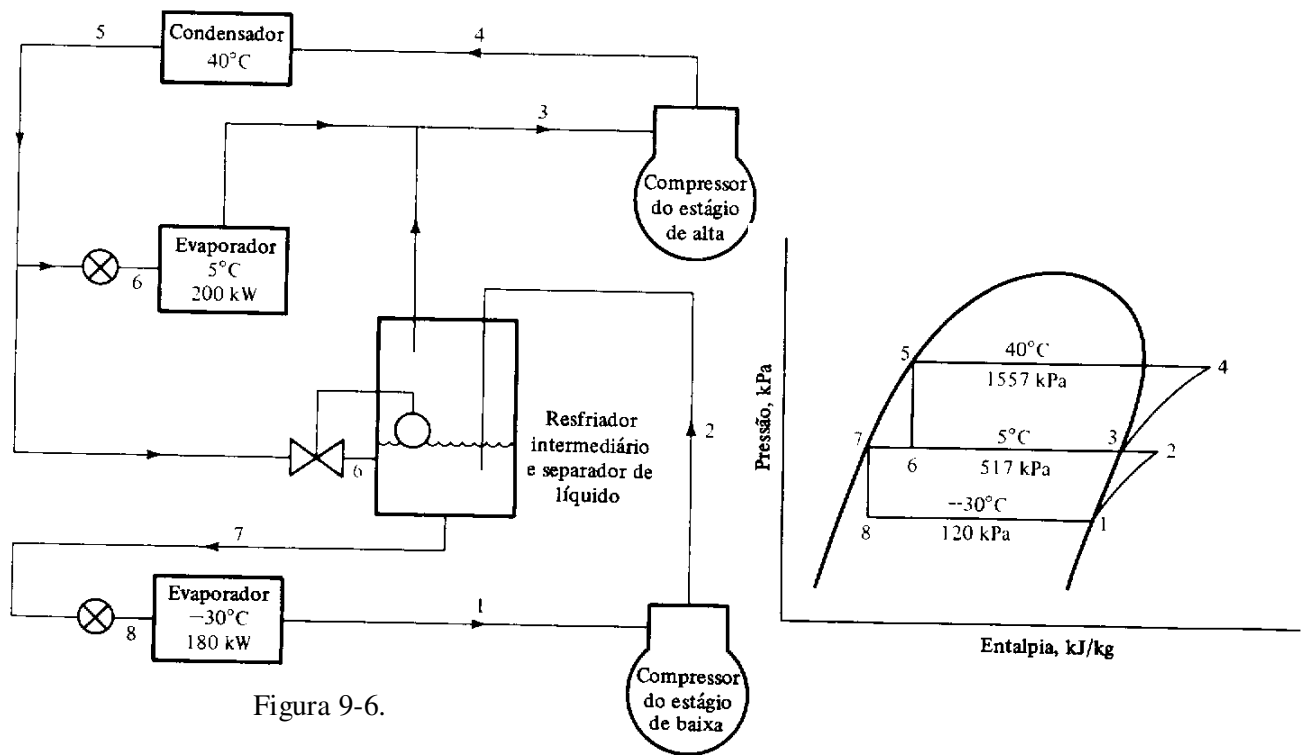


Figura 9-6.

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 refrigerígenos 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 baixas temperaturas.

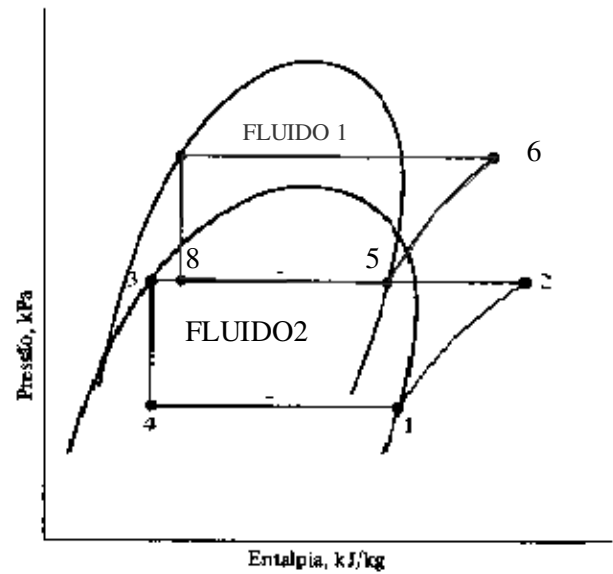
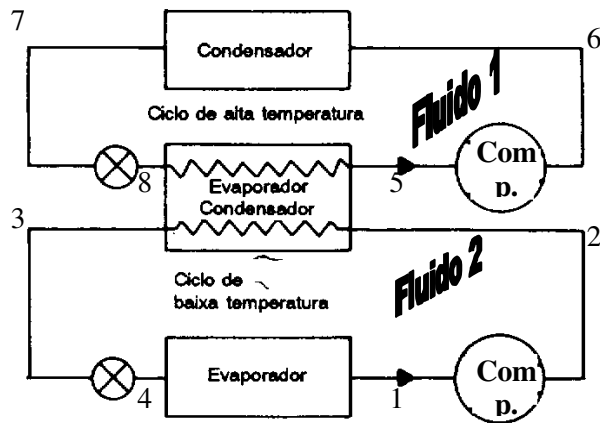


Figura 9-7.

Exercícios:

1- Calcule a potência requerida pelos dois compressores em um sistema com amônia que serve um evaporador de 250 kW a -25°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°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°C e um outro deve prover 200 kW a 5°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°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°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.

Calcule a potência total requerida pelos dois compressores no sistema modificado.

Resp.: 70,9 kW.

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°C . A temperatura de saturação do evaporador de temperatura intermediária é 0°C , e sua capacidade é de 150 kW. A temperatura de saturação do evaporador de baixa temperatura é -40°C , e sua capacidade é de 250 kW. Qual é a vazão de refrigerante comprimido pelo compressor do estágio de alta? *Resp.: 0,411 kg/s.*

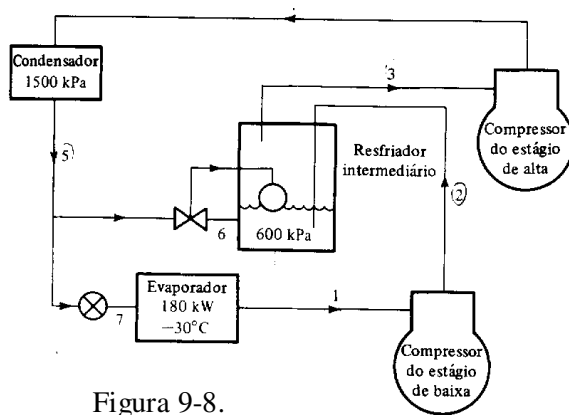


Figura 9-8.

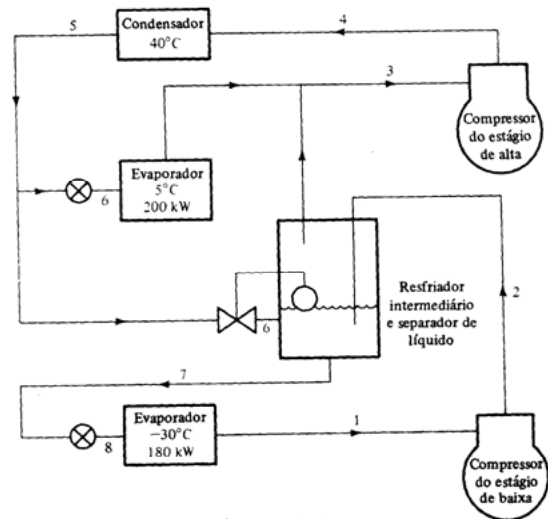


Figura 9-9.

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:

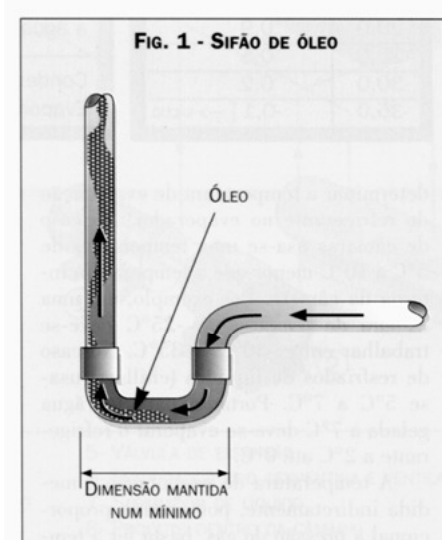
Dado que um compressor tem que ser lubrificado, mas o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação, arrastando-o para as tubulações e componentes do sistema frigorífico. Desta forma a tubulação deve ser dimensionada, de modo a produzir velocidades adequadas do fluido e com inclinações capazes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

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, as outras providências são necessárias.

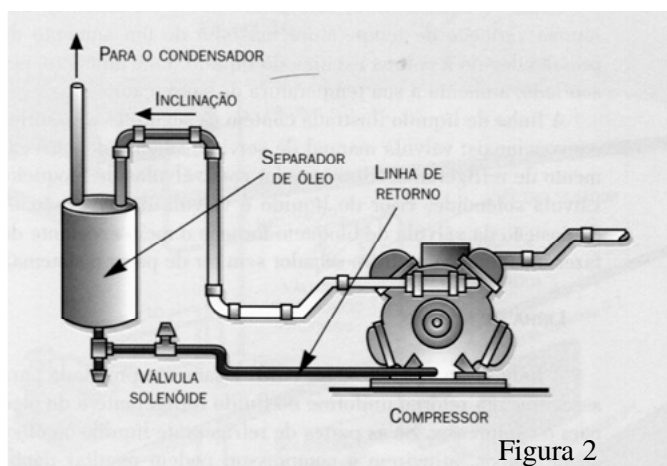
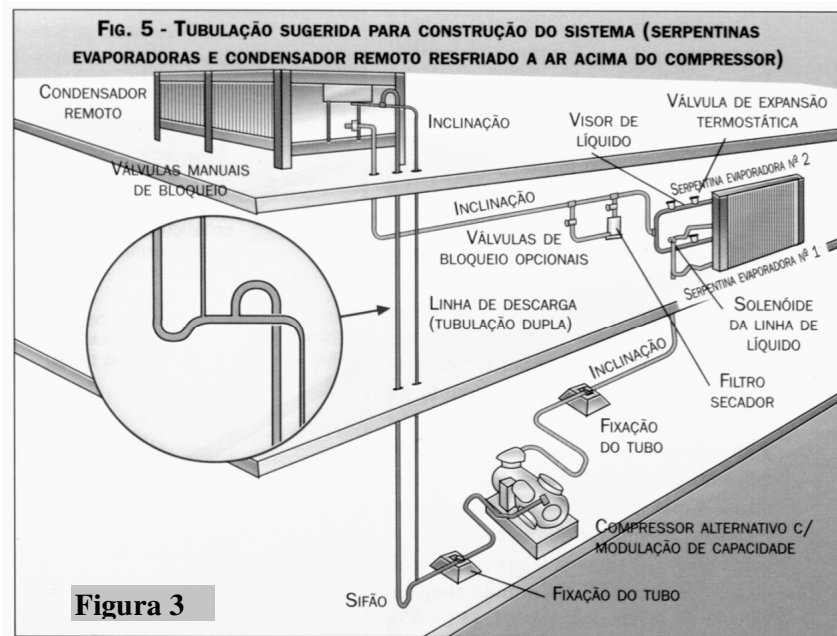


Figura 2

12.2 Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade:

O Estágio de capacidade mínima de um compressor com modulação de



capacidade produz normalmente velocidades do fluido 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 capacidade 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 a 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 a 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:

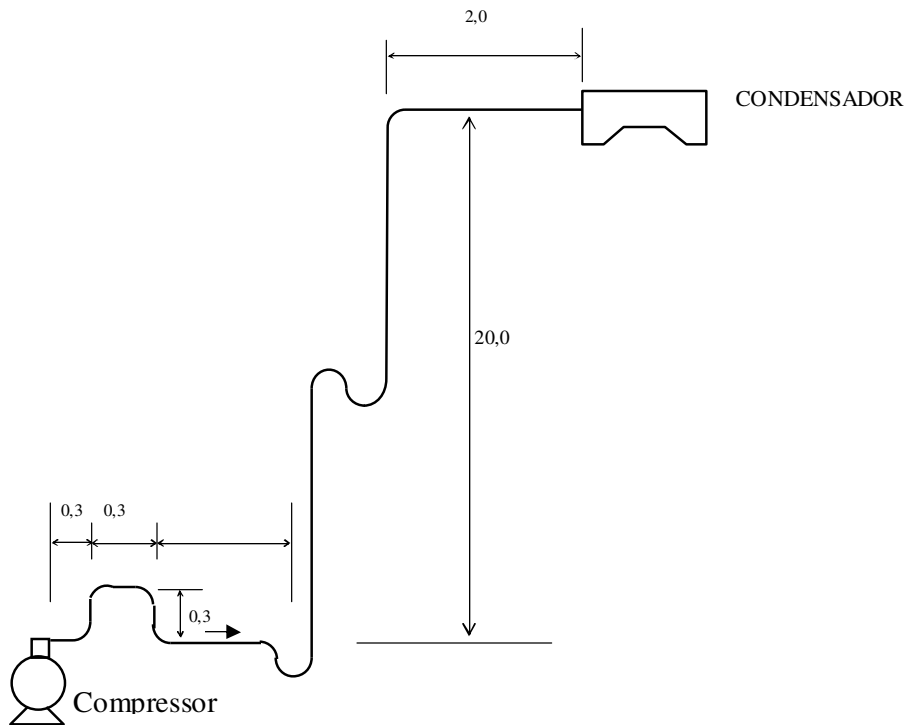
As linhas de líquidos não apresentam problemas de movimento de óleo, pois geralmente este mistura-se com o refrigerante. Contudo podem apresentar problemas se provocarem mudanças radicais de temperatura ou pressão. Ocorrendo isto poderá resultar a formação de gás, indesejável na válvula de expansão. 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 características carga = 20 TR; temperatura de evaporação $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$; temperatura de condensação = $41\text{ }^{\circ}\text{C}$; subresfriamento = $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.



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 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 | | | | | | | | | | | | | | |
| Ta (°C) | Le (m) | Capacidade (kcal/h) | | | | | | | | | | | | |
| | | 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 | |
| TUBULAÇÃO DE ASPIRAÇÃO | 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 | 68,8 | 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 | 80,8 | 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 | 80,8 | 93,5 | 105,3 | 105,3 | 130 | |
| 60 | 56 | 68,8 | 68,8 | 80,8 | 80,8 | 80,8 | 80,8 | 93,5 | 93,5 | 105,3 | 130 | 130 | | |
| Tubulação de líquido | 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 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 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 |

| 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 | T _a (°C) | L _e (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 | 8 | 10 | 12 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 18 |
| | 15 | 6 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 18 | 20 |
| | 20 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 16 | 18 | 20 | 26 |
| | 30 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 |
| | 45 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 | 16 | 16 | 18 | 20 | 20 | 26 | 26 | 26 |
| | 60 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 |
| -5 | 10 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 16 | 18 | 20 | 20 | 20 |
| | 15 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 |
| | 20 | 8 | 8 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 |
| | 30 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 14 | 18 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 |
| | 45 | 8 | 10 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 | 34 |
| | 60 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 |
| -10 | 10 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 20 | 20 | 20 | 26 |
| | 15 | 8 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 |
| | 20 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 |
| | 30 | 8 | 10 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 | 34 |
| | 45 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 |
| | 60 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| -20 | 10 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 |
| | 15 | 8 | 10 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 26 | 34 |
| | 20 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 |
| | 30 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| | 45 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| | 60 | 12 | 14 | 14 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 | 40 |
| -30 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 |
| | 15 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| | 20 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| | 30 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 | 40 |
| | 45 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 | 40 |
| | 60 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 | 40 | 50 |
| -40 | 10 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 |
| | 15 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 |
| | 20 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 | 40 |
| | 30 | 14 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 | 40 | 50 |
| | 45 | 14 | 16 | 18 | 26 | 26 | 34 | 34 | 34 | 40 | 40 | 50 | 50 | 50 |
| | 60 | 16 | 18 | 20 | 26 | 26 | 34 | 34 | 40 | 40 | 40 | 50 | 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 | 6 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | |
| | 30 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 10 | 10 | 10 | 10 | 12 | |
| | 45 | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | 10 | 12 | 12 | |
| | 60 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | 12 | 12 | 14 | |

Obs.: tabela para simples consulta

TABELA 3.14 - CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUCÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R717), EM kW

| TUBO DE AÇO | LINHAS DE SUCÇÃO | | | | | LINHAS DE DESCARGA | | | LINHAS DE LÍQUIDO | |
|----------------|-------------------------------------|--------|--------|---------|---------|-------------------------------|---------|---------|--------------------------|-------------------------|
| | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | | | | | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | | | $\Delta T = 0,013$ [K/m] | |
| | TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA [°C] | | | | | TEMP. DE SUCÇÃO SATURADA [°C] | | | | |
| Diam Nom. (DN) | -40 | -30 | -20 | -5 | 5 | -40 | -20 | +5 | Vel = 0,5 [m/s] | $\Delta P = 450$ [Pa/m] |
| | ΔP [Pa/m] | | | | | $\Delta P = 684,0$ [Pa/m] | | | | |
| | 76,9 | 116,3 | 168,8 | 276,6 | 370,5 | | | | | |
| 10 | 0,8 | 1,2 | 1,9 | 3,5 | 4,9 | 8,0 | 8,3 | 8,5 | 3,9 | 63,8 |
| 15 | 1,4 | 2,3 | 3,6 | 6,5 | 9,1 | 14,9 | 15,3 | 15,7 | 63,2 | 118,4 |
| 20 | 3,0 | 4,9 | 7,7 | 13,7 | 19,3 | 31,4 | 32,3 | 33,2 | 110,9 | 250,2 |
| 25 | 5,8 | 9,4 | 14,6 | 25,9 | 36,4 | 59,4 | 61,0 | 62,6 | 179,4 | 473,4 |
| 32 | 12,1 | 19,6 | 30,2 | 53,7 | 75,4 | 122,7 | 126,0 | 129,4 | 311,0 | 978,0 |
| 40 | 18,2 | 29,5 | 45,5 | 80,6 | 113,3 | 184,4 | 189,4 | 194,5 | 423,4 | 1469,4 |
| 50 | 35,4 | 57,2 | 88,1 | 155,7 | 218,6 | 355,2 | 364,9 | 374,7 | 697,8 | 2840,5 |
| 65 | 56,7 | 91,6 | 140,6 | 248,6 | 348,9 | 565,9 | 581,4 | 597,0 | 994,8 | 4524,8 |
| 80 | 101,0 | 162,4 | 249,0 | 439,8 | 616,9 | 1001,9 | 1029,3 | 1056,9 | 1536,3 | 8008,8 |
| 100 | 206,9 | 332,6 | 509,2 | 897,8 | 1258,6 | 2042,2 | 2098,2 | 2154,3 | - | - |
| 125 | 375,2 | 601,8 | 902,6 | 1622,0 | 2271,4 | 3682,1 | 3783,0 | 3884,2 | - | - |
| 150 | 608,7 | 975,6 | 1491,4 | 2625,4 | 3672,5 | 5954,2 | 6117,4 | 6281,0 | - | - |
| 200 | 1252,3 | 2003,3 | 3056,0 | 5382,5 | 7530,4 | 12195,3 | 12529,7 | 12864,8 | - | - |
| 250 | 2271,0 | 3625,9 | 5539,9 | 9733,7 | 13619,6 | 22028,2 | 22632,2 | 23237,5 | - | - |
| 300 | 3640,5 | 5813,5 | 8873,4 | 15568,9 | 21787,1 | 35239,7 | 36206,0 | 37174,3 | - | - |

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)^{1,96}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 30 °C.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

| TEMP. DE CONDENSAÇÃO [°C] | LINHAS DE SUCÇÃO | LINHAS DE DESCARGA |
|---------------------------|------------------|--------------------|
| 20 | 1,04 | 0,86 |
| 30 | 1,00 | 1,00 |
| 40 | 0,96 | 1,24 |
| 50 | 0,91 | 1,43 |

TABELA 3.15 - CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R134A), EM KW

| TUBO DE COBRE (L) | LINHAS DE SUÇÃO | | | | | LINHAS DE DESCARGA | | | LINHAS DE LÍQUIDO | |
|---------------------|------------------------------------|--------|--------|--------|--------|------------------------------|--------|--------|-------------------------|-------------------------|
| | $\Delta T = 0,04$ [K/m] | | | | | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | | | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | |
| | TEMPERATURA DE SUÇÃO SATURADA [°C] | | | | | TEMP. DE SUÇÃO SATURADA [°C] | | | | |
| Diam Nom. (OD) [mm] | -10 | -5 | 0 | +5 | +10 | -10 | 0 | +10 | Vel = 0,5 [m/s] | $\Delta P = 538$ [Pa/m] |
| | ΔP [Pa/m] | | | | | $\Delta P = 538,0$ [Pa/m] | | | | |
| | 318 | 368 | 425 | 487 | 555 | | | | | |
| 12 | 0,62 | 0,7 | 0,92 | 1,11 | 1,33 | 1,69 | 1,77 | 1,84 | 6,51 | 8,50 |
| 15 | 1,18 | 1,45 | 1,76 | 2,12 | 2,54 | 3,23 | 3,37 | 3,51 | 10,60 | 16,30 |
| 18 | 2,06 | 2,52 | 3,60 | 3,69 | 4,42 | 5,6 | 5,85 | 6,09 | 16,00 | 28,40 |
| 22 | 3,64 | 4,45 | 5,40 | 6,50 | 7,77 | 9,87 | 10,30 | 10,70 | 24,50 | 50,10 |
| 28 | 7,19 | 8,80 | 10,70 | 12,80 | 15,30 | 19,50 | 20,30 | 21,10 | 41,00 | 99,50 |
| 35 | 13,20 | 16,10 | 19,50 | 23,50 | 28,10 | 35,60 | 37,20 | 38,70 | 64,90 | 183,00 |
| 42 | 21,90 | 26,80 | 32,40 | 39,00 | 46,50 | 59,00 | 61,60 | 64,10 | 95,20 | 304,00 |
| 54 | 43,60 | 53,20 | 64,40 | 77,30 | 92,20 | 117,00 | 122,00 | 127,00 | 160,00 | 605,00 |
| 67 | 77,70 | 94,60 | 115,00 | 138,00 | 164,00 | 208,00 | 217,00 | 226,00 | 248,00 | 1080,00 |
| 79 | 120,00 | 147,00 | 177,00 | 213,00 | 253,00 | 321,00 | 335,00 | 349,00 | 346,00 | 1670,00 |
| 105 | 257,00 | 313,00 | 379,00 | 454,00 | 541,00 | 686,00 | 715,00 | 744,00 | 618,00 | 3580,00 |

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)^{1,85}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 40 °C.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

| TEMP. DE CONDENSAÇÃO [°C] | LINHAS DE SUÇÃO | LINHAS DE DESCARGA |
|---------------------------|-----------------|--------------------|
| 20 | 1,239 | 0,682 |
| 30 | 1,120 | 0,856 |
| 40 | 1,000 | 1,000 |
| 50 | 0,888 | 1,110 |

TABELA 3.16 CAPACIDADES PARA LINHAS DE SUCÇÃO, DESCARGA E LÍQUIDO (R22), EM KW

| TUBO DE COBRE (L) | LINHAS DE SUCÇÃO | | | | | LINHAS DE DESCARGA | | | LINHAS DE LÍQUIDO | |
|-------------------|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------------------------------|-------|--------|-------------------------|-----------------|
| | $\Delta T = 0,04$ [K/m] | | | | | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | | | $\Delta T = 0,02$ [K/m] | |
| | TEMPERATURA DE SUCÇÃO SATURADA [°C] | | | | | TEMP. DE SUCÇÃO SATURADA [°C] | | | | |
| | Diam Nom. (OD) [mm] | -40 | -30 | -20 | -5 | +5 | -40 | -20 | +5 | Vel = 0,5 [m/s] |
| | ΔP [Pa/m] | | | | | $\Delta P = 749,0$ [Pa/m] | | | | |
| | 196 | 277 | 378 | 572 | 731 | | | | | |
| 12 | 0,32 | 0,50 | 0,75 | 1,28 | 1,76 | 2,30 | 2,44 | 2,60 | 7,08 | 11,24 |
| 15 | 0,61 | 0,95 | 1,43 | 2,45 | 3,37 | 4,37 | 4,65 | 4,95 | 11,49 | 21,54 |
| 18 | 1,06 | 1,66 | 2,49 | 4,26 | 5,85 | 7,59 | 8,06 | 8,59 | 17,41 | 37,49 |
| 22 | 1,88 | 2,93 | 4,39 | 7,51 | 10,31 | 13,32 | 14,15 | 15,07 | 26,66 | 66,18 |
| 28 | 3,73 | 5,82 | 8,71 | 14,83 | 20,34 | 26,24 | 27,89 | 29,70 | 44,57 | 131,0 |
| 35 | 6,87 | 10,70 | 15,99 | 27,22 | 37,31 | 48,03 | 51,05 | 54,37 | 70,52 | 240,07 |
| 42 | 11,44 | 17,80 | 26,56 | 45,17 | 61,84 | 79,50 | 84,52 | 90,00 | 103,4 | 399,3 |
| 54 | 22,81 | 35,49 | 52,81 | 89,69 | 122,7 | 157,3 | 167,2 | 178,1 | 174,1 | 794,2 |
| 67 | 40,81 | 63,34 | 94,08 | 159,5 | 218,3 | 279,4 | 297,0 | 316,3 | 269,9 | 1415,0 |
| 79 | 63,34 | 98,13 | 145,9 | 247,2 | 337,9 | 431,3 | 458,5 | 488,2 | 376,5 | 2190,9 |
| 105 | 136,0 | 210,3 | 312,2 | 527,8 | 721,9 | 919,7 | 977,6 | 1041,0 | 672,0 | 4697,0 |

ΔT para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta T = \Delta T_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)^{1,85}$$

ΔP para outras capacidades e comprimentos equivalentes:

$$\Delta P = \Delta P_{TAB} \left(\frac{Leq_{real}}{Leq_{TAB}} \right) \left(\frac{Capacidade_{real}}{Capacidade_{TAB}} \right)$$

Valores baseados em temperaturas de condensação de 40 °C.

Para valores diferentes utilizar correção abaixo

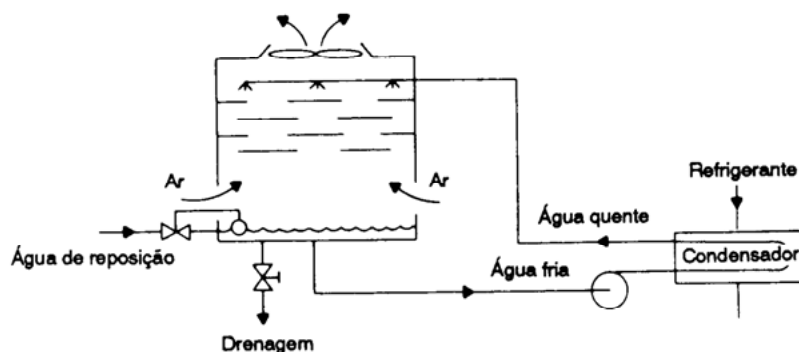
| TEMP. DE CONDENSAÇÃO [°C] | LINHAS DE SUCÇÃO | LINHAS DE DESCARGA |
|---------------------------|------------------|--------------------|
| 20 | 1,18 | 0,80 |
| 30 | 1,10 | 0,88 |
| 40 | 1,00 | 1,00 |
| 50 | 0,91 | 1,11 |

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 fluido 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.

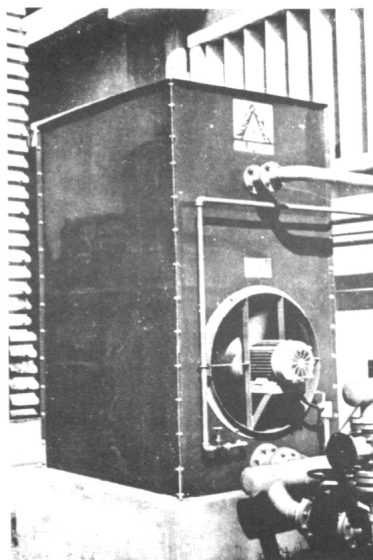


Fig. 6.3 Torre de corrente de ar forçado.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fibreglass.

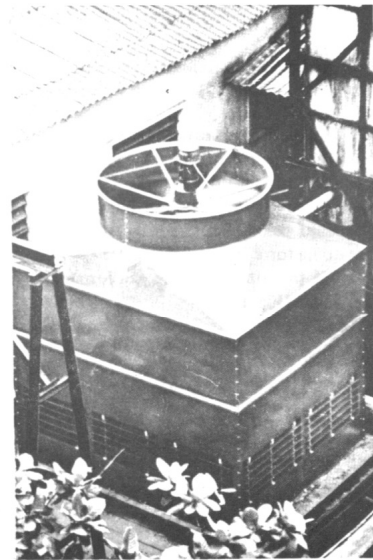
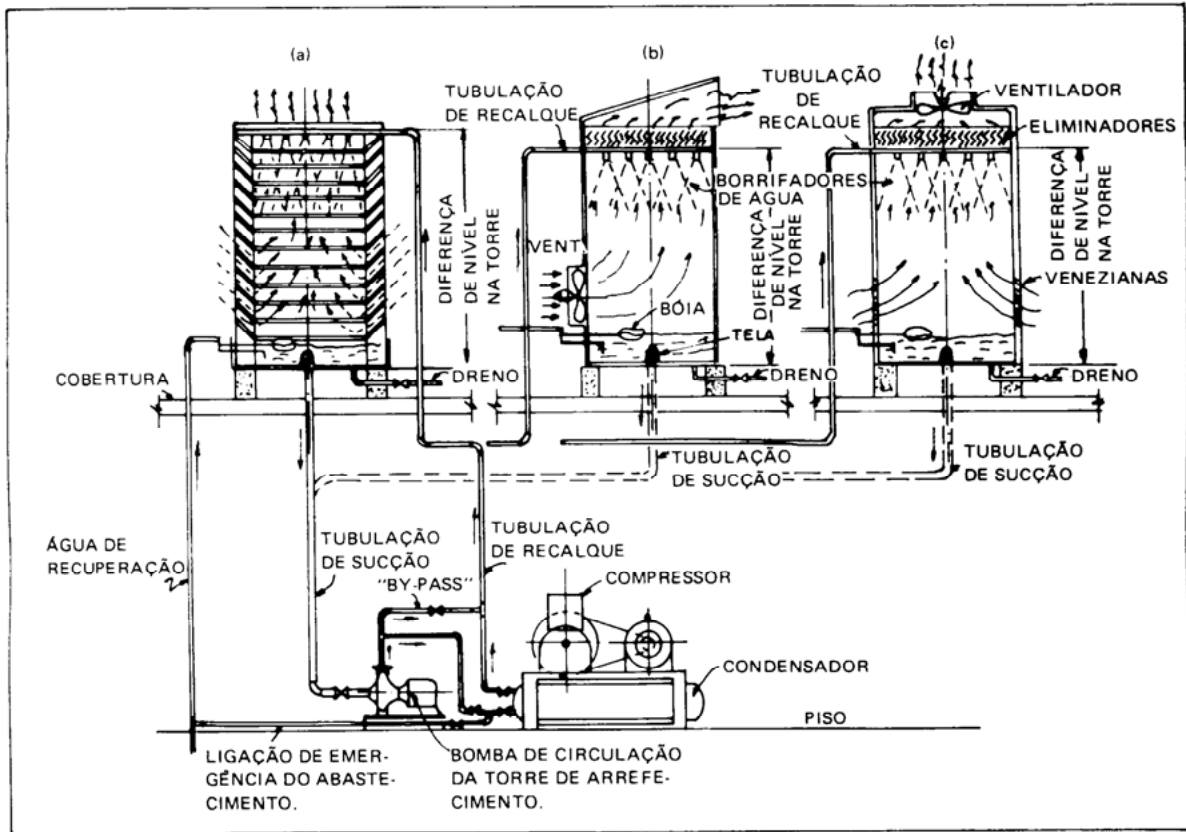


Fig. 6.4 Torre de corrente de ar induzido.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fibreglass.

Atmosférica

Corrente de ar forçado

Corrente de ar Induzido



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 $^{\circ}C$ (t_{w1}) é a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (t_u). Podem ser usados os seguintes valores:

$$a = t_{w2} - t_u \rightarrow \text{de } 3 \text{ a } 5,5 \text{ } ^{\circ}C$$

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

$$t_{w2} = \text{temperatura da água resfriada (saida da torre)}$$

a = temperatura diferencial = approach = 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 seguintes parâmetros:
 altura manométrica em metros (H_m)
 vazão em m^3/h

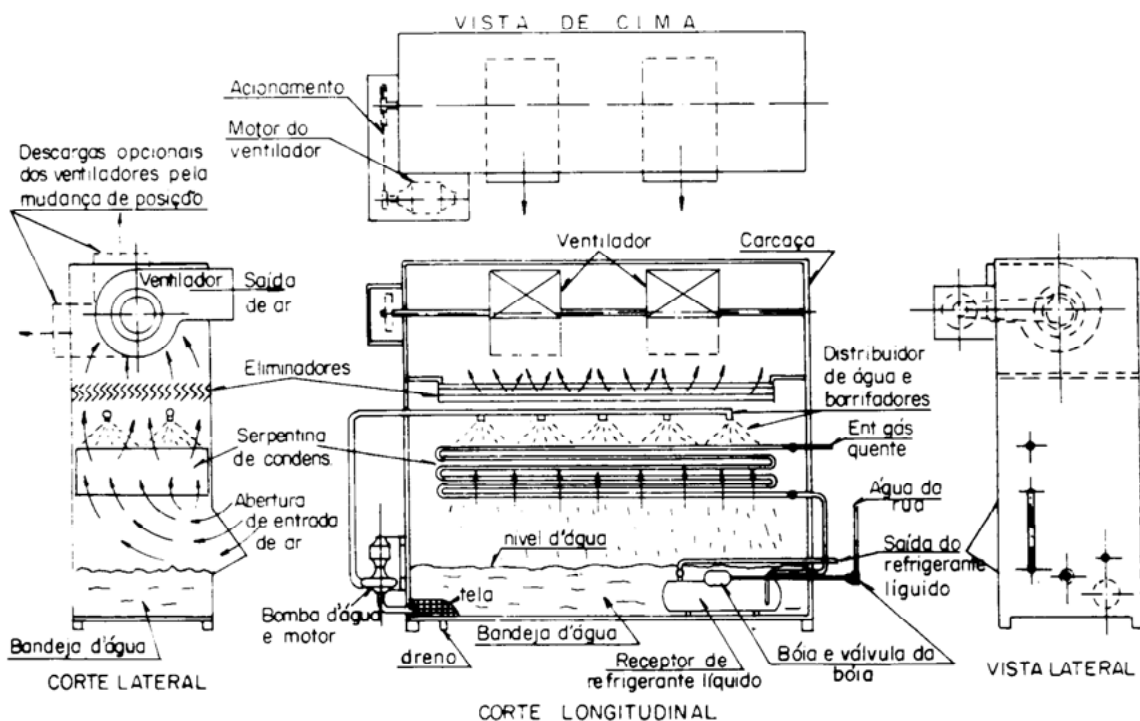
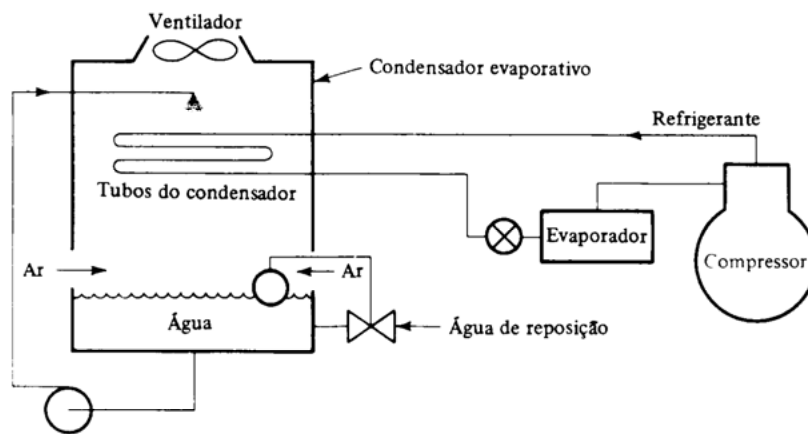
13.2 Condensadores Evaporativos:

É uma composição de condensador e torre em uma só peça similar a torre, mas mais diretamente os tubos de serpentina do condensador estão diretamente na trajetória das correntes de ar e da água e o resfriamento evaporativo ocorre diretamente na superfície externa 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

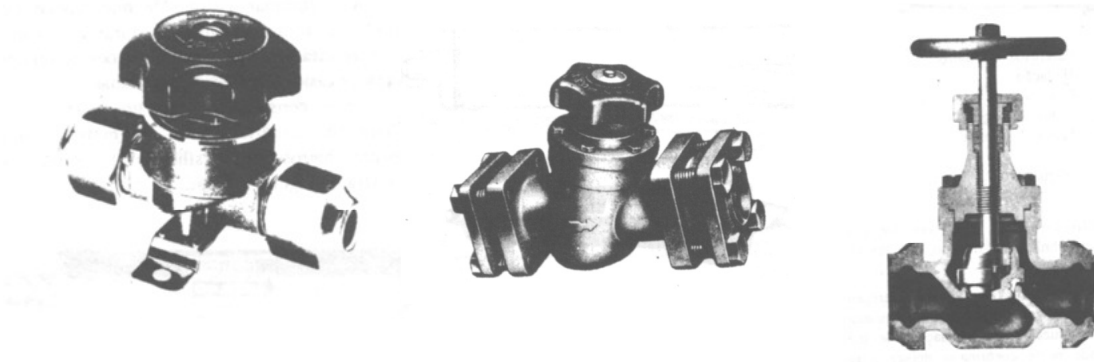
A quantidade de água de circulação deve ser de $3,78 l/min$ p/ TR.



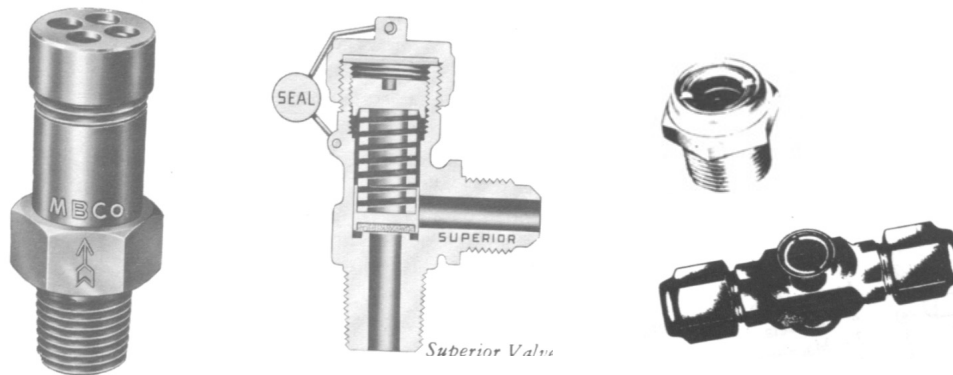
14 OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO:

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.

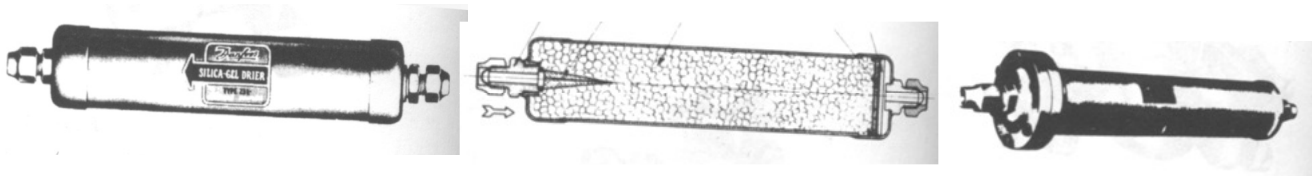


Válvula de Segurança: São válvulas de alívio de proteção contra a sobre pressão.

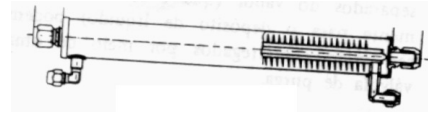
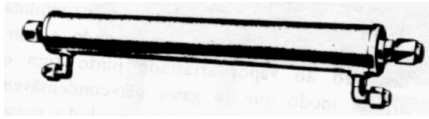


Indicador de Líquido: serve para verificar a passagem do líquido da instalação.

Filtros Secadores: eliminar partículas estranhas e e umidade das canalizações.

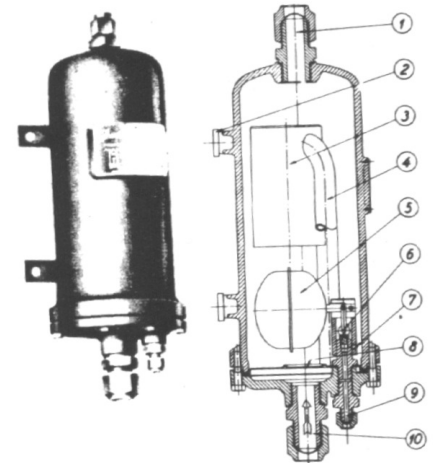
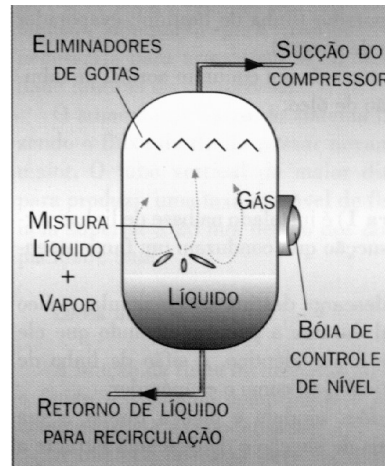
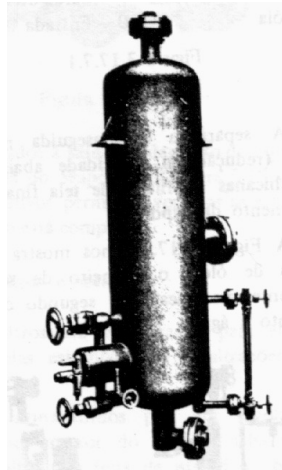


Trocadores de Calor: utilizados para o resfriamento intermediário do fluído refrigerante. São geralmente dispositivos do tipo duplo tubo com refrigerante líquido no interior e no exterior passa o vapor aspirado pelo compressor.



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

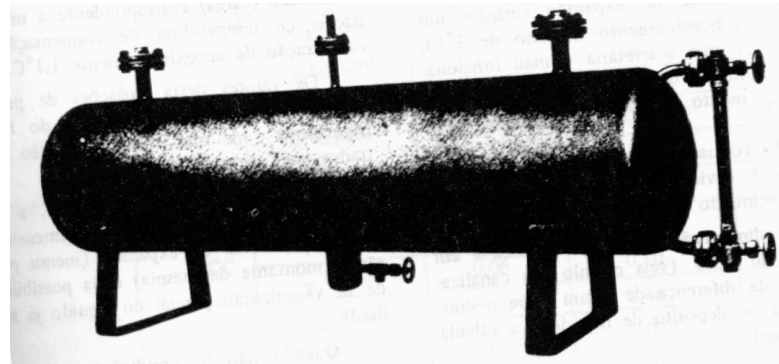
Separador de Líquido: dispositivo usado p/ evitar a entrada de líquido no compressor.



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

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.



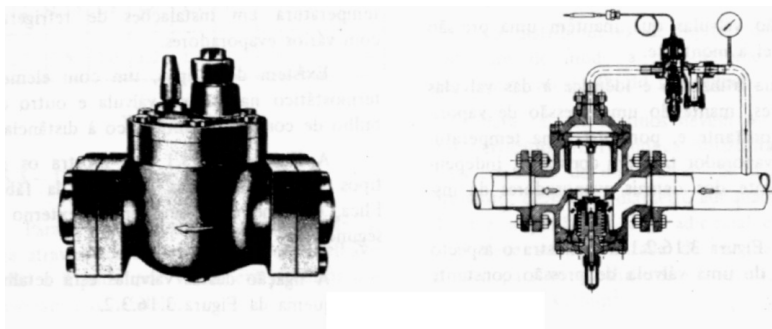
Elementos de controle:

Válvula de ação instantânea: fechar de acordo com a pressão

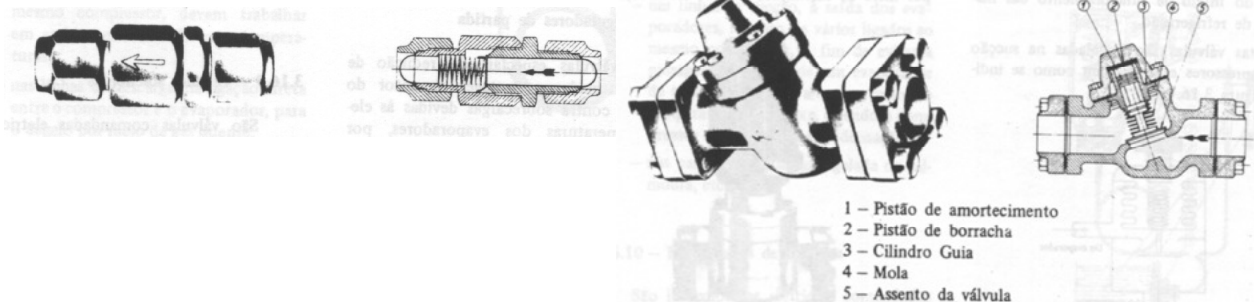
Válvula de pressão constante: mantém a pressão invariável

Válvula de e aspiração: controla temperatura e pressão

regulador sevo- controlador da pressão da aspiração: controle de pressão e aspiração



Válvula de retenção: deixa passar fluido 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.

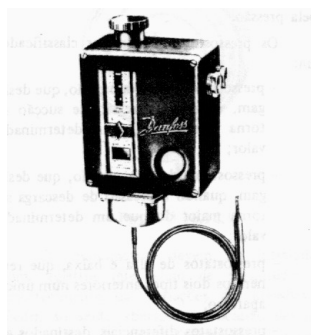
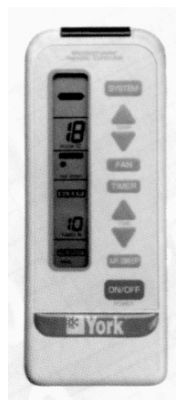
Pressostatos: interruptores elétricos comandados p/ pressão.

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 AR CONDICIONADO:

Define-se ar condicionado como o ar resultante do processo onde são controladas a sua temperatura, a umidade, a movimentação e a pureza do ar, etc.

Os parâmetros básicos e os requisitos mínimos de projeto para sistemas de ar condicionado centrais e unitários são determinados através de normas existentes. No Brasil estas definições se dão de acordo com a ABNT na NBR-16401.

15.1 Conforto Térmico:

É a sensação de bem estar revelada por uma pessoa em um grupo de pessoas, com relação às condições do ambiente térmico. Parâmetros indicadores da sensação de conforto térmico, temperatura do bulbo seco, e úmido.

15.1.1 As variáveis de conforto térmico

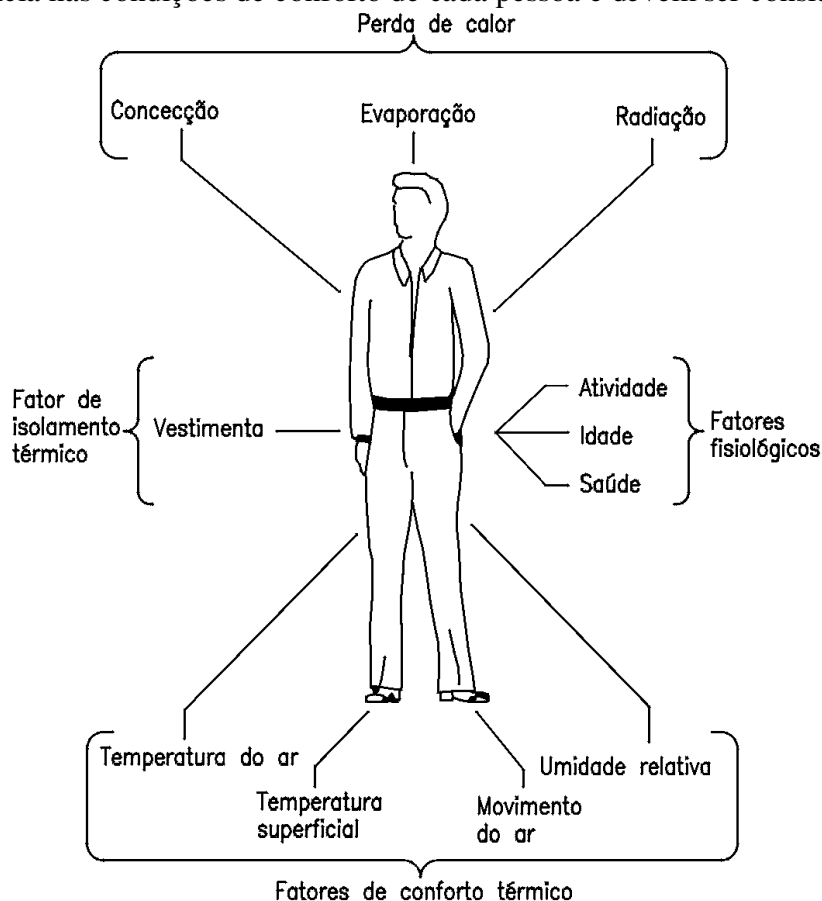
As variáveis de conforto térmico estão divididas em variáveis ambientais e variáveis humanas. As variáveis humanas são:

- metabolismo gerado pela atividade física
- resistência térmica oferecida pela vestimenta

E as ambientais são:

- temperatura do ar;
- temperatura radiante média;
- velocidade do ar;
- umidade relativa do ar.

Além disso, variáveis como sexo, idade, raça, hábitos alimentares, peso, altura etc podem exercer influência nas condições de conforto de cada pessoa e devem ser consideradas.



15.1.2 Metabolismo Humano:

O homem comporta-se com um motor térmico no meio em que vive, recebendo um calor Q_1 proveniente da queima de alimentos em suas células e liberando continuamente um calor Q_2 para o meio tem com trabalho e resíduos.

Ao conjunto de transformações de matéria e energia relacionados com os processos vitais dá-se o nome geral de metabolismo.

A energia produzida pelo organismo, pode ser avaliada em função do oxigênio consumido na respiração depende de diversos fatores.

- natureza, constituição, raça, sexo, idade, peso, altura
- clima, habitação e vestuário
- saúde, nutrição e atividade.

O metabolismo básico, que determina a dissipação de energia térmica por um indivíduo, por m^2 de superfície do corpo em repouso absoluto (após 12 hs de jejum deitado, normalmente vestido em condições ambientais de conforto) é de ± 40 kcal/h m^2

$$S(m^2) = 0,203P(Kgf)^{0,4266} \cdot H(m)^{0,7246}$$

Tabela 1. Taxa metabólica para diferentes atividades segundo ISO 7730 (1994).

| Atividade | Metabolismo (W/m ²) |
|--|------------------------------------|
| Reclinado | 46 |
| Sentado, relaxado | 58 |
| Atividade sedentária (escritório, escola etc.) | 70 |
| Fazer compras, atividades laboratoriais | 93 |
| Trabalhos domésticos | 116 |
| Caminhando em local plano a 2 km/h | 110 |
| Caminhando em local plano a 3 km/h | 140 |
| Caminhando em local plano a 4 km/h | 165 |
| Caminhando em local plano a 5 km/h | 200 |

15.1.3 A vestimenta

A vestimenta equivale a uma resistência térmica interposta entre o corpo e o meio, ou seja, ela representa uma barreira para as trocas de calor por convecção. A vestimenta funciona como isolante térmico, pois mantém junto ao corpo uma camada de ar mais aquecido ou menos aquecido, conforme seja mais ou menos isolante, conforme seu ajuste ao corpo e a porção do corpo que cobre.

Em climas secos (desertos), onde se atinge elevadas temperaturas, poder-se-ia pensar que a ausência de roupas poderia garantir condições mais confortáveis para os habitantes destas regiões. No entanto, em climas secos, vestimentas adequadas podem manter a umidade advinda do organismo pela transpiração e evitar a desidratação. A vestimenta reduz o ganho de calor relativo à radiação solar direta, as perdas em condições de baixo teor de umidade e o efeito refrigerador do suor.

A vestimenta reduz também a sensibilidade do corpo às variações de temperatura e de velocidade do ar. Sua resistência térmica depende do tipo de tecido, da fibra, do ajuste ao corpo, e deve ser medida através das trocas secas relativas a quem usa. Sua unidade é o clo, originada de clothes. Assim: 1 clo = 0,155 m².oC/W = 1 terno completo.

A tabela 2 apresenta o índice de resistência térmica (Icl) para as principais peças de roupa, sendo que o índice de resistência térmica (I) para a vestimenta de uma pessoa será, segundo a ISO 7730 (1994), o somatório de Icl (figura 3), ou seja, $I = \sum Icl$

Tabela 2. Índice de resistência térmica para vestimentas segundo ISO 7730 (1994).

| Vestimenta | Índice de resistência térmica – I _{cl} (clo) |
|----------------------------------|---|
| Meia calça | 0,10 |
| Meia fina | 0,03 |
| Meia grossa | 0,05 |
| Calcinha e sutiã | 0,03 |
| Cueca | 0,03 |
| Cuecão longo | 0,10 |
| Camiseta de baixo | 0,09 |
| Camisa de baixo mangas compridas | 0,12 |
| Camisa manga curta | 0,15 |
| Camisa fina mangas comprida | 0,20 |
| Camisa manga comprida | 0,25 |
| Camisa flanela manga comprida | 0,30 |
| Blusa com mangas compridas | 0,15 |
| Saia grossa | 0,25 |
| Vestido leve | 0,15 |
| Vestido grosso manga comprida | 0,40 |
| Jaqueta | 0,35 |
| Calça fina | 0,20 |
| Calça média | 0,25 |
| Calça flanela | 0,28 |
| Sapatos | 0,04 |

15.1.4 Trocas Térmicas do Corpo:

Uma vez que não só as atividades dos organismos animais, com também as condições climáticas são altamente variáveis, necessitam lançar mão de um mecanismo de adaptação térmica para proporcionar a sua sobrevivência este mecanismo é a regulação térmica.

A regulação térmica se verifica praticamente através de trocas térmicas, em forma de calor sensível, Q_s e calor latente Q_l .

O homem com homeotermo (temperatura constante), para manter a sua temperatura constante efetua trocas térmicas com o ambiente. As trocas térmicas com o meio podem ser expressas através da chamada equação do metabolismo:

$$Q_m = \pm Q_o \pm Q_s \pm Q_r \pm Q_l$$

Sendo que:

→ $Q_o = m c \Delta t_c$ (kcal / h) → expressa o calor necessário para variar de Δt_c a temperatura t_c do corpo.

m = massa do corpo

cp = calor específico do corpo

Δt_c = variação em torno da temperatura t_c do corpo para $t_c = cte$, $\Delta t_c = 0$ e $Q_o = 0$

$Q_s = A S(t_s - t_a) \rightarrow (Kcal/h) \rightarrow$ expressa as trocas termicas em forma de calor sensivel.

$A = u (1+0,13 v)$ para temperatura de 18 a 30 °C e $v=2$ a 3 pra pele branca e mormasmente vestida

$S =$ superficie do corpo (m^2)

$T_s =$ temperatura do corpo ($^{\circ}C$)

$T_a =$ temperatura ambiente ($^{\circ}C$)

$v =$ velocidade do ar (m/s)

$$Q_r = S H_r(t_s - t_p) Kcal / h$$

$S =$ superficie do corpo (m^2)

$H_r =$ coeficiente de peliculo

$t_s =$ temperatura media da pele

$t_p =$ temperatura media das paredes

$Q_l = B r E S (P_s - P_v) \rightarrow Kcal / h$ calor latente liberada para o meio em forma de exalacao e exsudacao.

$B = 0$ a 1- coeficiente de utilizacao da possibilidade de evaporacao com relacao ao meio para $B = 0,13 \rightarrow$ zona de conforto

$r = 0,6 Kcal/g$

$E =$ coeficiente de evaporacao = $22,9+17,4 v (m/s)$

$S =$ superficie do corpo

$P_s =$ pressao de saturacao da agua na temperatura do corpo (para 37 °C - 47 mm hg)

$P_v =$ pressao parcial do vapor d'agua no ar

15.1.5 Escalas de Conforto

Várias tentativas têm sido feitas, com considerável sucesso, para correlacionar fatores do meio que influenciam o equilíbrio térmico do corpo. A escolha da combinação de fatores que em cada caso produza uma sensação de conforto tem sido baseada numa evidência estatística resultante de experiências com um número grande de pessoas. As quatro escalas de conforto que têm sido estabelecidas são:

- (a) temperatura equivalente,
- (b) temperatura efetiva,
- (c) temperatura efetiva corrigida,
- (d) temperatura resultante de bulbo seco ou úmido.

A primeira destas é um conceito britânico resultante de trabalhos experimentais realizados com uma espécie de ser humano artificial, denominada de "eupateoscópio". Em resumo, isto é meramente um cilindro escurecido, com 55 cm de altura e 20 cm de diâmetro. O cilindro é aquecido eletricamente em seu interior e a potência calorífica é relacionada com a forma com que o cilindro perde calor para o meio por radiação e convecção. Um controle termostático mantém a temperatura da superfície do cilindro em 24°C num meio com ar parado a 18,5°C. A temperatura da superfície do cilindro, portanto, corresponde a temperatura média da superfície de um ser humano vestido em ambientes semelhantes. Daí, a escala de temperatura equivalente (que leva em consideração a temperatura radiante média, temperatura de bulbo seco e velocidade do ar, mas não umidade relativa) foi estabelecida.

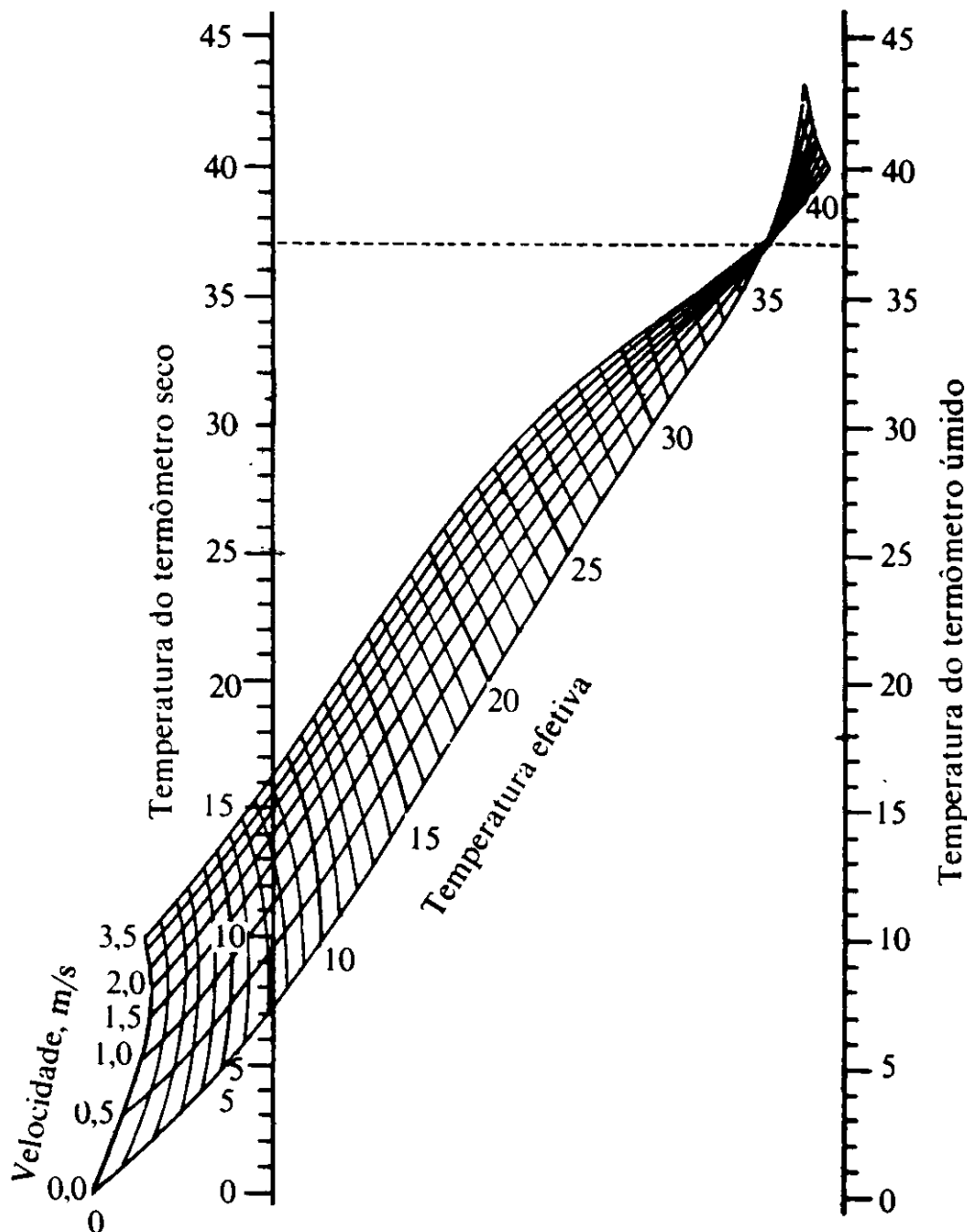
Esta escala não se tem mostrado muito popular fora do Reino Unido e seu lugar em aplicações modernas de condicionamento de ar tem sido tomado pelo conceito americano de temperatura efetiva que tem estado em uso por muitos anos. Em sua forma original, ela especifica a

temperatura de um ar parado, saturado, que dê uma sensação de conforto igual a combinação dada de movimentação de ar, temperaturas de bulbo seco e úmido. Assim, o efeito da umidade é superenfatuado em temperaturas baixas e subestimado para valores elevados. Um novo conceito americano de temperatura efetiva se refere ao ar com 50% de umidade relativa e dá resultados muito melhores, sendo associada com ambientes encontrados mais usualmente. Um trabalho independente feito por Fanger tem produzido cartas de conforto que dos bons resultados com a mais nova temperatura efetiva para pessoas vestidas com roupa leve, em atividade sedentária e com uma velocidade de ar de 0,1 m/s. Seus resultados sugerem que, a despeito da idade, sexo ou raça, existe uma única e confortável temperatura de bulbo seco com qualquer combinação de parâmetros ambientais, para uma dada atividade e modo de vestir. A temperatura efetiva corrigida leva em consideração a radiação substituindo a leitura do termômetro de globo pela de bulbo seco, portanto considerando todos os quatro fatores ambientais. A temperatura seca resultante é a temperatura medida por um termômetro colocado no centro de uma esfera escura com 100 mm de diâmetro (termômetro de globo) e para uma velocidade de ar 0,1 m/s é $0,5 (t_m + t)$. É mais amplamente usada na Europa do que temperaturas equivalentes ou de globo. Está claro do exposto que, infelizmente, não existe até agora nenhum índice de conforto completamente satisfatório.

15.1.6 Temperatura Efetiva:

Embora o equilíbrio homotérmico possa ser obtido para várias condições de receptividade térmica do ambiente, nem sempre estas oferecem a mesma sensação de bem-estar ao organismo humano. Para caracterizar a sensação de bem-estar ocasionada por um ambiente, em função de sua temperatura, umidade e deslocamento do ar adota-se o conceito de temperatura efetiva. A temperatura efetiva de um ambiente qualquer pode ser definida como sendo a temperatura de um recinto que, contendo ar praticamente em repouso (velocidades compreendidas entre 0,1 e 0,15 m/s) e completamente saturado de umidade, proporciona a mesma sensação de frio ou calor que o ambiente em consideração.

O gráfico da Figura abaixo determinado experimentalmente com o auxílio de grande número de pessoas, fornece as temperaturas efetivas correspondentes a diversas condições ambientes, caracterizadas pela temperatura T_s e T_u e deslocamento do ar, para pessoas normalmente vestidas e em repouso (ASHRAE).



A temperatura efetiva de máximo conforto está relacionada com as condições de despesa mínima de energia do organismo, a qual, conforme vimos, se verifica quando o mesmo não tem de lutar contra o frio ou o calor. Essas condições, ditas de neutralidade térmica, dependem dos mesmos fatores que influem sobre o metabolismo, de modo que, na realidade, não podemos falar de uma temperatura efetiva de máximo conforto, mas sim de uma zona de conforto. Assim, dá-se o nome de zona de conforto ao conjunto de condições distintas do ar, caracterizadas na carta Psicrométrica, capaz de proporcionar sensações de bem-estar consideradas como ótimas para a maioria das pessoas. Tal zona, além de ter limites variáveis de pessoa para pessoa, só tendo sentido como elemento estatístico, varia com o vestuário, atividade, clima, estação do ano, idade, sexo etc.

A zona de conforto, determinada estatisticamente por vários experimentadores, para os E.U.A., tem como limites de temperaturas efetivas, mínimo 18,5 0C e máximo 24,5 oC, correspondendo o valor médio para o conforto de inverno, a 20 0C e o valor médio para o conforto de verão a 22 0C. Quanto à umidade, o grau higrométrico deve estar compreendido entre 40 e 60 %, a fim de permitir uma boa regulação térmica no caso de variação de atividade orgânica.

Para a escolha da temperatura efetiva de conforto para o verão deve ser, entretanto, levado em contato ainda o choque das pessoas ao entrarem nos recintos refrigerados, devido à rápida

evaporação do suor acumulado nas roupas e pele, devido ao calor e umidade exteriores. Assim, além de uma diferença de temperatura dos termômetros secos interior e exterior máxima aconselhável de 8 0C, deve ser julgada satisfatória para pessoas que permanecem no recinto por espaço de te

mpo pequenos, uma temperatura efetiva superior à indicada como de máximo conforto, enquanto que, para pessoas que permanecem no recinto por espaços de tempo superiores a 40 min., a temperatura efetiva indicada deve estar situada na zona correspondente ao máximo conforto.

Para o Brasil, onde o metabolismo, de um modo geral, é inferior ao verificado nos E.U.A., a zona de conforto deve apresentar, para limite mínimo, uma temperatura efetiva superior, sendo indicado pelas normas brasileiras NBR-16401.

15.2 Condições de Projeto:

As condições de conforto a serem utilizadas em projetos, para o Brasil, são fixadas pela NBR-16401 da ABNT, intitulada “Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários”, que contém as seguintes partes:

- Parte 1 – Projeto das instalações
- Parte 2 – Parâmetros de conforto térmico
- Parte 3 – Qualidade do ar interior “Instalações de ar condicionado para conforto.

15.3 Tratamento do Ar:

As operações de tratamento de ar podem ser classificadas em: purificação, aquecimento, umidificação, refrigeração, desumidificação e mistura.

→**Purificação**: consiste eliminação das partículas sólidas e impurezas a serem executadas com o seguintes dispositivos: câmara de retenção de pó, filtros secos, filtros de carvão ativado, filtros úmidos, lavadores de ar, filtros eletrostático.

→**Aquecimento**: é obtido por meio de um sistema de calefação.

→**Umidificação**: consiste no aumento da umidade do ar e se consegue por meio de injetores de vapor, recipientes com água e borrifadores de água.

→**Refrigeração**: o resfriamento do ar é obtida através de serpentinas evaporadoras, serpentinas com água gelada e borrifadores de água gelada.

→**Desumidificação**: consiste na redução da umidade do ar e pode ser obtida através de refrigeração, por absorção ou meios químicos.

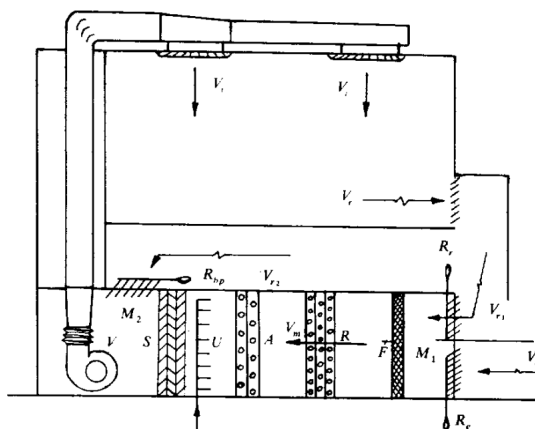
→**Mistura**: consiste na mistura de duas parcelas de ar em condição físicas diversas.

15.4 Sistema de Condicionamento de Ar:

As instalações de condicionamento de ar podem ser classificadas da seguinte maneira:

Quanto ao tratamento do ar:

- instalação para aquecimento do ar.
- instalação para refrigeração do ar.
- instalação para desumidificação do ar.
- instalação para a umidificação ar etc.

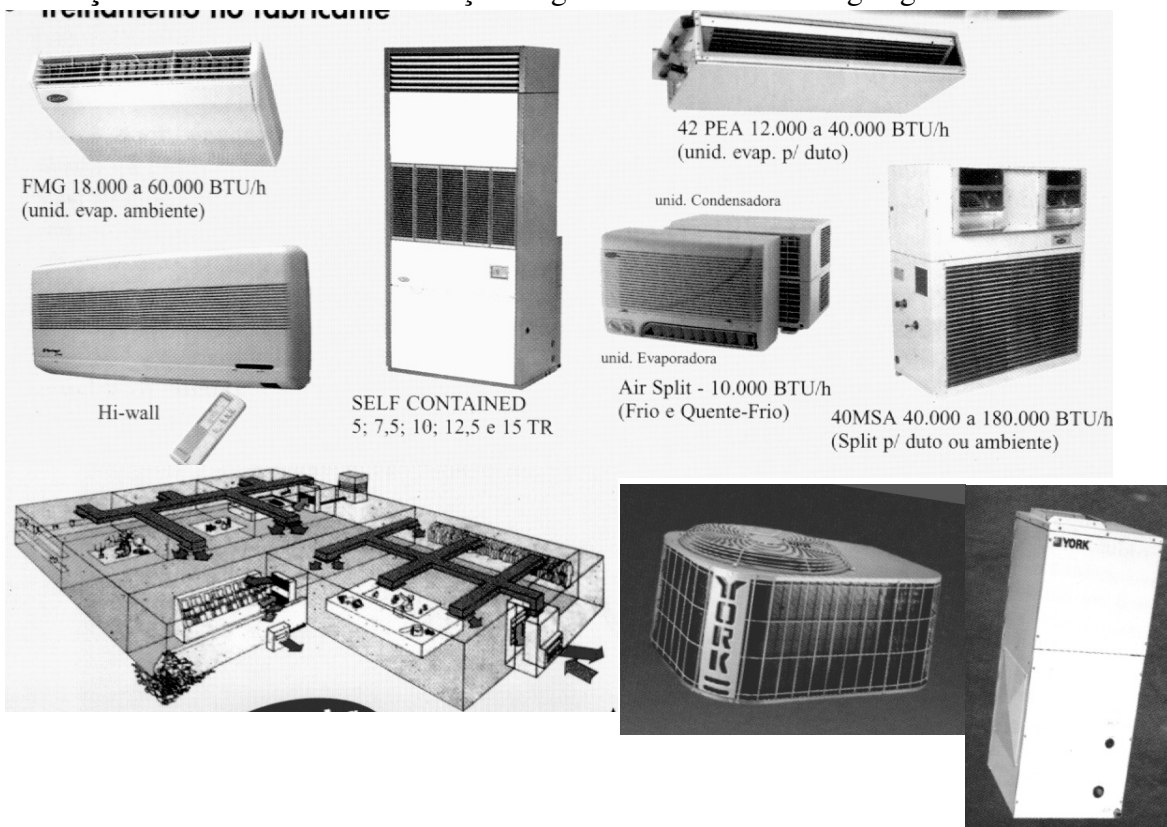
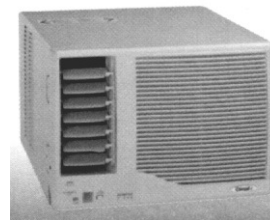


Quanto a localização ao distribuição dos equipamentos:

→instalações locais: condicionador de ar de janela.

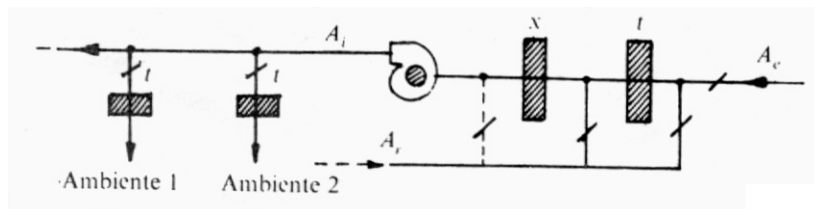
→instalações semi centrais.

→instalações centrais: com condensação a água e ar ou central de água gelada.

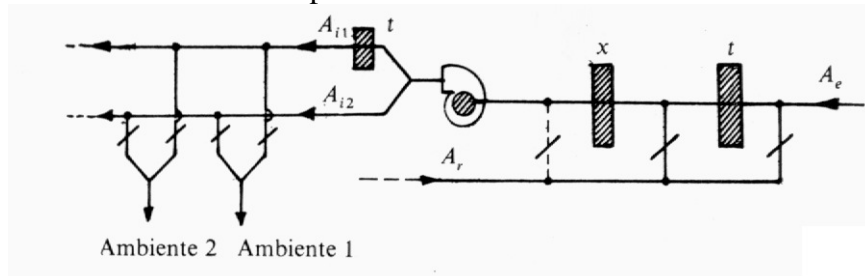


Quanto ao ar insuflado:

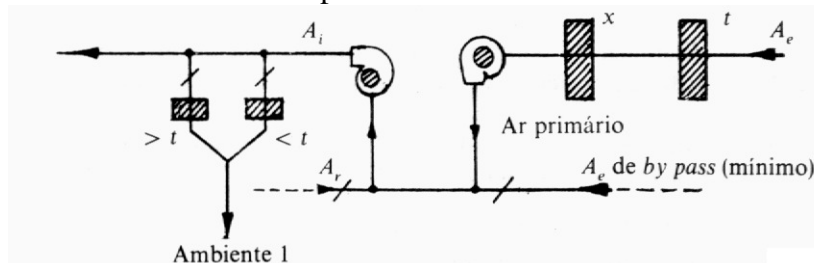
→com insuflamento único.



→com insuflamento duplo.



→com tratamento de ar primário.



15.5 Projeto de instalação de ar condicionado:

No planejamento de uma instalação de ar condicionado devem ser observados os seguintes itens:

→**Dados:** dados construtivos sobre as recintos a condicionar sobre os recintos a condicionar (plantas, cortes, orientação, especificação de materiais das paredes - limites, finalidade das peças e nº de ocupantes, equipamentos e iluminação, etc.)

→**Condições de funcionamento:** condições internas e externas - limites de acordo com NBR 16401.

→**Escolha do sistema:** atendendo a qualidade, finalidade e natureza do prédio em que será executada a instalação, será escolhido o sistema de ar condicionado, quanto ao tratamento, localização sistema de distribuição, etc.

→**Levantamento da carga térmica:** cálculo das cargas térmicas de refrigeração e aquecimento.

→**Cálculo da temperatura de orvalho (t_0) da instalação:** a fim de permitir a retirada do calor latente e calor sensível na proporção necessária para manter as condições de conforto nos recintos condicionados a temperatura de orvalho da instalação (t_0) deve ser escolhido criteriosamente. Para

retirar as parcelas de calor sensível (Q_s) e latente Q_l na proporção desejada calculamos o fator de calor latente (F.C.L).

$$F C L = \frac{Q_l}{Q_s + Q_l}$$

Proporções entre o calor latente ambiente e o calor total ambiente superior a 42,5% ($t_o = 0$ °C) não podem ser retiradas por simples refrigeração. Como a temperatura de refrigeração deve ser 3 a 9 °C inferior a temperatura do orvalho, o rendimento frigorífico da instalação de refrigeração cai rapidamente com T_o . Nessas condições para possibilitar o condicionamento do ar para ambientes cujo o F C L é superior à 42,5%, e mesmo evitar a quebra do rendimento frigorífico pela adoção de temperaturas de orvalho muito baixas adotam-se o reaquecimento, ou escolha de condição de conforto próximos da linha de saturação.

$$V = \frac{Q_s}{g C_p (t_r - t_s)} \cong \frac{Q_s}{0,288(t_r - t_s)} \left(\frac{m^3}{h} \right)$$

$$\text{onde } t_s = t_o + F_{BP}(t_r - t_o)$$

Q_s = calor sensível ambiente

t_r = temperatura de retorno

t_s = temperatura de insuflamento de ar

t_o = temperatura de orvalho

F_{BP} = Fator de by pass, e que depende do tipo de serpentina, do numero de foleiras de tubos e da velocidade do ar através da mesma (estando na ordem de $F_{bp} = 0,05$ a $0,25$).

$$t_s = t_r - \frac{Q_s}{0,288 V_i} \quad \begin{cases} t_s = \text{temperatura de insuflamento} \\ V_i = \text{volume de insuflamento} \end{cases}$$

Seleção de equipamentos: A seleção de equipamentos é realizada conforme as exigências nas condições de funcionamento e de acordo com os valores calculados anteriormente.

Circuitos de distribuição do ar: O sistema de circulação do ar, numa instalação de ar condicionado é semelhante ao de uma instalação de ventilação, levando-se em conta os elementos adicionais (serpentinhas, borrifadores, etc.).

Isolamento térmico: Todas as partes da instalação do ar condicionado que mantém diferença de temperatura útil em relação ao exterior ou ao meio devem ser isolados. Ex.: canalização de fluido frigorígenos ou água gelada, dutos, os próprios recintos quando houver justificativos econômicos.

Sistema de controle e segurança:

- chaves magnéticas dos ventiladores, bombas, elementos de aquecimento, compressores etc.
- pressostato de alta e baixa nos compressores que agem sobre as chaves magnéticas.
- termostato ambientes para controle de temperatura.
- umidostato: controla a umidade.
- chave de fluxo

→termostato de calor.

Casa de máquinas: A casa de máquinas de uma instalação deve apresentar condições de ligação, localização e espaço indispensáveis e suas funções. Assim deve ser de fácil acesso, deve dispor da ligação da potência elétrica necessária, dreno, alimentação de água de condensação e/ou umidificação (se for o caso). O espaço deve ser suficiente para a instalação e manutenção adequada dos equipamentos, permitindo a fácil remoção de seus elementos.

De um modo geral podem ser utilizadas as formas a seguir para o cálculo da área de uma casa de máquinas:

$$S = \frac{P}{3} + 1 \quad (\text{Pequenas Centrais com ciclo reverso ou aquecimento elétrico})$$

$$S = \frac{P}{2} + 2 \quad (\text{Pequenas Centrais com aquecimento por meio de água quente})$$

S = área em m²
P = Potência em TR

15.6 Dados práticos

Unicamente como orientação inicial de projeto e localização das instalações de ar condicionado compactos ou centrais, relacionamos a seguir os valores médios de suas características mais importantes por T.R. de potência frigorífica.

Compressores

$$P_m = 1 \text{ a } 1,2 \text{ cv/T.R. (veja a Tab. 7-2)}$$

$$t_E = 0 \text{ a } 10 \text{ }^\circ\text{C (em média, } 4,5 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$t_c = 35 \text{ }^\circ\text{C, } 40 \text{ }^\circ\text{C, } 55 \text{ }^\circ\text{C (água, ar-água, ar).}$$

Evaporadores ou resfriadores

Para o ar (expansão direta ou indireta):

serpentinas de quatro fileiras de tubos de cobre de 3/8" ou 5/8" com 10 aletas por polegada,

$$\Omega_f = 0,05 \text{ a } 0,09 \text{ m}^2/\text{T.R.}$$

$$t_o = 2 \text{ a } 15 \text{ }^\circ\text{C (depende do F.C.L., veja a Tab. 10-11).}$$

Para a água (*shell and tube*):

$$S = 0,6 \text{ a } 1,5 \text{ m}^2/\text{T.R. (volume } \cong 0,025 \text{ m}^3/\text{T.R.)}$$

$t_e = 2 \text{ a } 8 \text{ }^\circ\text{C (depende do F.C.L., aspectos econômicos entre o } \eta_f \text{ e o custo das canalizações)}$

$$t_s = 5 \text{ a } 13 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_s - t_e = 3 \text{ a } 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 4 \text{ a } 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = 500 \text{ a } 800 \text{ kcal/m}^2\text{h }^\circ\text{C}$$

$$V_{H_2O} = 600 \text{ a } 1000 \text{ litros/h T.R.}$$

$$\Omega_{\text{canalização}} = 1 \text{ a } 1,5 \text{ cm}^2/\text{T.R.}$$

$$P_{\text{bomba}} \cong 0,04 \text{ a } 0,1 \text{ cv/T.R.}$$

$$\Delta p = 10 \text{ a } 40 \text{ m H}_2\text{O.}$$

Ventiladores de insuflamento

$$V = 300 \text{ a } 700 \text{ m}^3/\text{h T.R.}$$

$$\Delta p_t = 20 \text{ a } 50 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\begin{aligned}
 P_m &= 0,05 \text{ a } 0,2 \text{ HP/T.R.} \\
 D_{\text{dupla aspiração}} &= 0,12 \text{ a } 0,15 \sqrt{\text{T.R.}} \text{ m} \\
 H &= 2,2D \\
 L &= 1,44D \\
 \Omega_{\text{canalização}} &= 0,02 \text{ a } 0,03 \text{ m}^2/\text{T.R. (insuflamento)} \\
 \Omega_{\text{canalização}} &= 0,03 \text{ a } 0,06 \text{ m}^2/\text{T.R. (retorno)} \\
 \Omega_{\text{bocas}} &= 0,05 \text{ a } 0,07 \text{ m}^2/\text{T.R. (insuflamento)} \\
 \Omega_{\text{bocas}} &= 0,03 \text{ a } 0,05 \text{ m}^2/\text{T.R. (retorno)} \\
 \text{cogumelos de } 8'' &= 0,045 \text{ a } 0,075 \text{ m}^2/\text{T.R. (1,5 a 2,5 cogumelos/T.R.)}
 \end{aligned}$$

Condensadores

A água:

$$\begin{aligned}
 S &= 0,4 \text{ a } 1 \text{ m}^2/\text{T.R. (volume } \cong 0,012 \text{ a } 0,02 \text{ m}^3/\text{T.R.)} \\
 t_e &= 25 \text{ a } 30 \text{ }^\circ\text{C} \\
 t_s &= 30 \text{ a } 40 \text{ }^\circ\text{C} \\
 t_s - t_e &= 5 \text{ a } 10 \text{ }^\circ\text{C} \\
 t_c &= t_s + 2 \text{ a } 4 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \Delta t &= 5 \text{ a } 10 \text{ }^\circ\text{C} \\
 K &= 750 \text{ a } 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h }^\circ\text{C} \\
 V_{\text{H}_2\text{O}} &= 600 \text{ a } 700 \text{ litros/h T.R.} \\
 \Omega_{\text{canalização}} &= 1 \text{ cm}^2/\text{T.R.} \\
 P_{\text{bomba}} &= 0,08 \text{ a } 0,15 \text{ cv/T.R.} \\
 \Delta p &= 20 \text{ a } 40 \text{ m H}_2\text{O.}
 \end{aligned}$$

A ar:

serpentinas de quatro fileiras de tubos de cobre de 3/8'' ou 5/8'' com 10 aletas por polegada.

$$\begin{aligned}
 \Omega_f &= \text{m}^2/\text{h T.R.} \quad \Omega_f = 0,1 \text{ a } 0,135 \text{ m}^2/\text{T.R.} \\
 t_i &= 45 \text{ a } 55 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \Delta t_{\text{ar}} &= t_s - t_e = 10 \text{ a } 15 \text{ }^\circ\text{C} \\
 V_{\text{ar}} &= 850 \text{ a } 1250 \text{ m}^3/\text{h T.R.} \\
 \Delta p_r &= 20 \text{ a } 35 \text{ mm H}_2\text{O} \\
 P_m &= 0,15 \text{ a } 0,3 \text{ cv/T.R.}
 \end{aligned}$$

A água e ar em contato (evaporativos):

$$\begin{aligned}
 S &= 1,2 \text{ m}^2/\text{T.R. (superfície horizontal = } 0,1 \text{ m}^2/\text{T.R.)} \\
 H &= 2 \text{ a } 6 \text{ m} \\
 V_{\text{ar}} &= 700 \text{ m}^3/\text{h T.R.}
 \end{aligned}$$

$P_{\text{ventilador}} = 0,075 \text{ a } 0,1 \text{ cv/T.R.}$
 $V_{\text{H}_2\text{O}} = 200 \text{ a } 400 \text{ litros/h T.R.}$
 $P_{\text{bomba}} = 0,05 \text{ a } 0,1 \text{ cv/T.R.}$
 borrifadores = 1 m³/h de água a 10 m H₂O de pressão.

Torres de arrefecimento

superfície horizontal = 0,1 m²/T.R.
 $H = 2 \text{ a } 6 \text{ m.}$
 $V_{\text{ar}} = 700 \text{ m}^3/\text{T.R.}$
 $P_{\text{ventilador}} = 0,05 \text{ a } 0,075 \text{ cv/T.R.}$
 $V_{\text{H}_2\text{O}} = 600 \text{ a } 700 \text{ litros/h T.R.}$
 $P_{\text{bomba}} = 0,08 \text{ a } 0,15 \text{ cv/T.R.}$
 borrifadores = 1 m³/h de água a 10 m H₂O de pressão.

Elementos de aquecimento

potência calorífica $P_c \cong P_f = 3023 \text{ kcal/h T.R.}$ (dependendo da carga térmica)

Caldeira:

área do local $\cong (P_c/80000) + 1 \text{ m}^2$
 $V_{\text{H}_2\text{O}} = 150 \text{ a } 300 \text{ litros/h T.R.}$
 $\Delta t_{\text{H}_2\text{O}} = 10 \text{ a } 20 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Omega_{\text{canalização}} = 0,25 \text{ a } 0,5 \text{ cm}^2/\text{T.R.}$
 $\Delta p = 10 \text{ a } 40 \text{ m H}_2\text{O}$
 $P_{\text{bomba}} = 0,015 \text{ a } 0,05 \text{ cv/T.R.}$

Serpentinas de aquecimento:

serpentinas de duas fileiras de tubos de 5/8" com 10 aletas por polegada
 $\Omega_f = 0,05 \text{ a } 0,09 \text{ m}^2/\text{T.R.}$
 $V_{\text{ar}} = 660 \text{ m}^3/\text{h T.R.}$
 $\Delta t_{\text{ar}} = 16 \text{ }^\circ\text{C.}$

Resistências elétricas:

$W = 3,5 \text{ kW/T.R.}$

16 VENTILAÇÃO:

Dá-se o nome de ventilação ao processo de renovar o ar de um recinto, tendo como finalidade controlar a pureza e deslocamento do ar, podendo também controlar a temperatura e umidade.

16.1 Composição do Ar:

A composição básica do ar atmosférico respirável em condições normais em volume é:

| | |
|---------|--|
| 78,03 % | N ₂ |
| 20,99 % | O ₂ |
| 0,03 % | C O ₂ |
| 0,47 % | H ₂ O |
| 0,48 % | outros gases, além de odores, poeira e bactérias |

O ar ambiente não tem a mesma composição do ar puro, podendo tornar-se inadequados a respiração. Existem limites admissíveis do ar ambiente:

- Para pressões muito baixas (altitude de 3.300m) a respiração torna-se difícil.
- Devido ao desprendimento de calor e vapor de água efetuado pelo corpo humano e outros equipamentos, aumenta rapidamente a temperatura e umidade do ambiente dificultando o metabolismo humano.
- O índice mínimo de oxigênio recomendado para a respiração é de 14%, pois para 10% de oxigênio verifica-se asfixia e com 7% a morte.
- Existe várias causas da contaminação do ar :
 - Pessoas e animais reduzem O₂ e exalam microorganismo
 - Combustão e iluminação consomem O₂ e produzem gases.
 - Automóveis consomem O₂ e produzem gases.
 - Fumantes.
 - Industrias.

16.2 Quantidade de Ar Necessário a Ventilação:

O organismo humano em repouso consome 16 l/h de O₂ para o seu metabolismo básico. Nem todo o O₂ do ar é aproveitado, ou seja, apenas 5,5% do volume do ar respirado. Então conclui-se que consumimos 300 L de ar p/ h, na realidade dependendo da atividade do indivíduo ou do tipo do ambiente pode ser de 25 a 150 vezes à indicado acima.

A parte 3 da NBR-16401 define a fórmula de cálculo da renovação de ar exterior. Para melhorar as condições de conforto térmico do ambiente pode ser adotado uma maior vazão de ar.

Quando se trata de ventilação permanente de ambientes onde são produzidas grandes quantidades de calor (salas de máquinas, de caldeiras, de fornos, churrasqueiras, cozinhas, etc.), nos quais se deseja manter a temperatura do recinto, (Tr), pouco acima da temperatura exterior (Te) a quantidade de ar necessária será dado por:

$$V = \frac{Q}{\gamma C_p (T_r - T_e)} \cong \frac{Q}{0,288 (T_r - T_e)}$$

Q = quantidade de calor a retirar do ambiente considerado.

Poderão também ser adotados índices de renovação do ar:
 o índice de renovação do ar para ventilação natural $n = 1$ a 2
 o índice de renovação do ar para ventilação artificial $n > 6$

A seguir são apresentados índices recomendados para alguns ambientes, onde $V = nV_a$
 n = índice de renovação (número de renovações por hora) V_a = Volume do ambiente

| Recinto a ser ventilado | Duração em minutos de cada renovação de ar | Renovações de ar por hora |
|-------------------------|--|---------------------------|
| Auditórios | 6-3 | 10-20 |
| Salas de conferência | 2,4-1,7 | 25-35 |
| Restaurantes | 10-3 | 6-20 |
| Escritórios | 10-3 | 6-20 |
| Oficinas | 7,5-5 | 8-12 |
| Cozinhas | 3-2 | 20-30 |
| Fundições | 12-3 | 5-20 |
| Casas de caldeira | 3-2 | 20-30 |
| Sanitários | 7,5-3 | 8-20 |

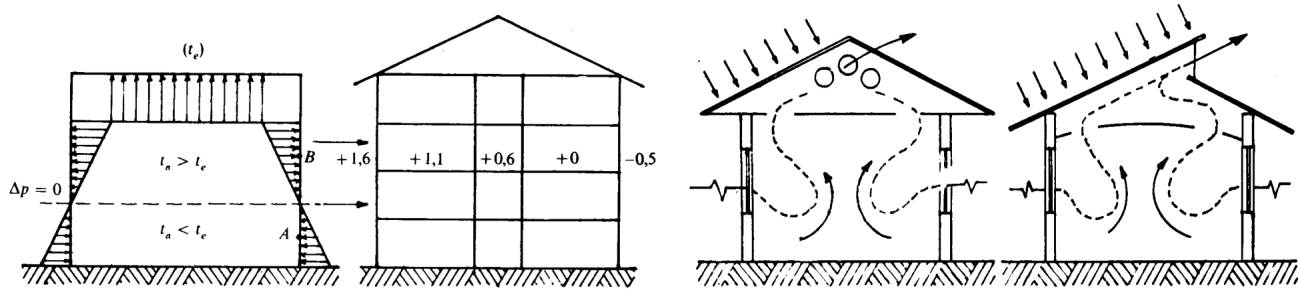
Observação: Os valores mais elevados constantes desta tabela aplicam-se a casos em climas quentes e onde haja fumaça de cigarros.

Tabela Renovações de ar recomendadas
 (American Society of Heating and Air Conditioning
 Engineering, Guide and Date Book)

| Recinto a ser ventilado | Renovações p/h | CFM p/pessoa |
|-------------------------|----------------|--------------|
| Escritórios | 6-20 | 10 |
| Salas de conferência | 25-30 | 40 |
| Pequenas oficinas | 8-12 | |
| Salas de depósito | 2-15 | |
| Cozinhas | 10-30 | |
| Garagens | 6-30 | |
| Equipamentos mecânicos | 8-12 | |
| Fundições | 5-20 | |
| Pinturas e polimentos | 18-22 | |
| Restaurantes | 6-20 | |
| Sanitários | 8-20 | |

16.3 Tipos de Ventilação:

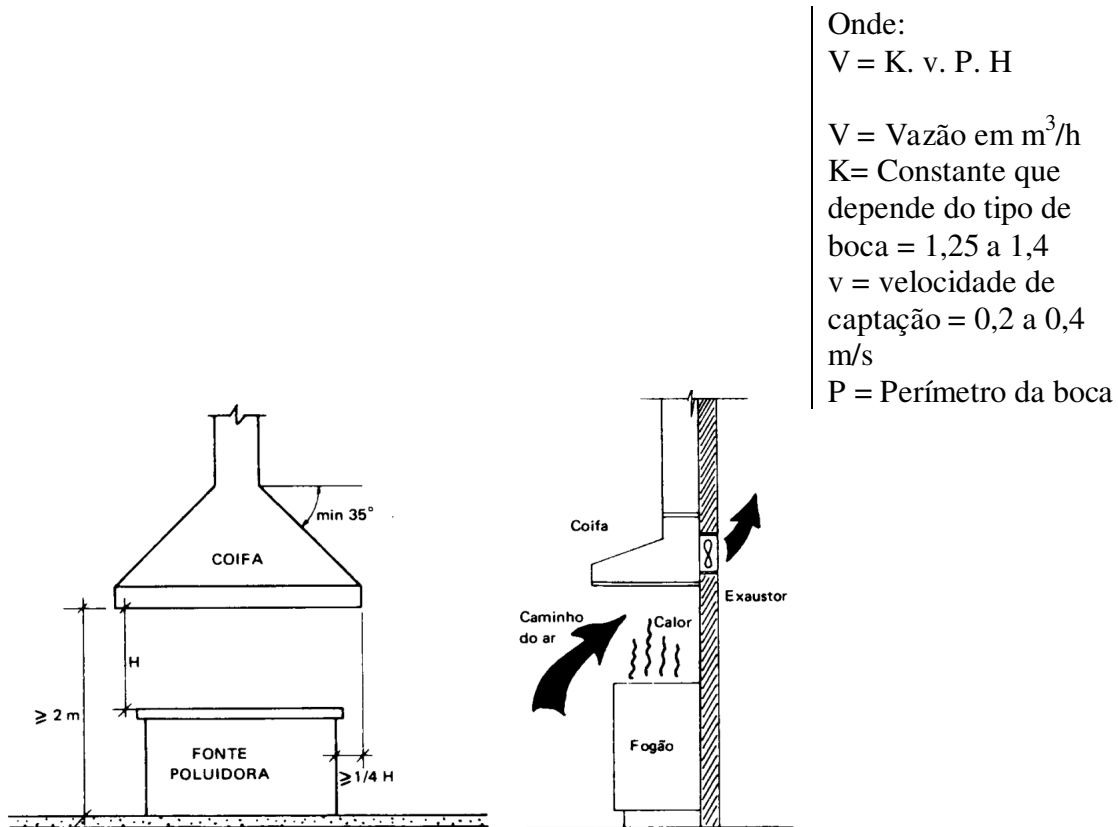
- **Ventilação Natural:** é aquela que se verifica em virtude das diferenças de pressões naturais (originadas pelos ventos e gradientes de temperaturas) existentes através das superfícies que limitam



o ambiente considerado.

• **Ventilação forçada:** é quando a renovação do ar é proporcionada para diferenças de pressão criadas mecanicamente. A ventilação forçada possibilita o tratamento do ar e sua melhor distribuição. De acordo com o tipo de contaminação do recinto e ventilação mecânica adotada pode ser local exaustora ou geral diluidora.

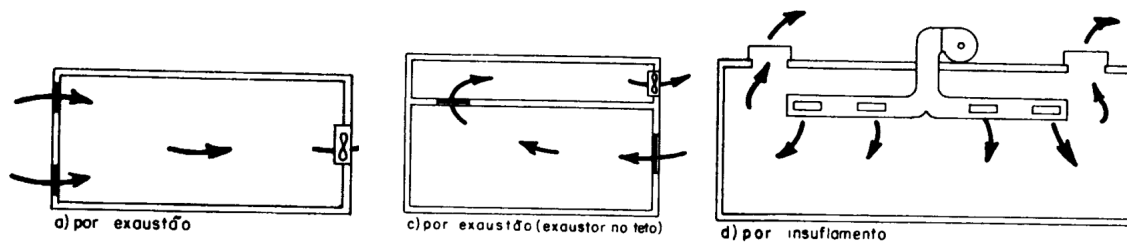
Na **ventilação local exaustora** o ar contaminado é capturado antes de se espalhar pelo



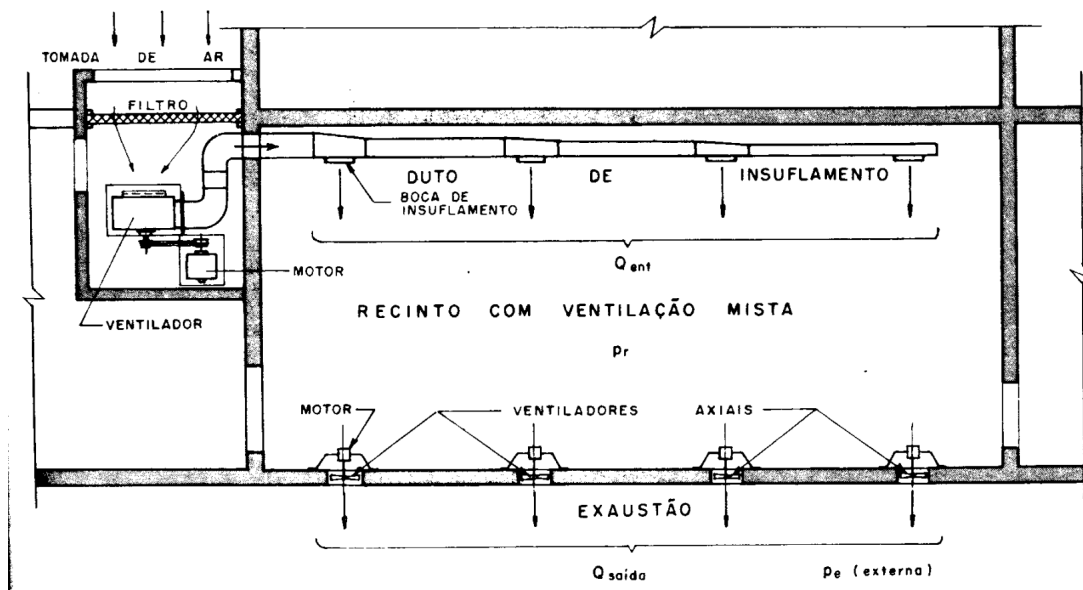
recinto, verificando-se pela retirada do mesmo, a entrada do ar exterior de ventilação.

Na **ventilação geral diluidora** o ar exterior de ventilação é misturado com o ar viciado do ambiente conseguindo-se, com isso, uma diluição do contaminante até limites higienicamente admissíveis.

A ventilação geral diluidora será feita por insuflamento quando o ambiente for limpo e por



exaustão quando a contaminação do ambiente for elevada, podendo se adotar o sistema misto em situações especiais.



16.4 Distribuição do ar em recinto:

As instalações de ventilação mecânica que se destinam ao conforto, geralmente são por insuflamento onde o ar deve ser distribuído uniformemente sobre a superfície do local, devendo ser evitadas as correntes desagradáveis, ($V > 0,25$ m/s) zonas de estagnações e os curto

| | AR INSUFLADO | | | AR INSUFLADO | |
|--|--------------|------|--|--------------|------|
| | QUENTE | FRIO | | QUENTE | FRIO |
| Alimentação de baixo para cima | | | Transversalmente por cima e saída na parede oposta | | |
| Lateralmente | | | Teto, com grade total | | |
| Transversalmente | | | Aerofuse (Anemostato) | | |
| Exaustão pelo teto | | | Condução de cima para cima lateralmente | | |
| Alimentação de cima para baixo | | | Transversal direta | | |
| Entrada lateral por cima e saída por baixo | | | Pelo teto com aerofuse de entrada e retorno | | |

circuitos.

As velocidades recomendadas nos sistemas de distribuição de ar são tabeladas para cada elemento da instalação.

16.5 Perda de carga em dutos:

- **Dutos Reto Circular:**

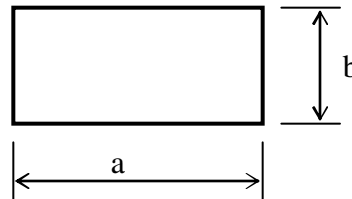
$$\Delta P = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho$$

$$f = \left\{ \frac{1}{1,14 + 2 \log \frac{d}{\varepsilon} - \log \left[1 + \frac{9,3}{\text{Re} \left(\frac{\varepsilon}{d} \right) \sqrt{f}} \right]} \right\}^2$$

$$\text{Re} = \frac{VD\rho}{M}$$

ΔP = perda de carga Pa
 f = coeficiente de atributo
 l = comprimento
 d = diâmetro
 v = velocidade
 ρ = densidade do fluído (ar) em $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

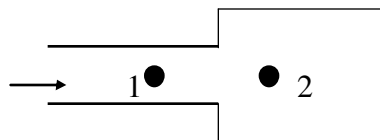
- **Dutos Retos Retangulares:**



$$\Delta P = f \frac{l}{D_{eq}} \frac{v^2}{2} \rho$$

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot (\text{área da secao transversal})}{\text{perimetro}} = \frac{4 \cdot a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$$

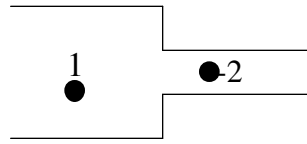
- **Expansão brusca:**



$$\Delta P = \frac{v_1^2 \rho}{2} \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$$

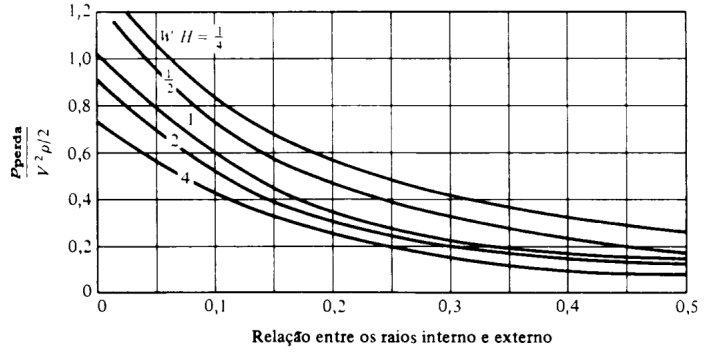
- **Contração brusca:**

$$\Delta P = \frac{v_2^2 \rho}{2} \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2$$



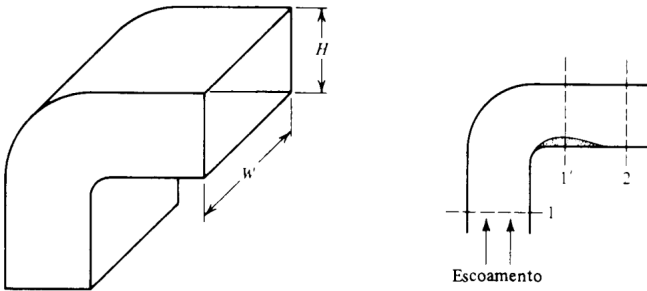
Coefficientes de contração para contrações bruscas

| $\frac{A_2}{A_1}$ | C_c | $\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2$ |
|-------------------|-------|--------------------------------------|
| 0,1 | 0,624 | 0,366 |
| 0,2 | 0,632 | 0,340 |
| 0,3 | 0,643 | 0,310 |
| 0,4 | 0,659 | 0,270 |
| 0,5 | 0,681 | 0,221 |
| 0,6 | 0,712 | 0,160 |
| 0,7 | 0,755 | 0,103 |
| 0,8 | 0,813 | 0,050 |
| 0,9 | 0,892 | 0,010 |
| 1,0 | 1,000 | 0,000 |



Perda de carga em cotovelos de seção retangular.

• **Curvas:**



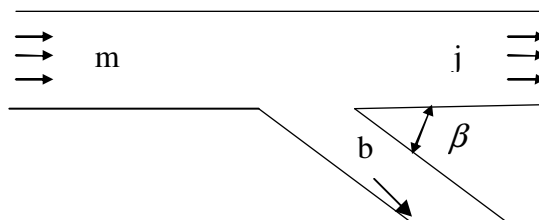
| Relação = $\frac{\text{raio de curvatura}^*}{\text{Diâmetro}}$ | Fator geométrico |
|--|------------------|
| Canto vivo | 1,30 |
| 0,5 | 0,90 |
| 0,73 | 0,45 |
| 1,0 | 0,33 |
| 1,5 | 0,24 |
| 2,0 | 0,19 |

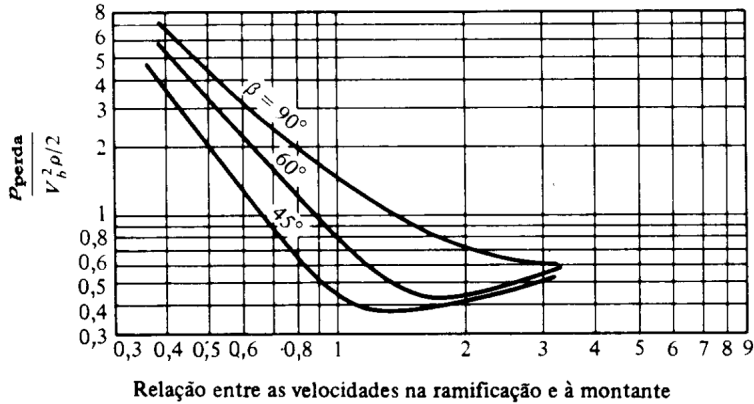
* Medido a partir da linha de centro do duto.

$$\Delta P = \rho v^2 \cdot \text{fator geométrico}$$

• **Ramificações de Extração:**

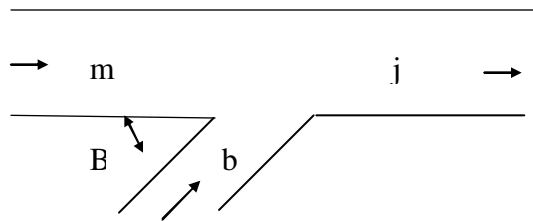
$$\Delta P = \frac{v_j^2 \rho}{2} (0,4) \left(1 - \frac{v_j}{v_m} \right) \text{ (em Pa)}$$





Perda de carga (pressão) entre a seção à montante do duto principal e a ramificação.

- **Ramificações de Admissão:**



$$\Delta P = \frac{v_j^2 \rho}{2} \left[1 - \left(\frac{v_m}{v_j} \right)^2 \right] \text{ (em Pa)}$$

$$\Delta P = \frac{v_j^2 \rho}{2} \left[1,5 \left(\frac{A_m}{A_b} \right)^2 - 1 \right]$$

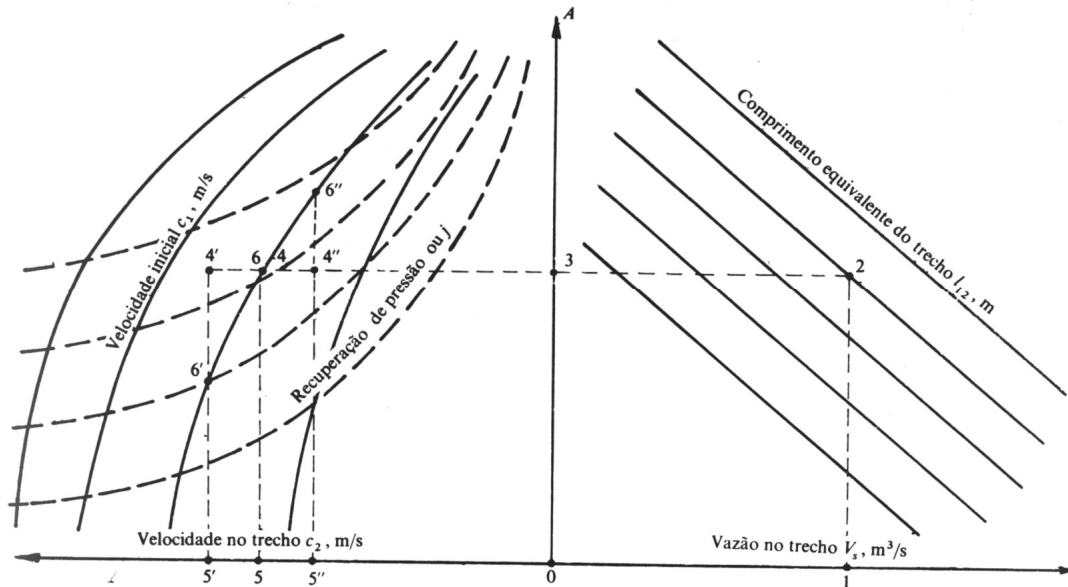
16.6 6.6. Dimensionamento dos Dutos:

Um sistema de dutos para distribuição de ar em um sistema de ventilação ou ar condicionado, consiste de trechos retos, cotovelos, ramificações de entrada e saída, registros, difusores, e bocas de insuflamento em geral.

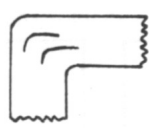

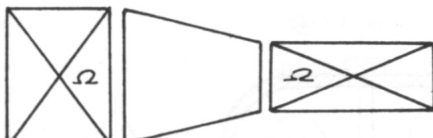
O dimensionamento de um sistema de dutos envolve um processo sofisticado onde resultem razoáveis dimensões dos dutos e velocidades desejados. Os métodos de cálculos adotados são: método da velocidade, métodos de igual perda de carga o método da recuperação da pressão estática.

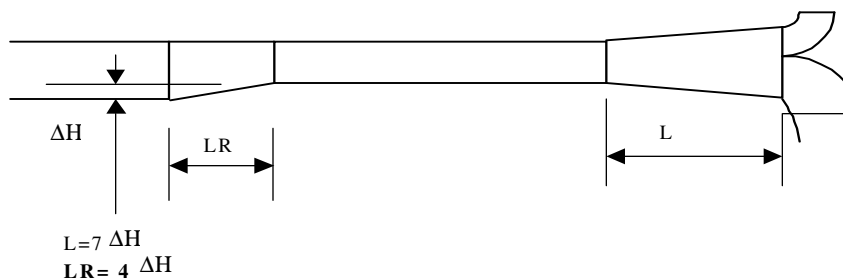
- **Método da velocidade:** consiste em selecionar a velocidade (descarga do ventilador) e escolher velocidades progressivamente menores assim dimensionando seções dos dutos. O ventilador deve ser selecionado de modo vencer as perdas de cargas do sistema.
- **Métodos de iguais perdas de carga:** consiste em adotar a mesma perda de carga por unidade de comprimento para toda a canalização

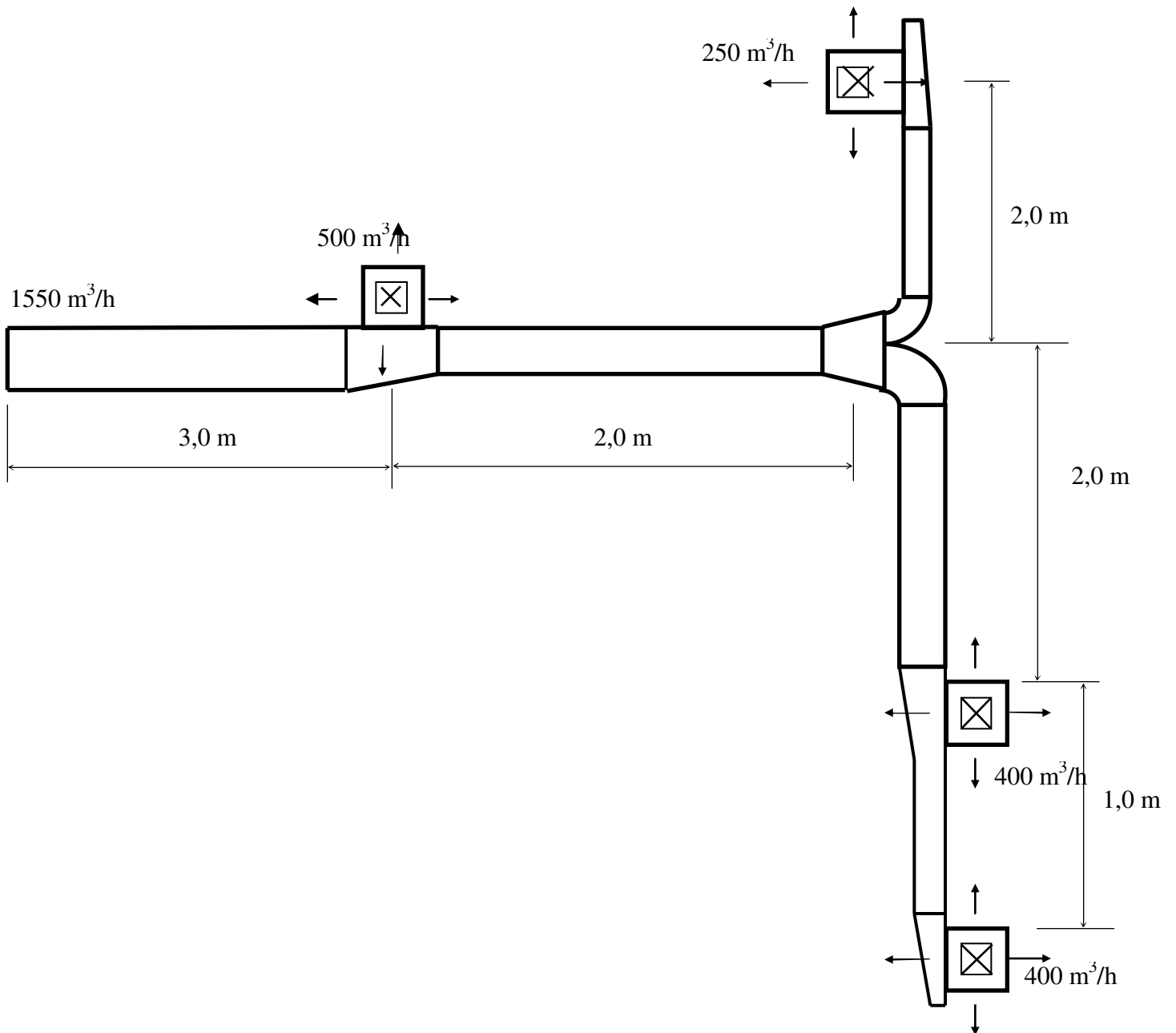
- Método da recuperação de estática:** é a redução progressivamente da velocidade para recuperar a pressão estática afim de vencer as perdas de cargas. O princípio está em dimensionar um trecho de dutos para que o acréscimo em pressão estática. Pode ser utilizada a equação das pressões de Bernoulli para o cálculo da recuperação da pressão, ou então o diagrama duplo esquematizado a seguir.



VALORES APROXIMADOS DO COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA E DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

| Acessórios | λ_1 | l_e |
|--|-------------|-----------|
| Curva tipo (a) [Fig. 7-19(a)]  | 0,35 | 17,5D |
| Curva tipo (b) [Fig. 7-19(b)]  | 0,15 a 0,2 | 7,5 a 10D |
| Lona de ligação do ventilador Transformação  | 0,1 a 0,2 | 5 a 10D |
| | 0,15 | 7,5D |





Ex.:

Dimensione a rede de dutos que apresenta a distribuição e o lay-out ao lado representado

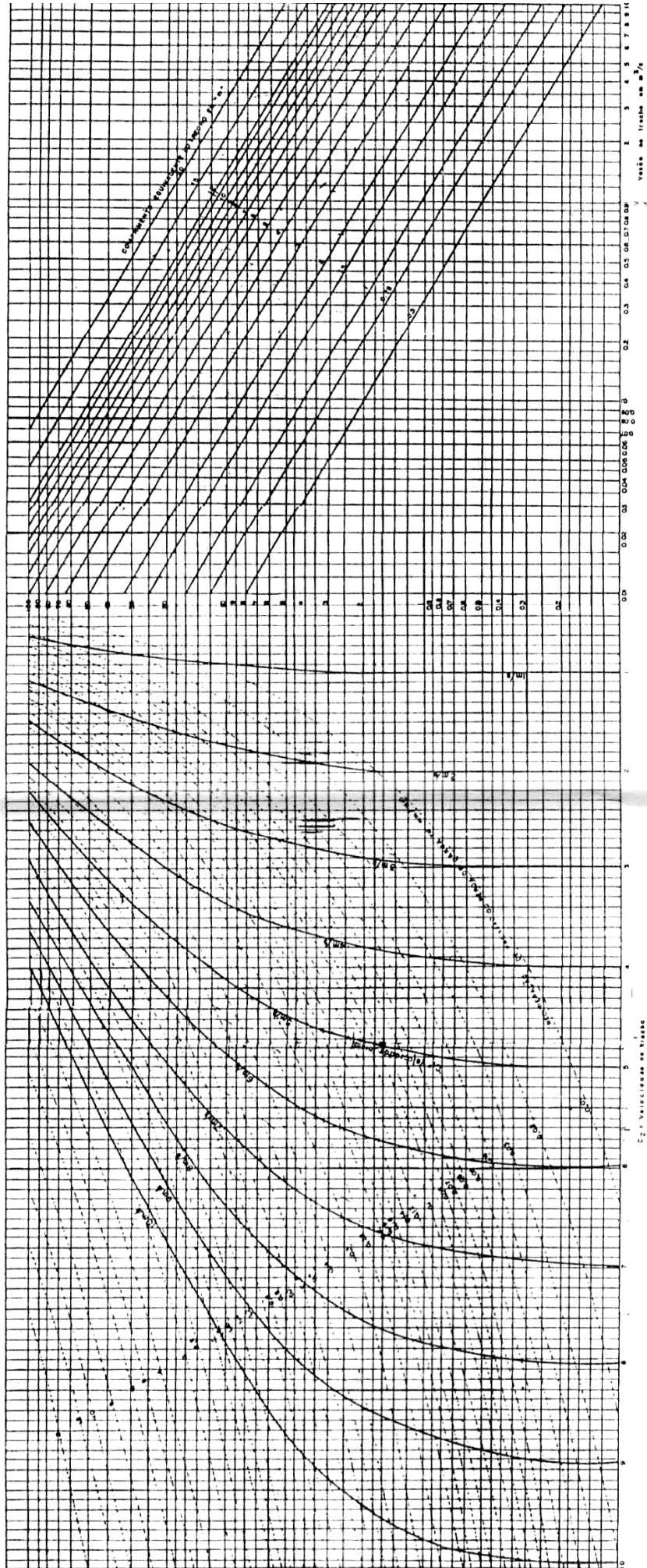
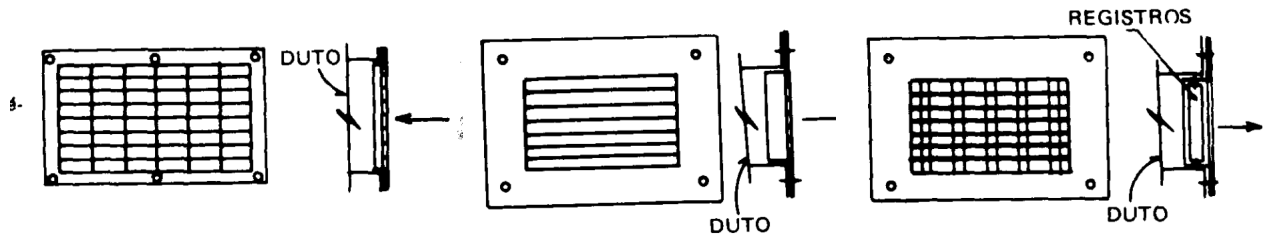


GRÁFICO 5
DIMENSIONAMENTO DE DUTOS
MÉTODO DE RECUPERAÇÃO DE
PRESSÃO ESTÁTICA

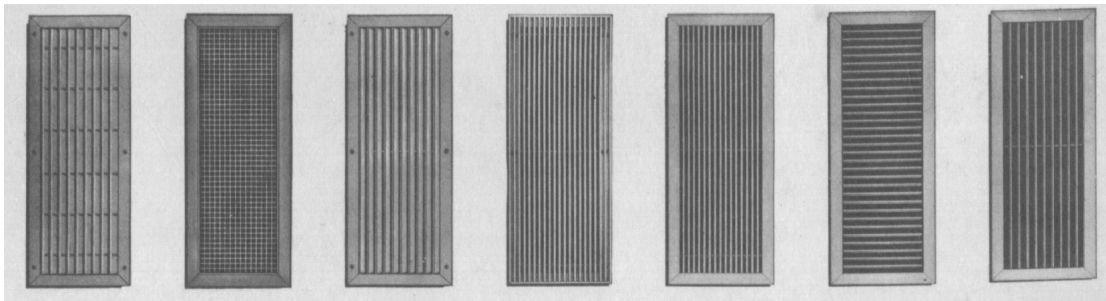
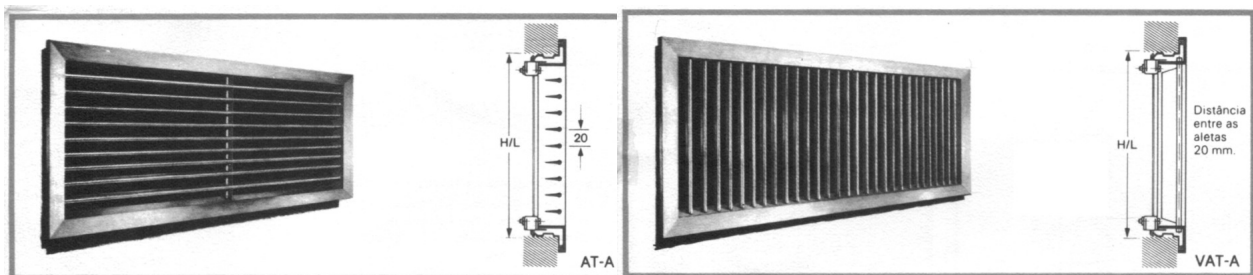
16.7 BOCAS DE INSUFLAMENTO:

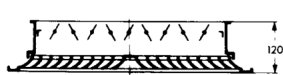
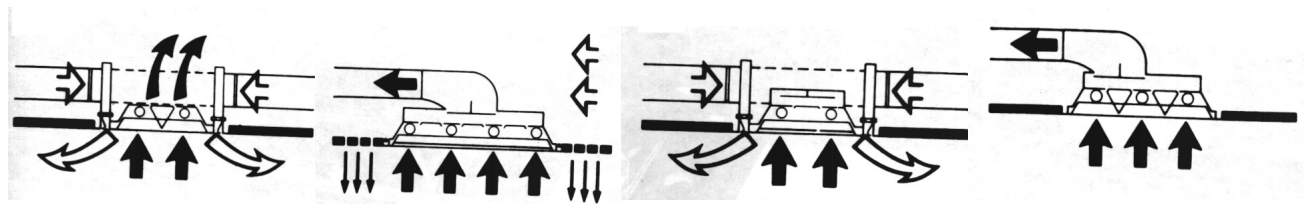
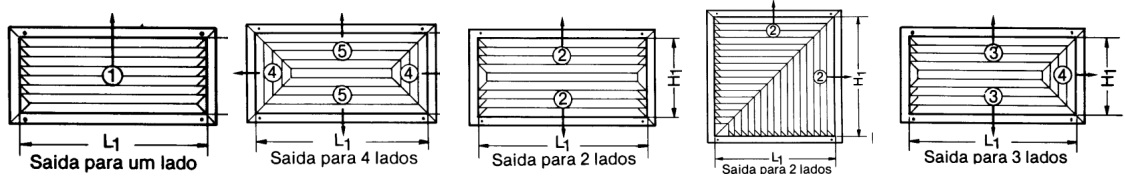
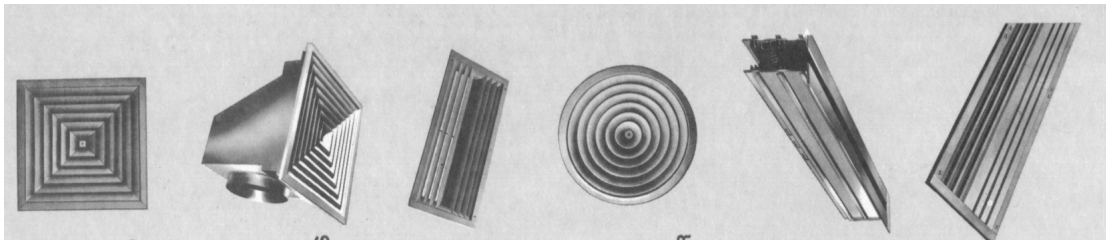
São as aberturas através das quais se introduz o ar no ambiente, p/ ser de parede ou teto.

- **As grades de parede podem ser classificadas em:**
 - grades de palhetas horizontais e verticais fixas.
 - grades de palhetas horizontais e verticais de simples deflexão
 - grades de palhetas horizontais e verticais de dupla deflexão.

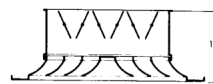


- **As grades de insuflamento de teto podem ser de diversos tipos:**
 - difusor de placa perfurada
 - grades que jogam o ar horizontalmente
 - aerofusos S - difusores com anéis ou palhetas embutidas
 - aerofusos ES difusores com anéis ou palhetas em degrau.
 - difusores com saída central ou com iluminação
- Além desses os difusores de forro podem ser quadrados ou retangulares, semi quadrados semi retangulares.

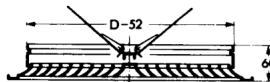




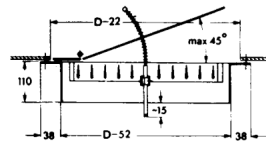
Registro AG
Registro acoplado ao difusor com
aletas convergentes de ajuste frontal.



DQ-AG
Difusor retangular com registro
acoplado de aletas convergentes.



Registro C
Registro tipo borboleta, acoplado
ao difusor, com ajuste frontal.

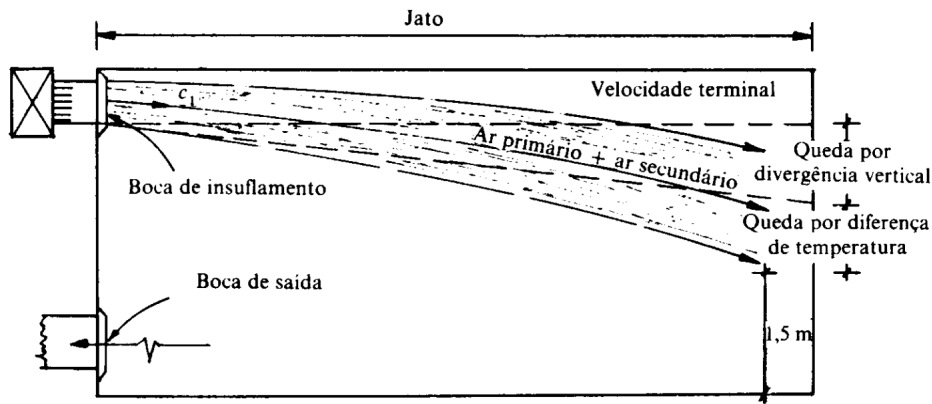


Captor QZ / RZ
Captor para montagem no duto,
fornecido separadamente do difusor
frontal.
QZ para dutos quadrados
RZ para dutos redondos

Indução: é o fenômeno pelo qual parte do ar ambiente entra em movimento devido ao choque do ar primário que ao ser insuflado no ambiente, perde velocidade e se mistura com o mesmo.

Divergência: é o ângulo formado pelo fluxo de ar tanto no plano horizontal com vertical o qual devido a indução, cresce ao afastar-se da boca do insuflamento.

Jato: distância percorrida pelo fluxo de ar desde o seu lançamento até que sua velocidade se reduza a um valor suficientemente baixo para que o choque do mesmo contra os obstáculos não possa produzir correntes desagradáveis.



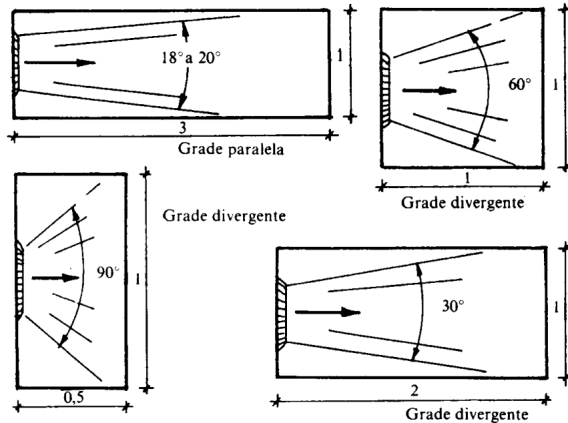
As velocidades terminais são:

| AMBIENTE | VEL. TERMINAL |
|--|---------------|
| indústrias, corredores, áreas de acesso | 1 m/s |
| escritórios públicos, lojas, restaurantes, igrejas, teatros. | 0,75 m/s |
| escritórios particulares, residências, hospitais, quartos de hotel | 0,5 m/s |
| mínima | 0,25 m/s |

$$Jato = \frac{K V_s}{\sqrt{S_e}}$$

S_e = área efetiva
 K e A dependem do tipo de grades (ver tabela abaixo).
 V_s = Vazão

| Tipo | Palhetas | Divergência do jato | $a_{\text{médio}}$ | Velocidade terminal | K |
|-------------|---------------|---------------------|--------------------|---------------------|-------------|
| Grade | Paralelas | 18 a 20° | 0,78 | 0,25 m/s | 10,3 a 11,7 |
| Grade | Divergentes | 30° | 0,68 | 0,25 m/s | 8,2 a 9,5 |
| Grade | Divergentes | 60° | 0,62 | 0,25 m/s | 5,2 a 6,5 |
| Grade | Divergentes | 90° | 0,58 | 0,25 m/s | 3,8 a 5,0 |
| Grade A | Paralelas | 15° | 0,78 | 0,25 m/s | 12,05 |
| Grade C | Divergentes | 23,4° | 0,70 | 0,25 m/s | 9,7 |
| Grade E | Divergentes | 45,2° | 0,62 | 0,25 m/s | 7,6 |
| Grade G | Divergentes | 73,2° | 0,58 | 0,25 m/s | 5,6 |
| Aerofuso S | Embutidas | — | 0,32 | 0,5 m/s | 2,36 |
| Aerofuso S | Embutidas | — | 0,32 | 0,75 m/s | 1,98 |
| Aerofuso S | Embutidas | — | 0,32 | 1,0 m/s | 1,50 |
| Aerofuso ES | Em degrau | — | 0,8 | 0,5 m/s | 2,36 |
| Aerofuso ES | — | — | 0,8 | 0,75 m/s | 1,98 |
| Aerofuso ES | — | — | 0,8 | 1,0 m/s | 1,50 |
| Grade | Barber Colman | Regulável | 0,7 a 0,85 | (Veja dados acima) | |



| Tipo | Divergência do fluxo | λ_1 |
|----------------------|----------------------|-------------|
| Grade (paralela) | 18 a 20° | 1,2 |
| Grade (divergente) | 30° | 1,0 |
| Grade (divergente) | 60° | 0,8 |
| Grade (divergente) | 90° | 0,7 |
| Aerofusos tipo S | — | 1,0 |
| Aerofusos tipo ES | — | 1,0 |
| Grades Barber Colman | | 1,5 a 2,5 |

Perda de carga na boca:

$$\Delta P = f \frac{v^2 \rho}{2g} \quad \text{ou} \quad \Delta P = \lambda_1 \frac{v^2 \rho}{2g} \quad \lambda \rightarrow \text{tabela acima}$$

• Procedimento para seleção e dimensionamento das bocas de insuflamento.

- Escolha dos pontos de insuflamento para uma distribuição uniforme do ar.
- Escolha do tipo de boca a usar conforme a localização, forma e dimensões da área a atender.
- Dimensionamento do difusor a partir do tipo escolhido, jato velocidade terminal recomendada, vazão. O dimensionamento pode ser feito através de diagramas ou tabelas de fabricantes.

Tabelas de Seleção

Difusor Quadrado DLQ/ADLQ

Dados técnicos calculados com registro aberto. Alcance para velocidade final mínima 0,3 m/s e a máxima 0,5 m/s (para pé direito de 3m).

| m³/h | Tamanho | | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------|------------------|-------------|---------|---------|---------|----------|---------|
| | □ codarinho | □ colarinho | | | | | |
| 1100 | V _{air} | | 7 | 5 | 4,2 | 2,7 | 2,4 |
| | Δp | | 3 | 1,5 | 1 | 0,4 | 0,2 |
| | dB(A) | | 39 | 30 | 24 | 16 | 15 |
| | | Alc | 3,3-5,5 | 2,8-4,5 | 2,5-4,3 | 1,9-3,2 | |
| 1200 | V _{air} | | 7,8 | 5,4 | 4,6 | 2,9 | 2,7 |
| | Δp | | 3,5 | 1,7 | 1,2 | 0,5 | 0,4 |
| | dB(A) | | 41 | 32 | 27 | 18 | 17 |
| | | Alc | 3,6-6 | 3-5 | 2,9-4,6 | 2,3-3,7 | 2-3,5 |
| 1300 | V _{air} | | 8,2 | 5,8 | 5 | 3,1 | 2,9 |
| | Δp | | 4 | 2 | 1,5 | 0,8 | 0,5 |
| | dB(A) | | 43 | 34 | 30 | 18 | 17 |
| | | Alc | 4-6,8 | 3,3-5,5 | 3-5 | 2,5-4 | 2,3-3,9 |
| 1400 | V _{air} | | 9 | 6,2 | 5,4 | 3,4 | 3,1 |
| | Δp | | 5 | 2,3 | 1,7 | 0,7 | 0,6 |
| | dB(A) | | 47 | 36 | 31 | 21 | 19 |
| | | Alc | 4,2-7 | 3,5-6 | 3,3-5,5 | 2,6-4,4 | 2,5-4 |
| 1500 | V _{air} | | | 6,6 | 5,8 | 3,7 | 3,3 |
| | Δp | | | 2,6 | 1,9 | 0,8 | 0,7 |
| | dB(A) | | | 38 | 34 | 24 | 20 |
| | | Alc | | 3,9-6,3 | 3,5-6 | 2,9-4,8 | 2,7-4,5 |
| 1750 | V _{air} | | | 7,9 | 6,8 | 4,1 | 3,7 |
| | Δp | | | 3,5 | 2,7 | 1 | 0,8 |
| | dB(A) | | | 43 | 38 | 28 | 25 |
| | | Alc | | 4,5-7,5 | 4,2-7 | 3,3-5,5 | 3,2-5 |
| 2000 | V _{air} | | | 9 | 7,6 | 4,7 | 4,4 |
| | Δp | | | 5 | 3,4 | 1,3 | 1,2 |
| | dB(A) | | | 48 | 41 | 31 | 28 |
| | | Alc | | 5-8,5 | 4,7-8 | 3,7-6 | 3,5-6 |
| 2250 | V _{air} | | | | 8,5 | 5,8 | 4,8 |
| | Δp | | | | 4,2 | 1,7 | 1,4 |
| | dB(A) | | | | 45 | 36 | 34 |
| | | Alc | | | 5,2-9 | 4,3-7 | 4-6,6 |
| 2500 | V _{air} | | | | | 6 | 5,5 |
| | Δp | | | | | 2,1 | 1,7 |
| | dB(A) | | | | | 39 | 37 |
| | | Alc | | | 4,6-7,9 | 4,5-7,5 | |
| 2750 | V _{air} | | | | 6,5 | | 6 |
| | Δp | | | | 2,5 | | 2,1 |
| | dB(A) | | | | 41 | | 40 |
| | | Alc | | | 5-8,5 | 4,8-8,1 | |
| 3000 | V _{air} | | | | | 7,2 | 6,5 |
| | Δp | | | | | 3 | 2,5 |
| | dB(A) | | | | | 44 | 42 |
| | | Alc | | | 5,7-9,4 | 5,2-9 | |
| 3250 | V _{air} | | | | | 7,9 | 7 |
| | Δp | | | | | 3,7 | 3 |
| | dB(A) | | | | | 48 | 45 |
| | | Alc | | | 6-10 | 5,8-9,8 | |
| 3500 | V _{air} | | | | | 8,4 | 7,6 |
| | Δp | | | | | 4,2 | 3,4 |
| | dB(A) | | | | | 49 | 47 |
| | | Alc | | | 6,7-11 | 6,2-10,5 | |

| m³/h | Tamanho | | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------|------------------|-------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | □ codarinho | □ colarinho | | | | | |
| 150 | V _{air} | | | | | | |
| | Δp | | | | | | |
| | dB(A) | | | | | | |
| | | Alc | | | | | |
| 200 | V _{air} | | 2 | | | | |
| | Δp | | 0,2 | | | | |
| | dB(A) | | 6 | | | | |
| | | Alc | 0,8-1,3 | | | | |
| 250 | V _{air} | | 2,4 | | | | |
| | Δp | | 0,3 | | | | |
| | dB(A) | | 8 | | | | |
| | | Alc | 1,2-2 | | | | |
| 300 | V _{air} | | 2,8 | 2 | | | |
| | Δp | | 0,5 | 0,2 | | | |
| | dB(A) | | 11 | 7 | | | |
| | | Alc | 1,1-1,9 | 0,9-1,5 | | | |
| 350 | V _{air} | | 3,3 | 2,2 | | | |
| | Δp | | 0,6 | 0,3 | | | |
| | dB(A) | | 13 | 8 | | | |
| | | Alc | 1,4-2,1 | 1,1-1,8 | | | |
| 400 | V _{air} | | 3,7 | 2,5 | 1,8 | | |
| | Δp | | 0,8 | 0,3 | 0,1 | | |
| | dB(A) | | 18 | 10 | 7 | | |
| | | Alc | 1,5-2,5 | 1,3-2 | 1-1,7 | | |
| 450 | V _{air} | | 4,2 | 2,8 | 2 | | |
| | Δp | | 1 | 0,5 | 0,2 | | |
| | dB(A) | | 22 | 12 | 8 | | |
| | | Alc | 1,7-2,7 | 1,4-2,2 | 1,1-1,9 | | |
| 500 | V _{air} | | 4,6 | 3,2 | 2,2 | 1,9 | |
| | Δp | | 1,4 | 0,6 | 0,3 | 0,1 | |
| | dB(A) | | 25 | 14 | 9 | 8 | |
| | | Alc | 1,8-3 | 1,5-2,5 | 1,4-2,1 | 1,2-2 | |
| 600 | V _{air} | | 5,6 | 3,9 | 2,7 | 2,4 | |
| | Δp | | 1,9 | 0,9 | 0,5 | 0,2 | |
| | dB(A) | | 32 | 23 | 12 | 10 | |
| | | Alc | 2,3-3,7 | 1,8-3 | 1,5-2,5 | 1,4-2,4 | |
| 700 | V _{air} | | 6,8 | 4,5 | 3,1 | 2,7 | 1,7 |
| | Δp | | 2,6 | 1,2 | 0,5 | 0,5 | 0,1 |
| | dB(A) | | 37 | 25 | 15 | 12 | 10 |
| | | Alc | 2,5-4,3 | 2-3,5 | 1,7-3 | 1,6-2,6 | 1,4-2,1 |
| 800 | V _{air} | | 7,8 | 5,1 | 3,6 | 3,1 | 1,9 |
| | Δp | | 3,6 | 1,5 | 0,8 | 0,5 | 0,1 |
| | dB(A) | | 41 | 29 | 20 | 15 | 12 |
| | | Alc | 2,9-5 | 2,4-4 | 2-3,4 | 1,8-3 | 1,5-2,5 |
| 900 | V _{air} | | 8,4 | 5,7 | 4 | 3,5 | 2,22 |
| | Δp | | 4,2 | 1,9 | 1 | 0,65 | 0,3-0,2 |
| | dB(A) | | 43 | 32 | 24 | 19 | 13 |
| | | Alc | 3,3-5,5 | 2,7-4,5 | 2,3-3,8 | 2,1-3,5 | 1,7-2,8 |
| 1000 | V _{air} | | 9,5 | 6,3 | 4,4 | 3,8 | 2,36 |
| | Δp | | 5,7 | 2,2 | 1,2 | 0,9 | 0,3 |
| | dB(A) | | 48 | 35 | 26 | 23 | 14 |
| | | Alc | 3,6-6 | 3-5 | 2,5-4,2 | 2,3-3,9 | 1,8-3 |
| | | | | | | | 2 |
| | | | | | | | 0,2 |
| | | | | | | | 13 |
| | | | | | | | 1,6-2,6 |
| | | | | | | | 2,17 |
| | | | | | | | 1,4 |
| | | | | | | | 1,7-2,9 |

V_{ef} = Velocidade efetiva em m/s
 Δp = Perda de carga em mmCA
 dB(A) = Nível sonoro
 Alc. = Alcance mínimo e máximo em metros

Grelhas de Insuflamento AT e VAT

Tabelas de Seleção

Dados técnicos calculados com registro aberto. Alcance calculado para velocidade final de 0,5 m/s

| H | L (Dimensões nominais) | | | | | | | | | | | | | |
|-------|------------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | 75 | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | |
| so | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | 75 | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | |
| VAT | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | 75 | 525 | 425 | 325 | 225 | 165 | 125 | |
| m³/h | 800 | 850 | 900 | 950 | 1000 | 1100 | 1200 | 1300 | 1400 | 1500 | 1600 | 1700 | 1800 | 1900 |
| Δp | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| dB(A) | 43 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 | 46 |
| Aic | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 |
| Δp | 3 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 3,5 |
| dB(A) | 37 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 |
| Aic | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 |
| Δp | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| dB(A) | 19 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Aic | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| Δp | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,7 |
| dB(A) | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 | 28 |
| Aic | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 | 6,5 |
| Δp | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| dB(A) | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 | 35 |
| Aic | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 |
| Δp | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 |
| dB(A) | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 |
| Aic | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 | 8,5 |
| Δp | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| dB(A) | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 | 38 |
| Aic | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Δp | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| dB(A) | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 | 42 |
| Aic | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| Δp | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| dB(A) | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 |
| Aic | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| Δp | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| dB(A) | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 |
| Aic | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 |
| Δp | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 |
| dB(A) | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 | 41 |
| Aic | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 |
| Δp | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 | 6,1 |
| dB(A) | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 |
| Aic | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 |
| Δp | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| dB(A) | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 | 37 |
| Aic | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 |
| Δp | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| dB(A) | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 | 44 |
| Aic | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 |
| Δp | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 | 3,7 |
| dB(A) | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 | 33 |
| Aic | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 | 15 |
| Δp | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 |
| dB(A) | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 | 39 |
| Aic | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 |

so - Dados da caixa em mm; Δp - Nível sonoro; Aic - Alcance em metros

16.8 Filtros:

Os adotados normalmente nas instalações de ventilação diluidora são:

- filtros de tela galvanizada empregada de óleo
- filtros de lã de vidro
- filtros de pano
- “ de materiais sintéticos.
- “ eletrostático.

A seleção dos filtros de ar deve ser bastante criteriosa, onde uma das soluções baseia-se no conceito de que a filtragem deve alcançar a qualidade que se teria, caso se tomasse 100% de ar externo (assumindo que este atenda as recomendações ambientais).

Ao considerar primeiramente só partículas em suspensão no ar, utiliza-se o quadro a baixo, onde filtros grossos, finos e absolutos são listados conforme suas eficiências para um único tamanho de partículas, onde foi escolhida o tamanho 0,4 μm .

Tabela 4 — Classificação de filtros de partículas de acordo com a EN 779: 2002

| Tipo de filtros | Classe | Eficiência gravimétrica média E_g (%) | Eficiência média para partículas de 0,4 μm E_f (%) |
|-----------------|--------|--|--|
| Grossos | G 1 | $50 \leq E_g < 65$ | --- |
| | G 2 | $65 \leq E_g < 80$ | --- |
| | G 3 | $80 \leq E_g < 90$ | --- |
| | G 4 | $90 \leq E_g$ | --- |
| Finos | F 5 | --- | $40 \leq E_f < 60$ |
| | F 6 | --- | $60 \leq E_f < 80$ |
| | F 7 | --- | $80 \leq E_f < 90$ |
| | F 8 | --- | $90 \leq E_f < 95$ |
| | F 9 | --- | $95 \leq E_f$ |

Classificação dos filtros segundo a ABNT 16401

Mas a preocupação com a qualidade do ar interno não se restringe simplesmente às partículas em suspensão, mas também com odores, microorganismos, compostos orgânicos voláteis, etc. Assim se utilizam os filtros de carvão ativado que promovem a limpeza do ar por meio da adsorção e os filtros biocidas, que são filtros de ar em que se aplicam agentes bactericidas, fungicidas ou algicidas.

Outros estudos que estão sendo apresentados em eventos internacionais têm apresentado tecnologia de filtragens mais eficazes, como por exemplo a utilização de radiação ultravioleta nos dutos de ar, filtros bactericidas usando enzimas imobilizadas na superfície do meio filtrante, filtros com eficiência aumentada através de um processo eletrostático no meio filtrante, etc.

Precauções a serem tomadas:

Deve ser previsto um estágio de filtro grosso para a tomada de ar exterior (de classe G1 a G4). Limita a entrada de sujeira no prédio e protege os equipamentos do sistema de ar.

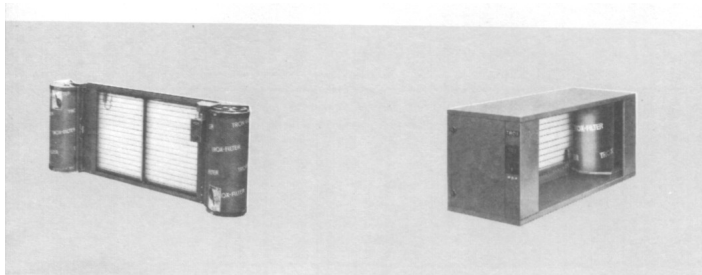
Quando o ar exterior não atender os requisitos mínimos em termos de gases, deve ser selecionado também um estágio de filtro de carvão ativado, protegendo-o com uma pré-filtragem classe G-3 contra a acumulação desnecessária de pó.

Nos filtros de carvão ativado a eficiência decresce com o tempo de utilização, por isto deve ser utilizada a eficiência média para os cálculos de seleção.

Deve-se garantir acesso aos filtros, proporcionando espaço adequado para instalação e trocas dos mesmos. Deve-se evitar a passagem de ar não filtrado por má vedação entre a moldura e o quadro do filtro.

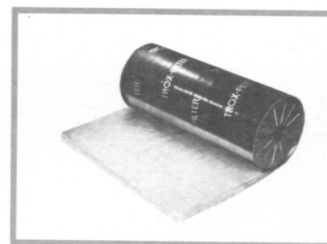
Os filtros necessitam de limpeza ou substituição periódica. Adotar sistemática para acompanhamento da sujidade do filtro. Nestas fichas de acompanhamento devem estar apontados os dados técnicos, perda de pressão final, nominal e do filtro em questão.

No momento da troca dos filtros é importante que seja realizada uma boa limpeza dos quadros de fixação, estrutura, equipamentos e etc.

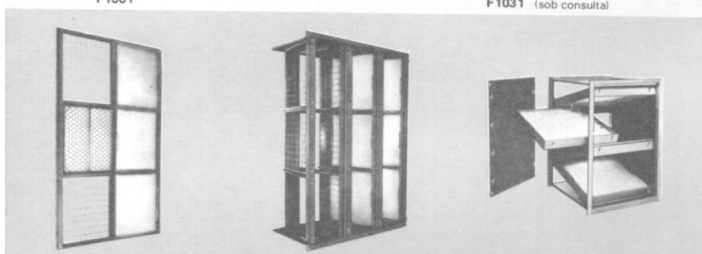


TROX o-mat F101 (14)
para montagem em dutos
ou climatizadores
600 até 4.000 mm
650 até 2.150 mm
3.400 até 89.200 m³/h
F1001

TROX o-mat F103 (15)
com carcaça para
montagem em dutos
1.400 até 2.800 mm
575 até 1.945 mm
4.800 até 48.200 m³/h
F1031 (sob consulta)



Manta filtrante em fibra de vidro
F-700 e F-70830 (F-702)
Grau de filtração:
conforme StF: Classificação B2
conforme ASHRAE: 86% segundo teste gravimétrico
30% segundo teste colorimétrico
As larguras são correspondentes as dos filtros,
comprimento > 20 metros.

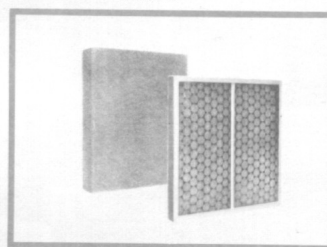


**Filtro plano modulado
TROX F2111 (24)**

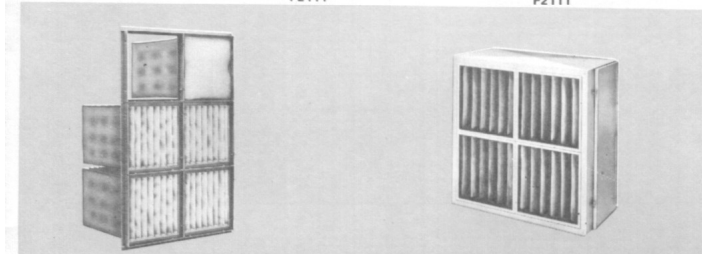
com estrutura metálica plana
Dims. básicas: 610 x 610 mm
por módulo: até 3200 m³/h
F2111

**Filtro em cunha TROX F221
para paredes (25)**
com estrutura metálica em cunha.
Dims. básicas: 610x610 mm,
Prof. 650 mm por dois módulos.
até 6.400 m³/h
F2111

**Filtro em cunha TROX F300
para dutos (26)**
com carcaça provida de flanges,
molduras padrão e porta de inspeção
608x220 até 608x2200 mm
até 32.200 m³/h
F2111

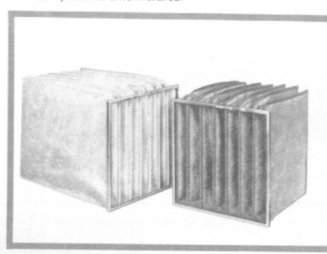


Manta filtrante nas dimensões para moldura
padrão com vários graus de filtração:
78%, 86% e 96%, conforme teste gravimétrico
segundo ASHRAE
Classificação A2, B1, B2 e C, conforme StF.
Meio filtrante: F-700 e F-70830 (F-702) em fibra de vidro,
F-70820 (F-706) em fibra sintética,
F-716 em placa filtrante metálica.

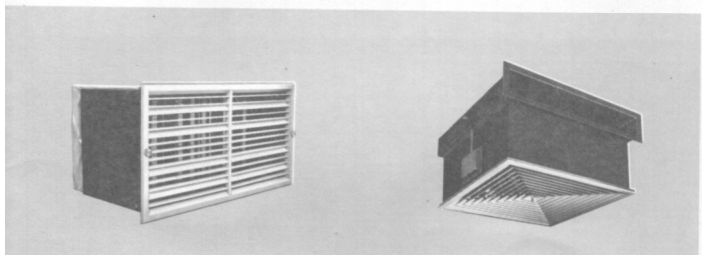


Filtro de bolsas TROX para paredes (41)
com estrutura metálica
Módulo básico: 610x610 mm e 305x610 mm
Vazões por módulo: 4300 e 2200 m³/h
Folheto: F2401

Filtro de bolsas TROX F340 para dutos (42)
Carcaça provida de porta de inspeção,
com ou sem pré-filtro
Larguras e alturas de 710 até 2862 mm
Vazões de 3.400 até 86.400 m³/h
Folheto: F3402

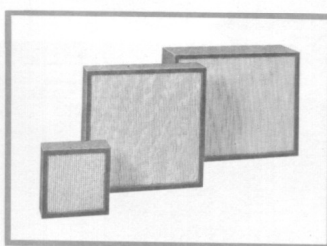


Filtros de bolsas com meios filtrantes em
fibra de vidro ou fibra sintética.
Classificação conforme StF: B2 e C
e conforme DIN 24184: Q
Graus de filtração 87%, 96%, 97% e > 98%
conforme teste gravimétrico da ASHRAE.



Filtro absoluto combinado com grelha (53)
Caixa montada estanque à grelha de alumínio
Dimensões: 682x326 mm, Prof. aprox. 300 mm
Vazão até 650 m³/h
Folheto: F6001

Filtro absoluto combinado com difusor (54)
Caixa montada estanque ao difusor
de aço ou alumínio
Dimensões: 468x468, 598x598 e 660x660 mm
Vazões de 250 até 2000 m³/h
Folheto: F6001



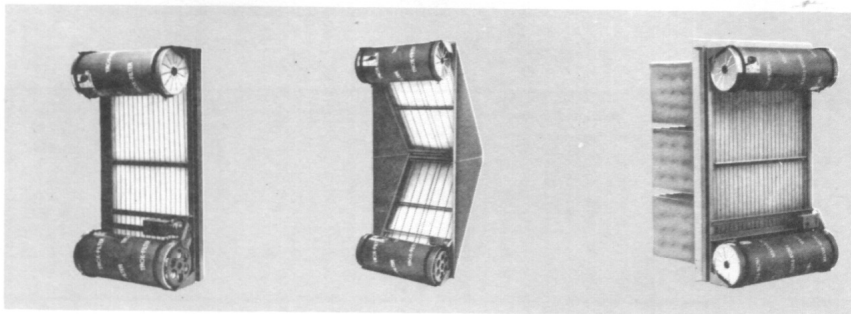
Filtros absolutos como filtro de alta eficiência.
Cada filtro é individualmente provado segundo DOP-Test.
Grau de filtração: > 95% e > 99,97%
Classificação conforme DIN 24184: R e S

Filtros rotativos automáticos

Estrutura rígida em perfis de aço galvanizado. Unidade de acionamento e controle combinado, com pressostato diferencial e interruptor automático de fim de curso.

Filtro completamente preparado para a conexão à rede elétrica. Tubos de medição pré-montados.

O sistema de tambores TROX oferece as vantagens de montagem fácil e manutenção econômica. Poucos elementos pré-montados para serem acoplados no momento da montagem.



TROX-o-mat F100 (11)
Filtro rotativo para disposição de montagem universal
950 até 2.150 mm
1.100 até 5.000 mm
a partir de 8.100 m³/h
F1001

TROX-o-mat F102 (12)
Permite vazões superiores pela forma em "V"
950 até 2.150 mm
1.100 até 3.000 mm
a partir de 10.100 m³/h
F1001 (sob consulta)

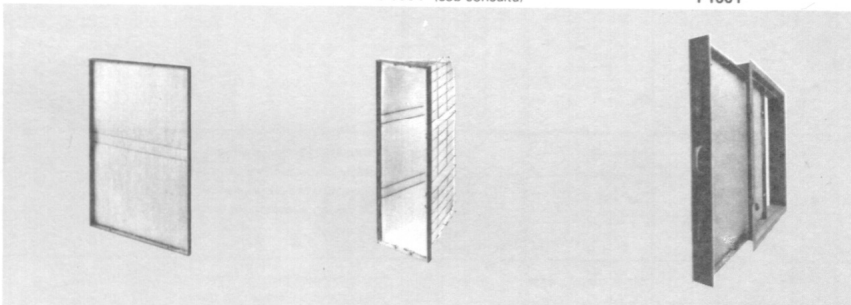
TROX-o-mat F120 (13)
Filtro rotativo automático combinado com filtro de bolsas
950 até 2.150 mm
1.400 até 4.700 mm
a partir de 10.700 m³/h
F1001

Largura do filtro:
Altura do filtro:
Vazões:
Nº de Folheto:

Filtros planos para montagem em dutos ou paredes

Filtros de ar em várias execuções, com mantas filtrantes de diferentes graus de filtragem. Filtros planos, Filtros em V e Filtros planos para dutos, compostos de poucos elementos básicos com grandes superfícies de filtragem, especialmente concebidos para pequenas instalações de climatização.

Filtros planos modulados, Filtros em cunha para paredes e Filtros em cunha para dutos, com molduras padrão como elemento básico para formar o conjunto de filtragem na dimensão desejada.



Filtro plano TROX F200 (21)
Grande superfície útil, especialmente apropriado para cabines de pintura de 750x750 até 1250x2250 mm até 26.900 m³/h
F2001 (sob consulta)

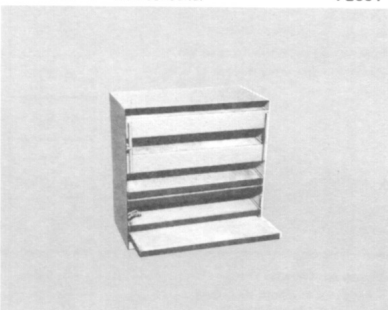
Filtros em "V" TROX F220 (22)
similar ao filtro plano, porém com secção frontal menor e profundidade maior de 500x1000 até 500x2000 mm até 27.000 m³/h
F2001 (sob consulta)

Filtro plano para dutos TROX F301 (23)
Filtro compacto para montagem em dutos, também como pré-filtro de 608x440 até 608x2200 mm até 11.000 m³/h
F3001 (sob consulta)

Dimensões básicas
Vazão:
Nº do folheto:

Filtros de absorção:

Filtro de carvão ativado TROX para a absorção de odores e outras substâncias gasosas prejudiciais existentes no ar. Podemos fornecer unidades com estrutura metálica para montagem em paredes ou com carcaça perfeitamente vedada para montagem em dutos.



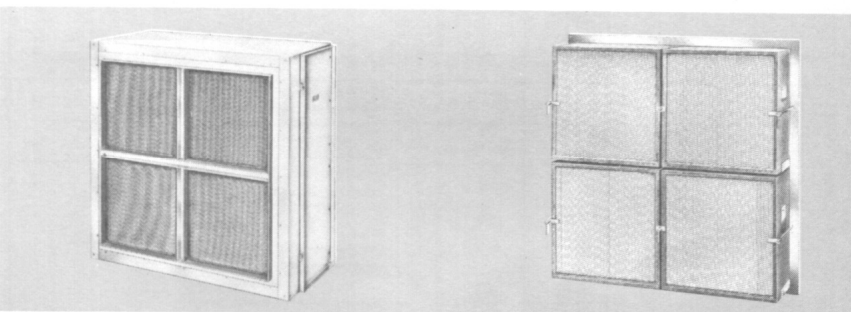
Filtro de carvão ativado TROX F400 (31)
Dimensões básicas: 610x610 mm com profundidades de 292, 307 ou 687 mm
Vazões por módulo de 1700 até 3400 m³/h
Folheto: **F4801**

Filtro de bolsas para montagem em paredes ou dutos

Elementos filtrantes em fibra de vidro ou fibra sintética de alta qualidade; para montagem em paredes com estrutura metálica ou para montagem em dutos com carcaça em chapa de aço galvanizado, provida de porta de inspeção. Filtros com bolsas em várias profundidades, segundo as exigências de durabilidade, em função da superfície filtrante.

Filtros absolutos

Filtros absolutos para montagem em dutos com carcaça de aço galvanizado, equipada com molduras internas em perfis de aço para fixação perfeita dos elementos filtrantes.



Filtro absoluto TROX para dutos (51)
Carcaça provida de porta de inspeção
Larguras e alturas de 804 até 2676 mm
Vazões de 2.000 até 32.000 m³/h
Folheto: **F3801**

Filtro absoluto TROX para paredes (52)
com estrutura metálica
Larguras e alturas de 707 até 3842 mm e de 859 até 3842 mm
Vazões de 1250 até 48.000 m³/h
Folheto: **F2601**

Filtros absolutos para montagem em paredes fornecidos com estrutura metálica.

Filtros absolutos combinados com grelha ou difusores
Caixa do filtro em chapa de aço perfeitamente estanque, montada a uma grelha ou difusor em chapa de aço ou perfis de alumínio anodizado.

16.9 Ventiladores.

Dois tipos de ventiladores podem ser adotados ventiladores centrífugos e axiais, sendo os primeiros mais utilizados, e o segundo em instalações pequenas e de exaustão.

Os ventiladores centrífugos adotados em ventilação geralmente são de pés voltados para frente, que atingem as pressões necessárias com menos velocidades periféricas e que em decorrência menores níveis de ruídos. Estes ventiladores podem ser de dupla ou simples aspiração.

A potência do ventilador nos é dada pela expressão:

$$P = \frac{v_s \Delta P_T}{75 \eta_r}$$

P = Potência em Cv
 v_s = Vazão em m³/s
 ΔP_T = Diferença de pressão total a ser vencida pelo ventilador
 η_r = Rendimento total do ventilador, o qual varia de 0,3 a 0,7, podendo se tomar como médio o valor 0,5.

17 OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:

17.1 Refrigeração por Absorção:

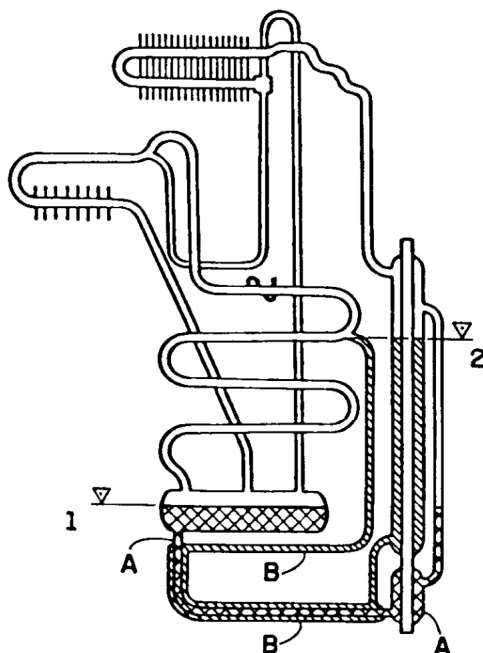
O funcionamento se baseia no fato de que os vapores de alguns dos fluídos frigorígenos conhecidos serem absorvidos a frio, em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. Aquecendo-se esta solução binária verifica-se uma destilação fracionada na qual o vapor formado será rico no fluído 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.

17.1.1 Tipos de Sistemas:

17.1.1.1 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.

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 diferentes, o que vaporiza antes é a amônia. Contudo, o vapor de amônia, em alta temperatura, arrasta certa quantidade de água pelo tubo C.

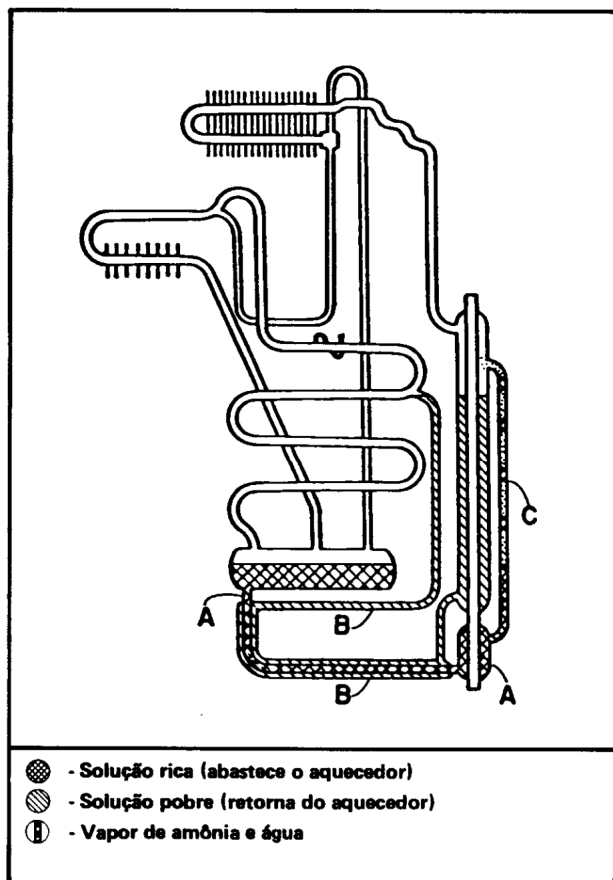


Fig. 2. - Funcionamento da bomba do sistema.

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-condensador) para posteriormente entrar no condensador.

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

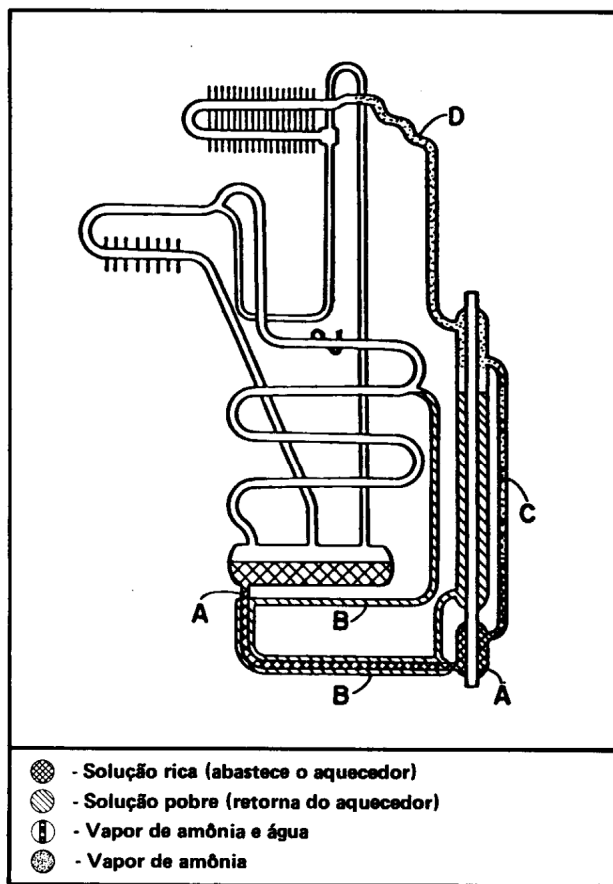


Fig. 3. - Tubo da solução pobre e vapor de amônia.

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.

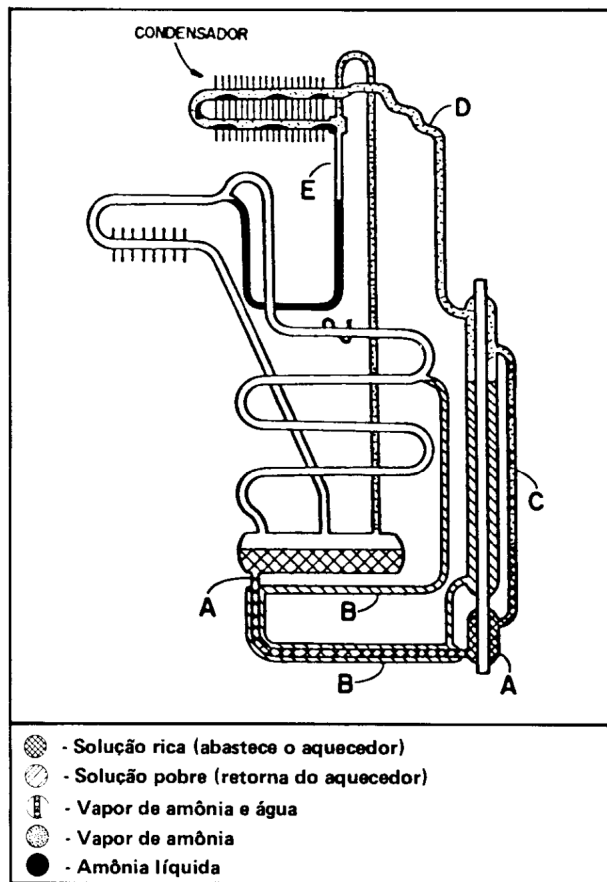


Fig. 4. - Condensação do vapor de amônia e tubo de amônia.

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:

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, conseqüentemente, 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.

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

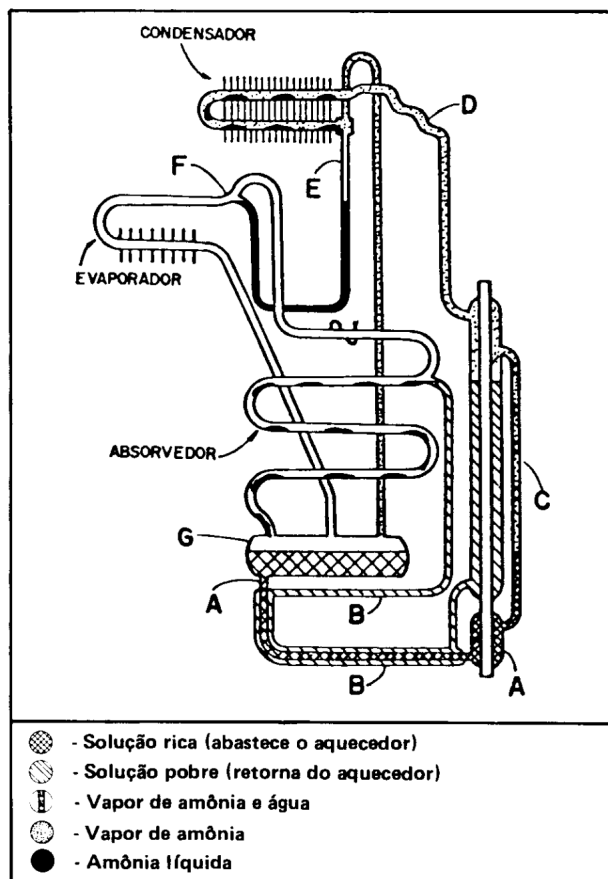


Fig. 5.: Circuito da solução pobre e do hidrogênio.

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.

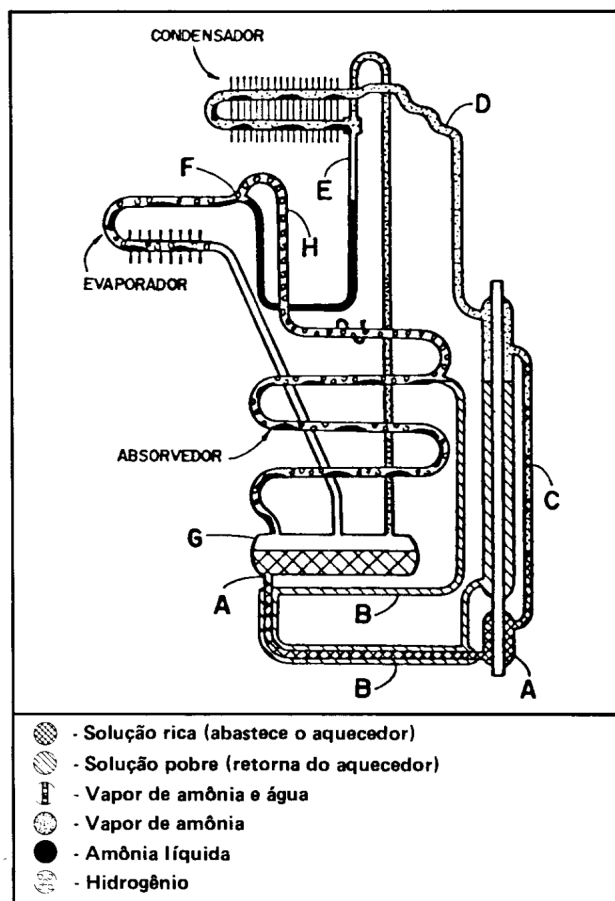


Fig. 6. - Entrada da amônia líquida e do hidrogênio no evaporador.

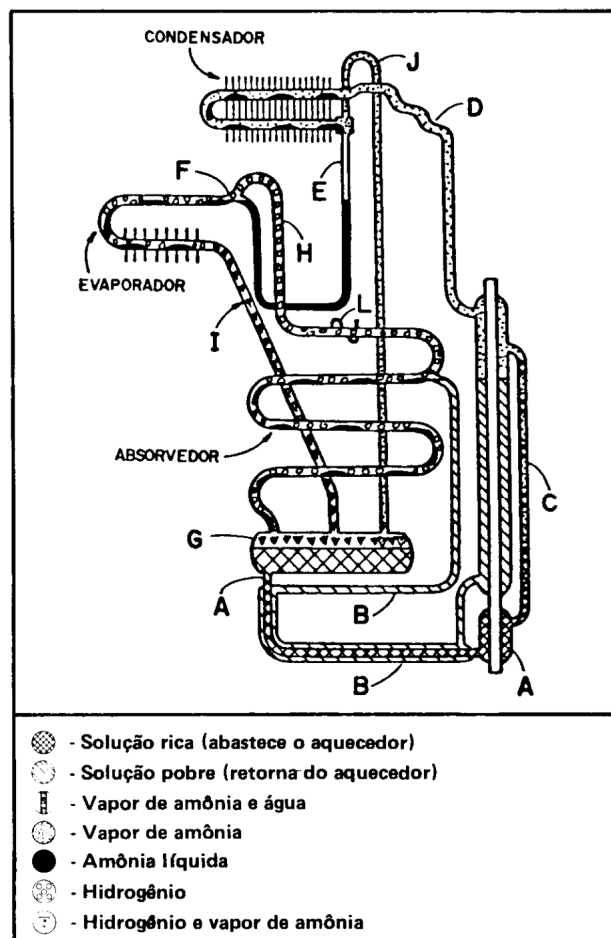


Fig. 7. - Retorno do gás de amônia ao tanque.

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 específica.

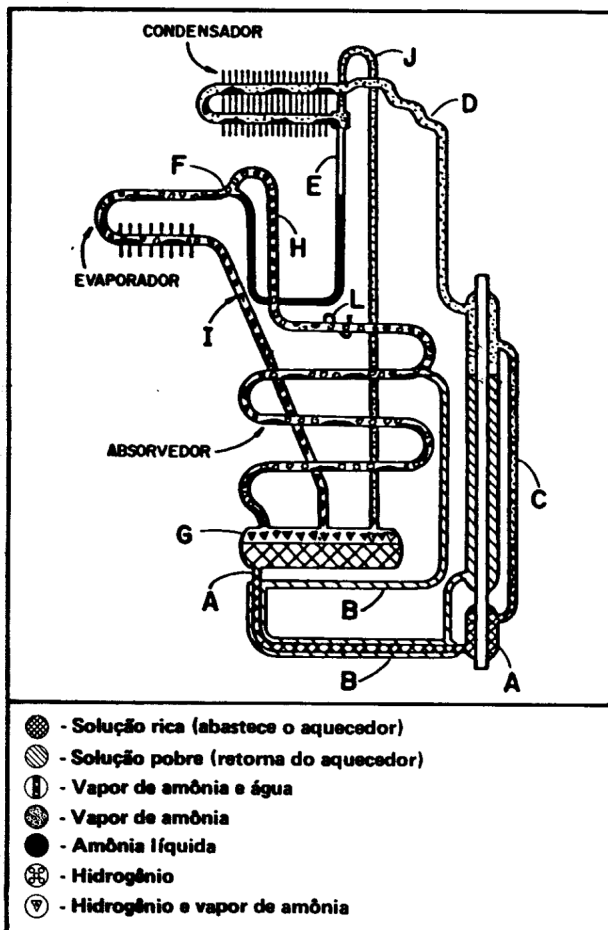


Fig. 8.2 - Funcionamento contínuo do sistema.

absorvido pela solução. Esta solução, já em estado de mistura homogênea, inicia novamente 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

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

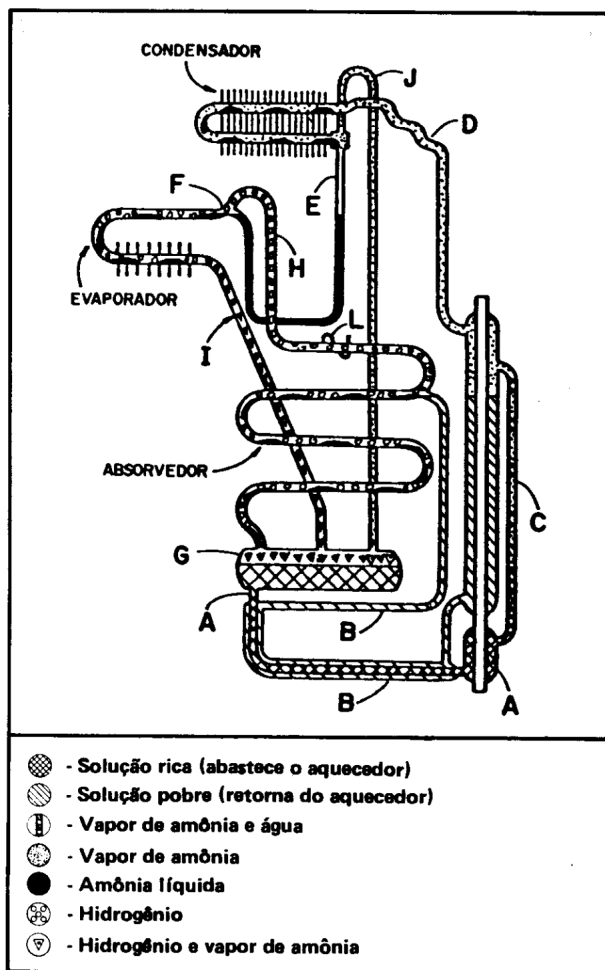


Fig. 9.2 - Componentes não exigidos pelo sistema durante o funcionamento normal.

incorretamente, não permitindo a circulação de ar pelos componentes traseiros do sistema. Este componente atua também quando o refrigerador 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.

17.1.1.2 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 líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador. 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.

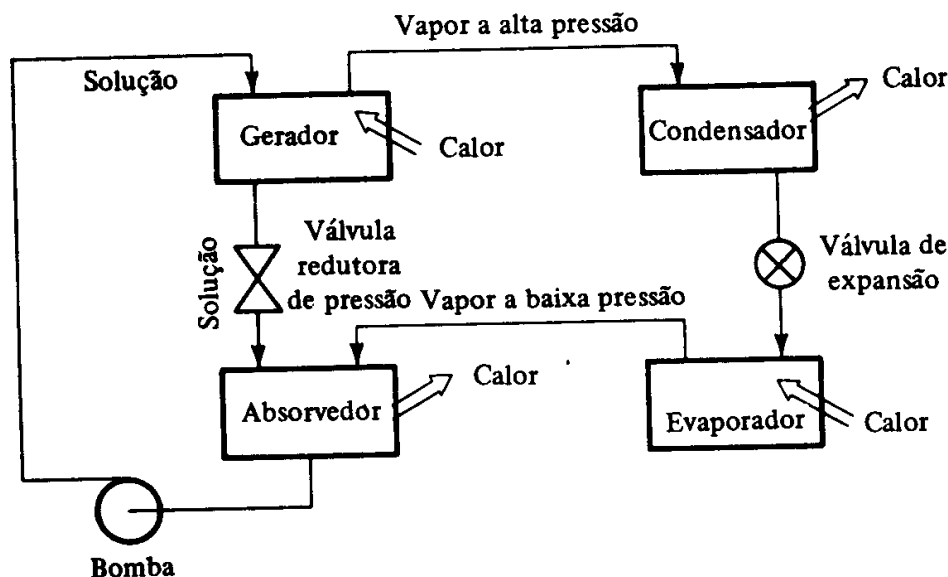


Figura 10 A unidade de absorção básica.

17.2 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 Bi_2Te_3 (Telureto de Bismuto) possui propriedades como material semicondutor que permite criar diferenças de temperaturas na ordem de 72°C .

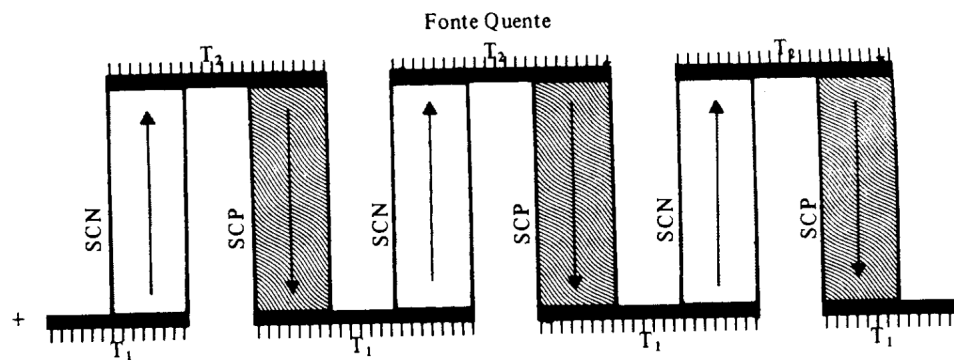


Figura 11

17.3 Refrigeração por Adsorção:

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

18 SISTEMA DE CALEFAÇÃO :

Calefação é o aquecimento do ar com a finalidade de atender ao conforto humano.

- Quanto a fonte de energia adotada podemos citar: a eletricidade, a bomba de calor (máquina frigorífica funcionando em ciclo reverso) e os combustíveis como o gás liquefeito de petróleo (G.L.P.), óleo Diesel, lenha etc...
- Quanto ao processo adotado para o aquecimento do ar as instalações de calefação podem ser classificadas em:
 - a) Instalação de aquecimento direto de ar: O aquecimento do ar é obtido pelo contato direto entre a fonte de calor e o mesmo. Ex.: lareiras, estufas, etc.
 - b) Instalações de aquecimento indireto: O aquecimento do ar é feito por meio de um fluido intermediário, geralmente a água, que é posto previamente em contato com a fonte de calor. Neste caso, a instalação disporá necessariamente de uma fonte de calor geradora de fluido intermediário aquecido e um intercambiador de calor entre este último e o ar a ser tratado. Ex.: Calefação por meio de radiadores de água quente e bomba de calor.
- Quanto ao sistema adotado para a distribuição do calor nos ambientes a serem aquecidos, as instalações de calefação podem ser classificadas em:
 - a) Calefação local ou individual: Neste tipo de calefação, o aquecimento é obtido por meio de uma ou mais fontes de calor localizadas no próprio ambiente aquecido.
 - b) Calefação central ou coletiva: é constituída por uma fonte de calor única que, localizada adequadamente, distribui. Por meio de um sistema de tubulações, o calor para diversos ambientes a serem aquecidos, servindo-se para isto do próprio ar ou de um fluido intermediário. Ex.: Calefação central por meio de água quente, calefação central por meio de vapor d'água ou calefação central por meio de ar quente.

18.1 Calefação Local:

A calefação local é obtida por meio de lareira, das estufas de combustão, das estufas elétricas de aquecimento direto ou indireto, condicionadores de ar funcionando em ciclo reverso, etc.

Como elemento de aquecimento local tradicional são usadas as lareiras, as quais são constituídas essencialmente de uma fornalha e de uma chaminé.

Em uma lareira comum praticamente só o calor irradiado é aproveitado para o aquecimento do ambiente sendo antieconômico, pois seu rendimento é de ordem de 5 a 10%. Modernamente, na execução de lareiras, procura-se impedir ou ao menos atenuar este inconveniente realizando encamisamento da fornalha e da chaminé.

As lareiras de circulação de ar permitem o atendimento de vários ambientes através de dutos. Neste caso as câmaras de aquecimento são mais complexa se aproximando das caldeiras de ar.

Não existe um processo de cálculos exatos para as dimensões de uma lareira, devido a grande variações de suas condições de combustão, entretanto existe relações aconselháveis:

- a) na chaminé a velocidade mínima dos gases de combustão devem ser 5m/s
- b) a velocidade do ar na boca da lareira deve ser superior a 0,2m/s
- c) considerando alguns parâmetros e condições temos:

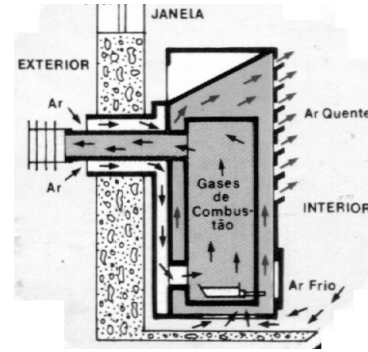
$$S_b = V/140 = 9A_c$$

S_b = Superfície da Boca da Lareira em m^2 /

V = Volume do Ambiente em m^3

A_c = A área da Chaminé, em m^2

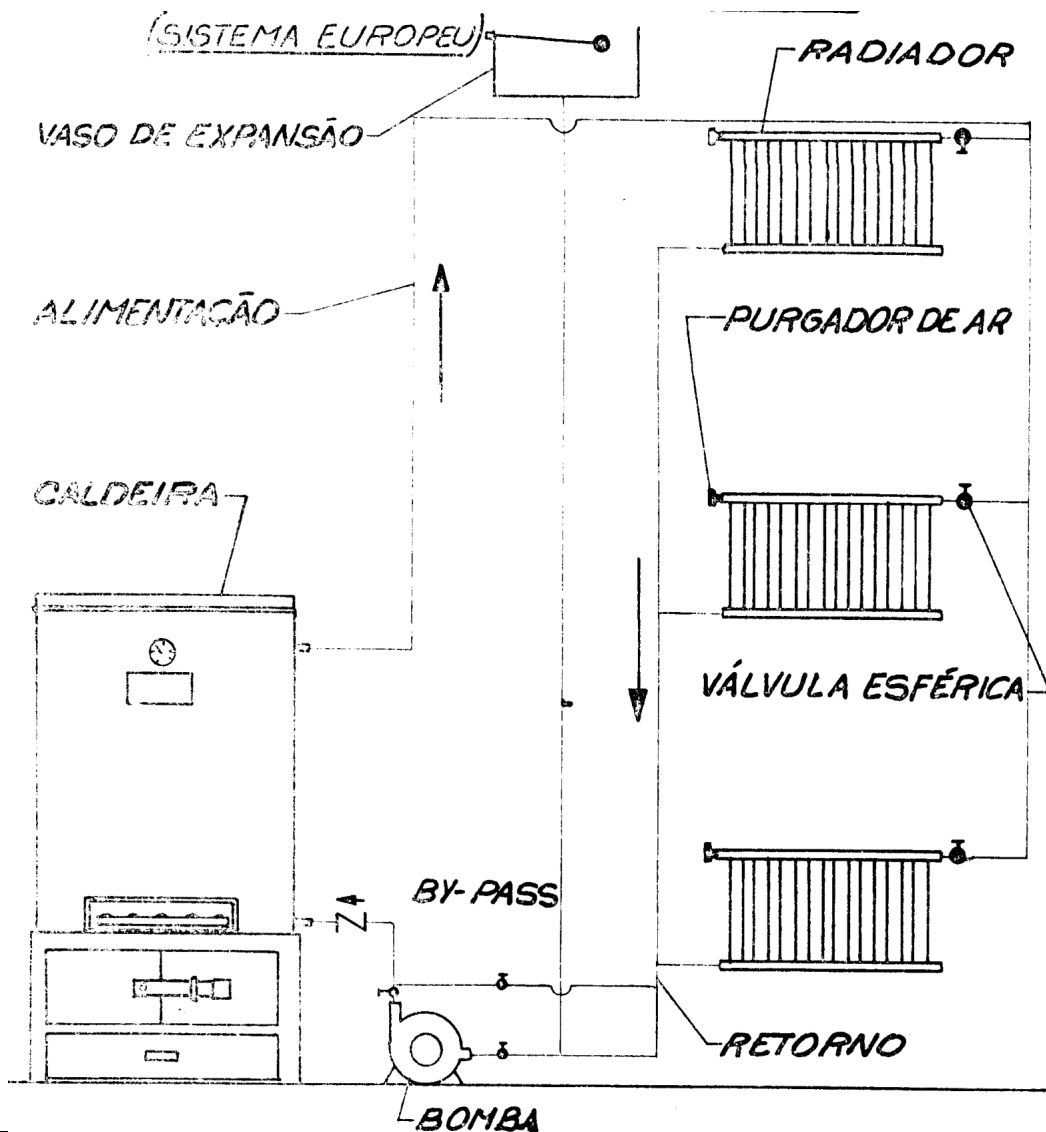
- d) A superfície da câmara de combustão deve ser superior a $0,5.S_b$.
- e) A profundidade da câmara de combustão deve ser de $0,6$ de sua altura
- f) quanto a chaminé a altura está na ordem de $4m$, devendo estar a $1m$ acima do nível mais alto da habitação.



Além das estufas e das lareiras existem outros aquecedores, chamados de calefatos, e que usam o GLP como combustível. Veja esquema na figura ao lado.

18.2 Calefação Central por Meio de Água Quente:

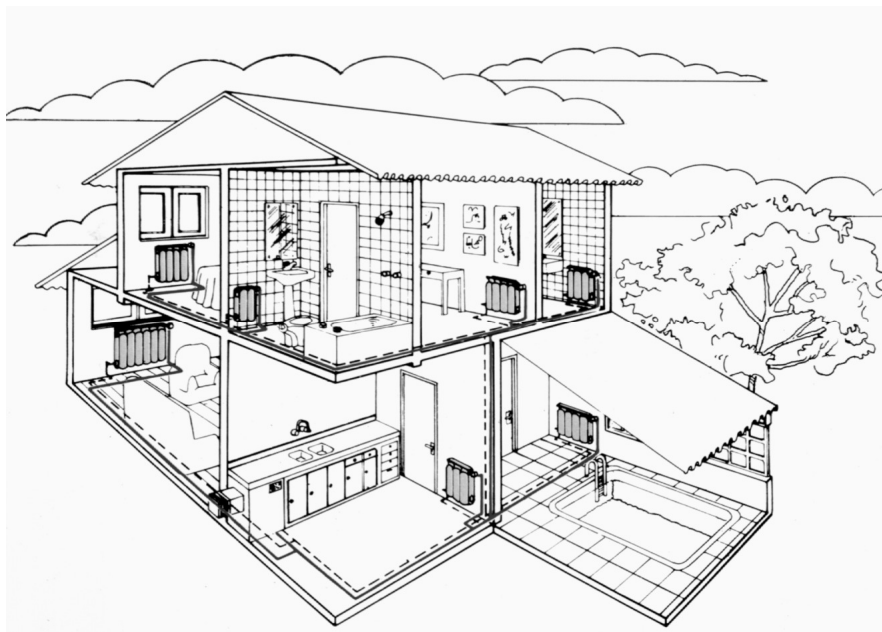
Uma instalação de aquecimento por meio de água quente é constituída de um conjunto de dispositivos formando um circuito fechado onde os elementos principais são: caldeira, tubulação de distribuição, trocadores de calor, tubulação de retorno.



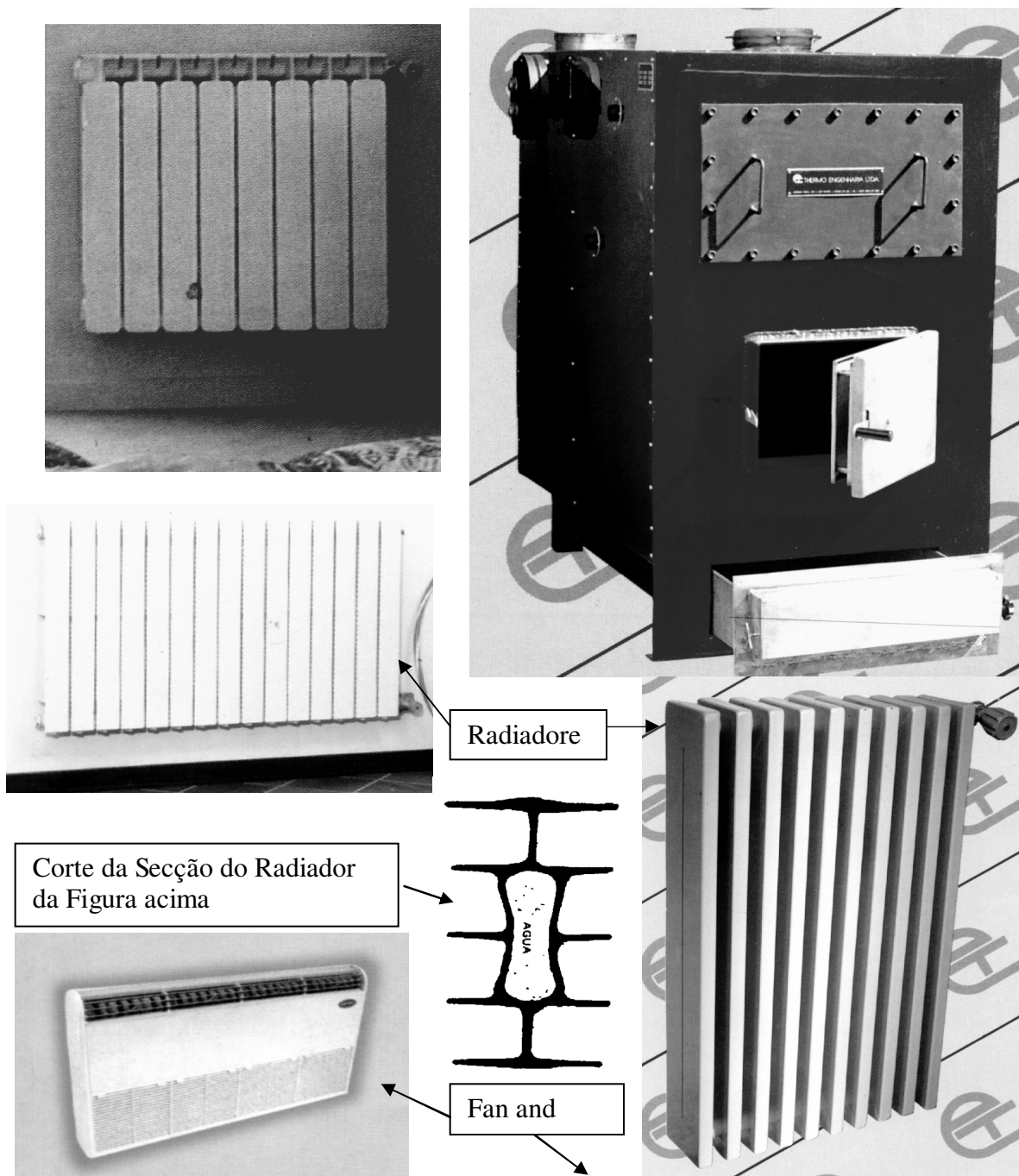
- sistema de tubulação, por sua vez, deve ser mantido em comunicação com um recipiente chamado de vaso de expansão que deve estar em um ponto mais alto de toda a instalação com o objetivo de permitir a expansão do fluido e a saída do ar e todo o conjunto.

Outros fatores a observar :

- nas canalizações horizontais dar caimento de 1%
- permitir o livre dilatamento das tubulações
- a caldeira deve ser instalada num plano mais inferior ao mais baixo a ser aquecido.
- a água da instalação não deve ser usada para o consumo, para evitar a rápida oxidação, e incrustação das tubulações e demais elementos da instalação, etc...
- A calefação central por meio de água quente, de acordo com o sistema de movimentação do fluido para ser assim classificado:
 - a) circulação natural, termossifão ou a gravidade
 - b) circulação mecânica.



18.3 Elementos de uma instalação de calefação central por meio de água quente:

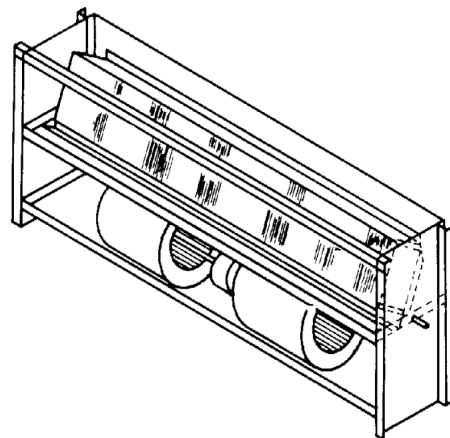


- **Caldeiras ou Geradoras de Água Quente:** são equipamentos de combustão onde o calor é aproveitado no aquecimento de um fluido que serve para transportar o calor para os locais de seu real aproveitamento. Os aquecedores mais comuns na calefação central são as de água. Podem usar com combustível o GLP, a lenha ou o óleo diesel.
- **Elementos de Aquecimento:** são dispositivos destinados a ceder calor ao local onde se deseja a calefação. Ex. Radiadores, convectores e "Fan and Coil".
 - Os radiadores são executados em tubos em forma de serpentinas.
 - Os convectores são fabricados em tubos de cobre, ou canos galvanizados com alhetas de ferro.
 - Os "fan and coils" são composto de serpentinas posicionadas em um gabinete, com um ventilador acoplado, o que melhora a eficiência do sistema.

- **Elementos de controle:** termostato de controle da chama, termostato ambiente, termostato de água, válvula termostática, registros, etc.

18.4 Circulação da Água :

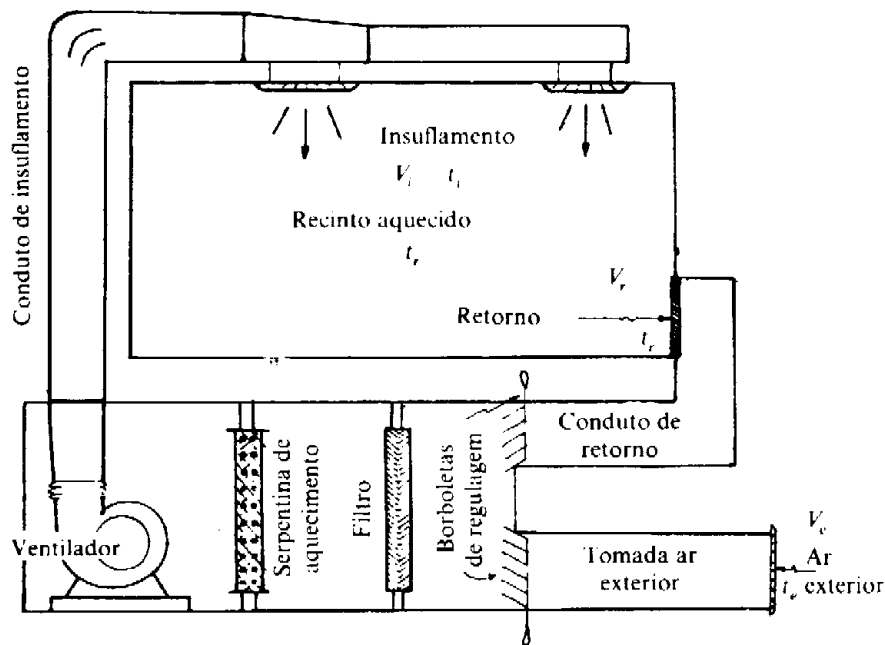
O sistema de calefação de água quente pode ser por termossifão ou com circulação forçada. No primeiro caso Ter-se-ia que dimensionar as tubulações de modo que a diferença de pressão provocada pelos diferenciais de temperatura garantissem a circulação do fluido. A circulação forçada consiste em provocar o movimento da água necessária ao aquecimento por meio de uma bomba intercalada na tubulação de retorno e na proximidade da caldeira.



18.5 Calefação Central por Meio de Ar Quente:

A calefação Central por meio de ar quente utiliza o próprio ar aquecido como agente transportador do calor.

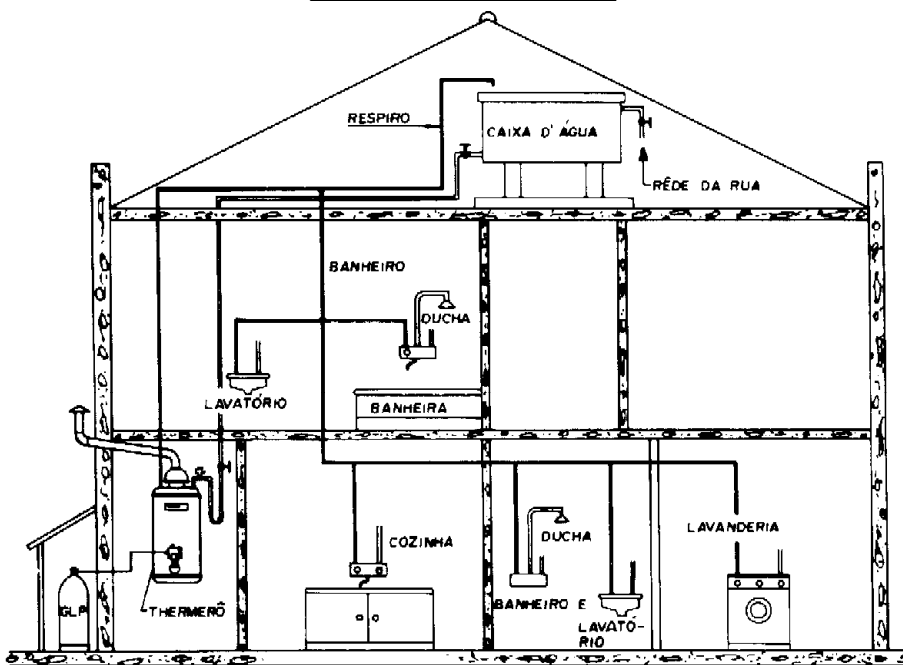
O aquecimento do ar pode ser feito diretamente por meio de resistências elétricas e caloríficos (caldeiras de ar) ou indiretamente por meio de água quente ou bomba de calor (ar condicionado funcionando em ciclo reverso).



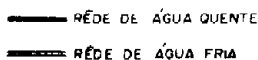
18.6 Água Quente para Consumo:

O dimensionamento de equipamentos de água quente para consumo, baseia-se na NB-128 da ABNT

INSTALAÇÃO TÍPICA



RESIDÊNCIA COM 2 PISOS OU APARTAMENTO "DUPLEX"



18.7 Aquecimento Solar de Água:

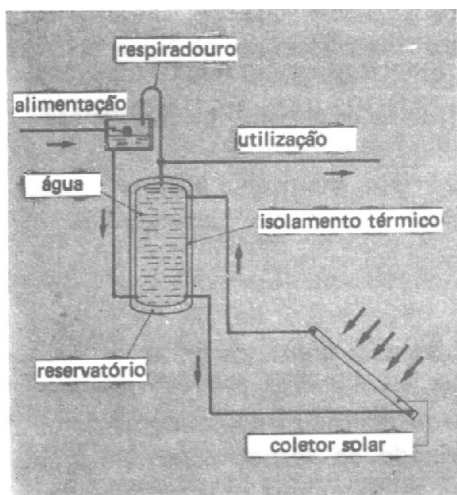


Fig. 3.2 – Aquecimento de água para uso doméstico, com ciclo aberto.

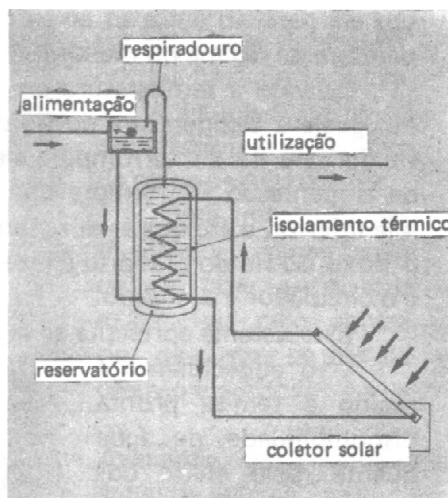
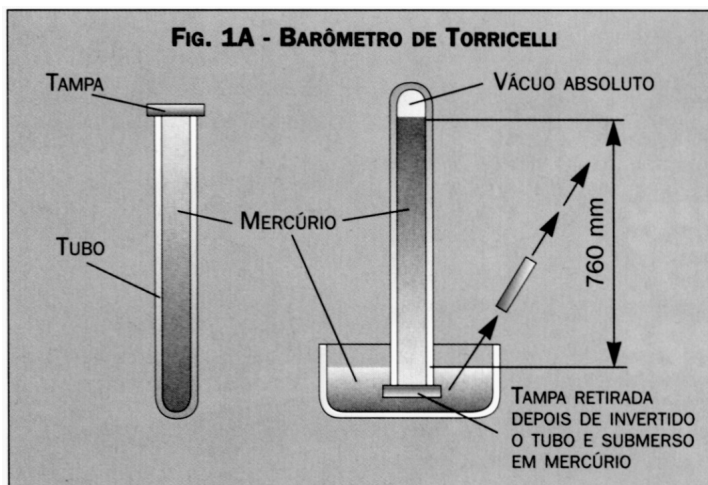


Fig. 3.3 – Aquecimento de água para uso doméstico em ciclo fechado.

19 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:



$$1 \text{ atm.} = 1,033 \text{ kgf/cm}^2 = 760 \text{ mm Hg (mercúrio)} = 14,7 \text{ psi} = 29,92 \text{ pol Hg}$$

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

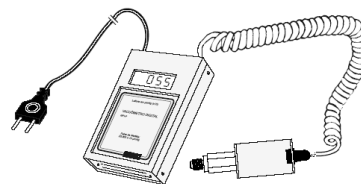
O refrigerista pode utilizar diversos medidores de pressão:

- 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.

O vacuômetro, geralmente ligado a bombas de ou compressores, pode ser do tipo "tubo em U" (lembrando 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 milibar (mb), que facilitam o trabalho com o pascal, uma unidade muito pequena. Assim 1 bar = 100.000 pascal e milibar = 100 pascal.

VACUÔMETRO PORTÁTIL

NPI-P



vácuo
a

e o bar

uma

IBRACON

MANUAL DO USUÁRIO

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 micron da coluna de mercúrio), que corresponde a 0,001mmHg. O micron serve para expressar o grau de vácuo. Se dividirmos 1mm de Hg em 1000 partes, cada uma representa 1 micron Hg.

Na operação e manutenção de sistemas de refrigeração devemos atentar para diversos fatores, a fim de executar um trabalho com qualidade e, por consequência, 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 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 só 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 47°C 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.

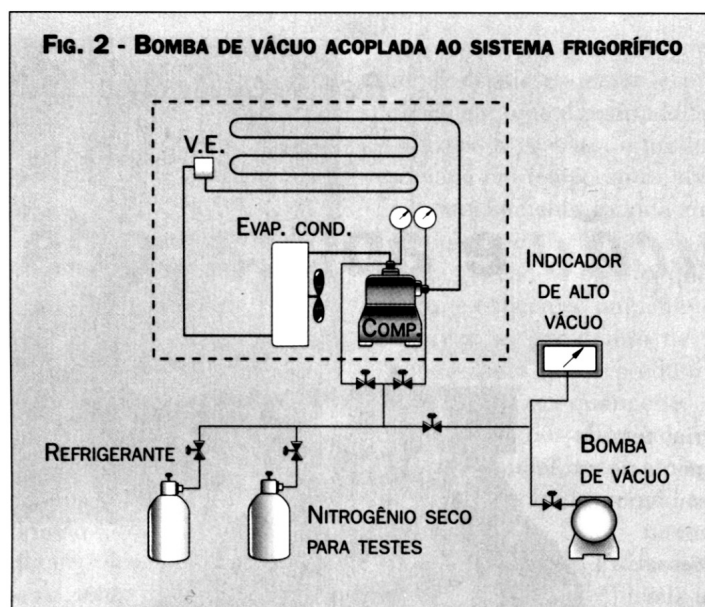
Os plugs do compressor somente devem ser retirados momentos antes de se efetuar a solda dos tubos. Utilize sempre equipamentos e componentes compatíveis com o sistema em manutenção. Em caso de dúvidas, consulte o fabricante de equipamentos ou componente.

(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 resistiu 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 remanente. Este vácuo deve atingir 250 microns.
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.



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.