

# **SISTEMAS DE AR CONDICIONADO E REFRIGERAÇÃO**

PROCEL

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE  
ENERGIA ELÉTRICA

Eng<sup>o</sup> Sérgio Meirelles Pena

1<sup>a</sup> Edição - JULHO/2002

# Índice

---

MÓDULO I - FUNDAMENTOS .....	6
1. INTRODUÇÃO .....	7
1.1. Climatização – Refrigeração – Ventilação .....	7
1.2. Diagnóstico Energético .....	7
1.3. Medidas de Conservação de Energia (MCE'S) .....	8
2. FUNDAMENTOS .....	8
2.1. “UMA VISÃO DE CONJUNTO” .....	8
2.1.1. Uma instalação de pequeno/médio porte .....	8
2.1.2. Uma instalação de médio/grande porte .....	10
2.2. CONCEITOS BÁSICOS .....	12
2.2.1. Temperatura .....	12
2.2.2. Calor Sensível .....	13
2.2.3. Calor Latente .....	13
2.2.4. Umidade Relativa do Ar (UR) .....	14
2.2.5. Temperatura de Bulbo Seco do Ar .....	17
2.2.6. Temperatura de Bulbo Úmido do Ar .....	17
2.2.7. Entalpia .....	17
2.2.8. Carta Psicrométrica .....	17
2.2.9. Exercícios na Carta Psicrométrica .....	18
2.2.10. Ciclo Frigorífico por Compressão .....	26
2.2.11. Coeficiente de Performance .....	30
2.2.12. EER – ENERGY EFFICIENCY RATE (RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA) .....	31
2.2.13. EFICIÊNCIA EM KW/TR .....	32
2.2.14. TRANSMISSÃO DE CALOR – MECANISMOS – RADIAÇÃO- CONVECÇÃO – CONDUÇÃO .....	32

2.3. CARGAS TÉRMICAS SOBRE UMA EDIFICAÇÃO .....	40
2.3.1. Fatores que influem sobre as Cargas Externas .....	41
2.3.1.1. Radiação Solar através de Janelas .....	41
2.3.1.2. Ganhos por Condução através de Paredes Externas e Telhados .....	43
2.3.1.3. Ar de Ventilação .....	45
2.3.1.4. Infiltração .....	47
2.3.2. Fatores que influem sobre as Cargas Internas .....	48
2.3.2.1. Ganhos por Condução através de Vidros - Paredes Internas- Forros - Pisos .....	48
2.3.2.2. Pessoas .....	50
2.3.2.3. Potência dissipada por Equipamentos .....	51
2.3.2.4. Potência dissipada por Iluminação .....	51
2.3.2.5. Perdas em Dutos .....	51
2.4. PLANILHA DE CARGA TÉRMICA .....	53
2.5. CLASSIFICAÇÕES DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO – EQUIPAMENTOS - ARRANJOS - DISTRIBUIÇÃO DE AR .....	56
2.5.1. Sistema de Expansão Direta .....	56
2.5.2. Sistema de Expansão Indireta .....	61
2.5.2.1. Tudo Água .....	61
2.5.2.2. Sistemas Ar – Água .....	62
2.5.2.3. Sistemas Tudo Ar .....	63
2.5.2.3.1. Sistemas Multizona .....	63
2.5.2.3.2. Sistemas VAV .....	65
2.6. EQUIPAMENTOS DE AR CONDICIONADO E SEUS RENDIMENTOS TÍPICOS .....	66
BIBLIOGRAFIA: .....	70
MÓDULO II - GERENCIAMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA - MEDIDAS DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA (MCE'S) - DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO .....	71

1. INTRODUÇÃO .....	72
1.1. GERENCIAMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA .....	72
1.2. DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO .....	72
2.0. MEDIDAS DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA (MCE'S) .....	72
2.1. MCE'S COM CUSTO "ZERO" .....	73
2.1.1. Ajustes de registros ("dampers") de tomada de ar exterior .....	73
2.1.2. Desligamento De Luzes .....	75
2.1.3. Vazamento em Dutos .....	77
2.1.4. Desligamento de Sistemas de Exaustão .....	77
2.1.5. Limpeza de Filtros .....	77
2.1.6. Programação de Computadores Para Baixo Consumo .....	79
2.1.7. Ajustes de acionamentos .....	79
2.1.8. Limpeza de Superfícies de Trocadores de Calor .....	79
2.1.9. Ajustes de Termostatos .....	80
2.1.10. Ajustes de Vazão de Ar .....	81
2.1.11. Manutenção Programada .....	82
2.1.12. Seminário de Conservação de Energia .....	82
2.2. MCE'S COM "BAIXO" CUSTO .....	82
2.2.1. Redução de Infiltração de Ar Externo. ....	82
2.2.2. Recálculo de Ocupação de Pessoal - Ar Exterior - Rebalanceamento	83
2.2.3. Isolamento Térmico em Dutos .....	83
2.2.4. Isolamento de Tubos .....	84
2.2.5. Desligamento de Sistemas X Instalações de Sistemas Dedicados. ....	84
2.2.6. Desligamento de Bombas de Circulação (BAG e BAC) e Torres de Resfriamento .....	84
2.2.7. Segregação para Área de Fumantes .....	84
2.2.8. Recalibrar Controles .....	85
2.2.9. Instalar Barreiras ou Isolar Equipamentos .....	85

2.2.10. Reduzir Perdas em Circuitos de Água (Fase de Projeto ou "Retrofit") .....	85
2.2.11. Proteção de Vidros – Cortinas, Filmes, Brises, Telas .....	86
<b>2.3. MEDIDAS COM CUSTOS DE MODERADOS A "ALTOS" – REFORMAS ("RETROFITS") .....</b>	<b>87</b>
2.3.1. Impacto da "Eficientização" da Iluminação sobre o Sistema de ar Condicionado .....	87
2.3.2. Controle do Ar Exterior (Ventilação) pelo uso de Sensores de CO2 .....	88
2.3.3. Isolamento Térmico em Coberturas .....	88
2.3.4. Uso de Motores Eficientes .....	89
2.3.5. Uso de Variador de Frequência ( VSD'S) .....	91
2.3.6. Trocas de Centrais de Água Gelada ( CAG) .....	92
<b>3.0. "SOFTWARES" RELACIONADOS À ESTIMATIVA DE CARGA TÉRMICA E SIMULAÇÃO PREDIAL .....</b>	<b>96</b>

# MÓDULO I - FUNDAMENTOS

---

## 1. INTRODUÇÃO

---

### 1.1. Climatização – Refrigeração – Ventilação

**Climatização** - Trata o ar , ajustando sua temperatura em valores geralmente acima de 20 ° C. Pode controlar além da temperatura do ar no recinto, a pressão interna, a pureza do ar (filtração) e sua umidade relativa.

A Climatização pode ser utilizada com finalidades de conforto ambiental (como no uso residencial, em escritórios, comércio, etc.) ou Industrial, para controlar variáveis de processo (na indústria de tecelagem e gráfica, controlando temperatura e umidade) na indústria eletrônica, controlando temperatura, umidade, pureza do ar e pressão do recinto.

**Refrigeração** - Quando utilizando o ar como fluido para controle da temperatura, o ar é resfriado a temperaturas próximas de 0 ° C, podendo chegar a temperaturas abaixo de -10 °C. Como aplicações típicas, o uso de Câmaras ou Balcões Frigoríficos.

**Ventilação** - Nesta aplicação, o ar é introduzido num ambiente para controlar a sua temperatura, limitado sempre em relação à temperatura do ar exterior, removendo a energia térmica gerada no seu interior por pessoas , equipamentos, etc. Neste caso, não há como controlar a temperatura a um valor fixo. A Ventilação é também usada para remover poluentes e odores.

### 1.2. Diagnóstico Energético

Um Diagnóstico Energético é uma ferramenta utilizada para levantar e estimar como e em que quantidades as diversas formas de energia estão sendo gastas numa Edificação, em seus Sistemas (ar condicionado, iluminação, motorização, bombeamento, refrigeração, etc.) ou, em aplicações Industriais, nos seus processos (ar comprimido, vapor, bombeamento, etc.). Após o levantamento, é feito estudo que permite avaliar perdas (traduzido em consumo de kWh, demanda, etc.), seus custos e indicar medidas corretivas, avaliar custos de investimentos nas modificações (projetos, aquisição de equipamentos novos), calcular tempo de retorno dos investimentos, visando orientar os gerentes do empreendimento na tomada de decisões.

### 1.3. Medidas de Conservação de Energia (MCE'S)

São medidas que visam reduzir o consumo de energia, nas suas diversas formas (elétrica, térmica, etc.). Podem ser extremamente simples como desligar lâmpadas e condicionadores de ar fora de horário de uso, ou medidas mais complexas que demandam cálculos elaborados e investimentos, como a substituição de uma central de resfriadores de água gelada (CAG), com baixa eficiência, de um Sistema de Ar Condicionado de um prédio.

## 2. FUNDAMENTOS

### 2.1. "UMA VISÃO DE CONJUNTO"

#### 2.1.1. Uma instalação de pequeno/médio porte

Instalações até 100 TR (este número limite pode variar). A instalação pode consistir no uso de um ou mais condicionador unitário tipo "janela" (Fig. 1), condicionadores tipo "split" (Fig.2), ou num sistema um pouco mais complexo constituído de condicionadores tipo "self contained"(auto portante), rede de dutos para distribuição do ar, torre de resfriamento, bomba de água de condensação e respectivas tubulações (Fig 3).

Fig. 1

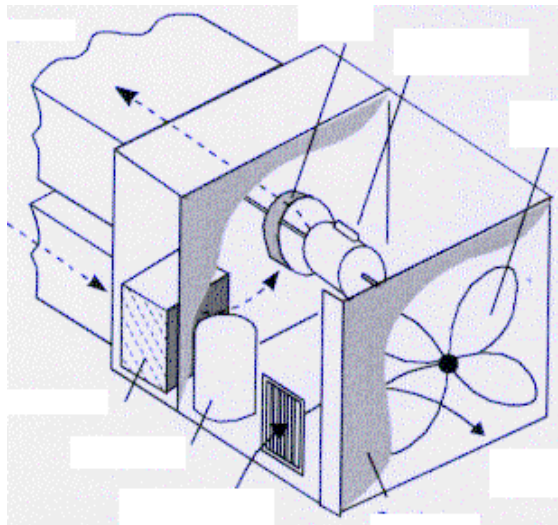
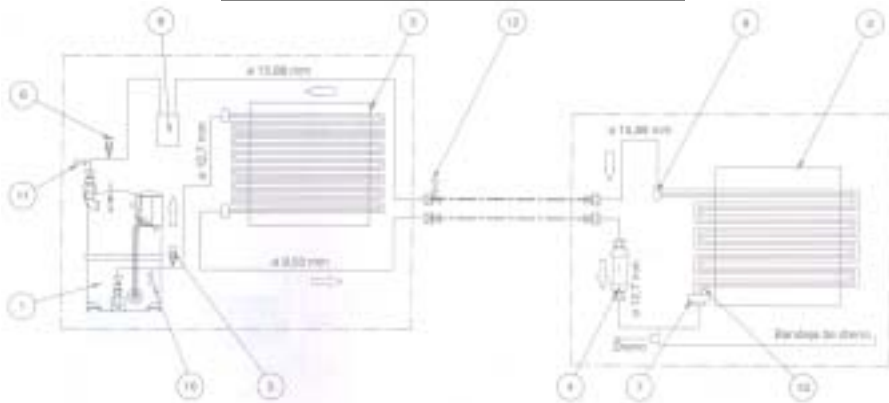




Fig. 2- "Split"

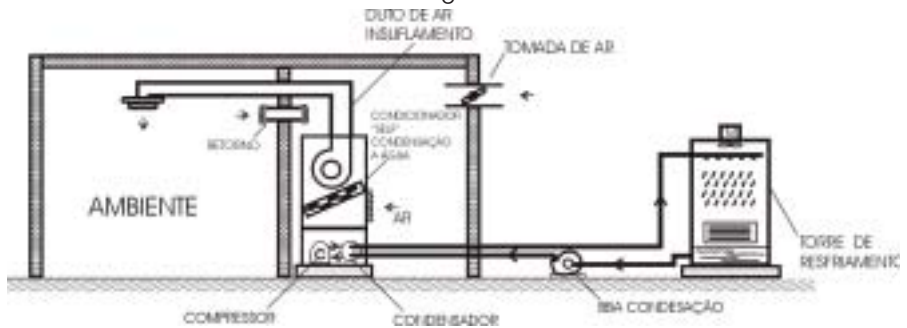
Condensação a ar - Split



Item	Descrição
1	Compressor hermetic
2	Condensador
3	Evaporador
4	Válvula de expansão
5	Condensador
6	Evaporador
7	Válvula de expansão
8	Receptor-secador
9	Válvula de serviço
10	Arrotador de sucção
11	Arrotador de sucção (alta pressão)
12	Arrotador de sucção (baixa pressão)
13	Arrotador de sucção (alta pressão)
14	Arrotador de sucção (baixa pressão)
15	Arrotador de sucção (alta pressão)
16	Arrotador de sucção (baixa pressão)
17	Arrotador de sucção (alta pressão)
18	Arrotador de sucção (baixa pressão)
19	Arrotador de sucção (alta pressão)
20	Arrotador de sucção (baixa pressão)

—	Linhas de gás quente	—	Substituição com parafusos
—	Substituição de refrigerante	—	Indicação de fluxo de refrigerante
—	Substituição normal	—	

Fig. 3



### 2.1.2. Uma instalação de médio/grande porte

Instalações acima de 100 TR podem assumir diversas configurações, mas a título de ilustração, vamos apresentar os constituintes de um Sistema típico de água gelada (expansão indireta) . Ver Fig 4A e 4 B

Fig. 4 A

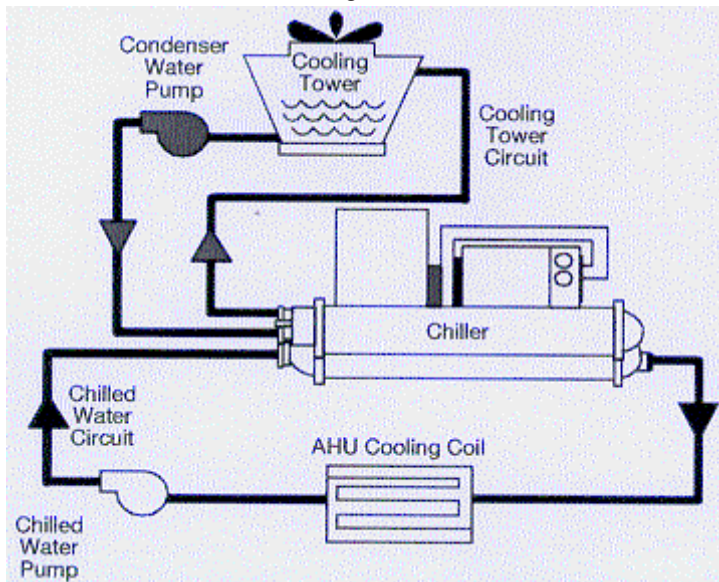
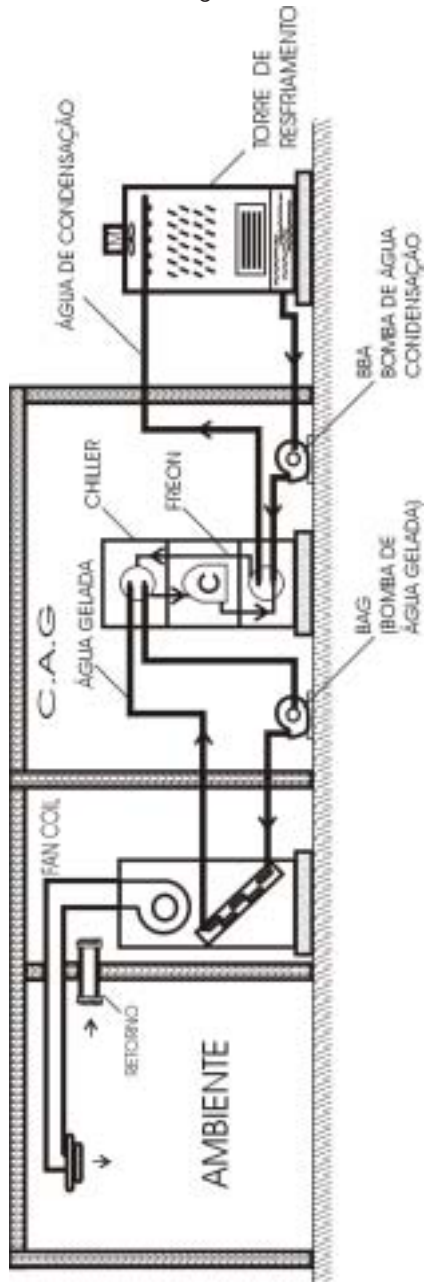


Fig. 4B



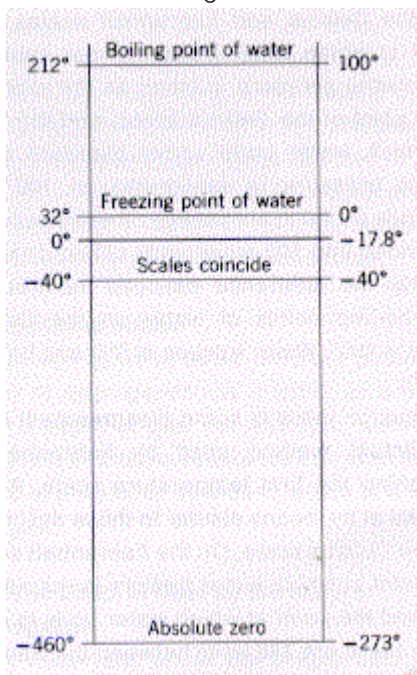
## 2.2. CONCEITOS BÁSICOS

### 2.2.1. Temperatura

A temperatura é uma propriedade da matéria. É uma medida do nível energético de um corpo. Uma alta temperatura é um indicativo de alto nível de energia do corpo. Diz-se neste caso, que o corpo está quente. Já se demonstrou que a temperatura é uma função da energia cinética interna, sendo um índice da velocidade molecular. É expressa em graus Celsius (°C), no sistema Internacional, Fahrenheit (F), e outras unidades.

A correspondência entre as escalas Celsius e Fahrenheit, é mostrada na Fig. 5, a seguir:

Fig. 5



A expressão que correlaciona estas unidades é dada por:

$$\frac{C}{5} = \frac{F - 32}{9}$$

A fórmula de ilustração:

A água a 100° C , corresponde a:

$$(9 \times (100 / 5)) + 32 = 212 F$$

Outra relação importante, de uso freqüente, é a que relaciona diferenciais de temperaturas expressas em ° C com F, dado por:

$$\frac{(\Delta T)^{\circ C}}{5} = \frac{(\Delta T) F}{9}$$

A tabela no.1, no Anexo , mostra a correspondência entre estas temperaturas.

### 2.2.2. Calor Sensível

Se tomarmos uma porção de uma matéria, por exemplo água na fase líquida a temperatura ambiente , digamos 25° C, por exemplo, e a aquecemos até 99 ° C a uma pressão atmosférica normal (760 mm Hg), dizemos que introduzimos Calor Sensível .

Então, toda vez que introduzimos (ou removemos) calor num corpo , variando sua temperatura, sem contudo mudar de estado, dizemos que recebeu (ou perdeu Calor Sensível).

### 2.2.3. Calor Latente

Se tomarmos a água do exemplo acima, levamos a 100 ° C (212 F), e pressão atmosférica normal (760 mm Hg- 14,7 psia), e introduzimos uma quantidade adicional de calor, vamos observar que terá início a mudança de fase, ou seja, Vaporização. Se medirmos a temperatura da água durante toda a vaporização, veremos que a temperatura permanece a 100 ° C (212 F). Neste caso o calor introduzido é dito Calor Latente. Ver Figs. 6 e 7

Fig.6

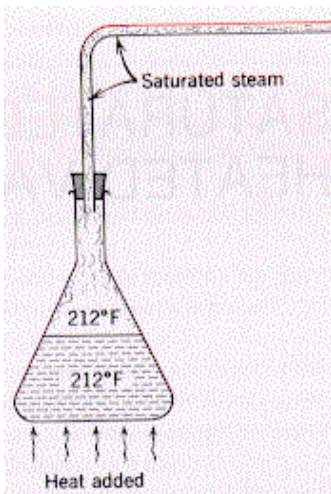
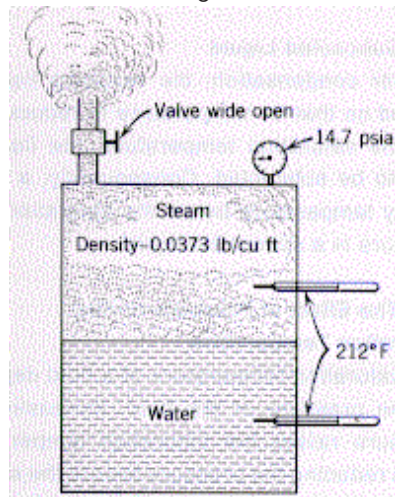


Fig.7



No caminho inverso, se tomarmos o vapor que estava sendo gerado no exemplo acima e o passássemos num Condensador (operação de Condensação), removendo o seu calor, obteríamos um líquido (o Condensado), também a 100 °C. O calor removido foi, igualmente, Calor Latente.

Sumarizando:

Toda vez que há troca de calor com mudança de temperatura, sem mudança de estado físico, o calor cedido ou removido é dito Sensível. No momento em que a troca de calor acarreta mudança de estado físico, sem ser acompanhado por mudança de temperatura, dizemos que houve troca de Calor Latente.

#### 2.2.4. Umidade Relativa do Ar (UR)

A Umidade Relativa é a relação aproximada entre as massas de vapor d'água presente num volume e a massa de vapor que saturaria aquele volume, a mesma temperatura e pressão total.

$$UR = \frac{m_{vapH2O}}{m_{vapH2Omax}}$$

A umidade relativa do ar pode ser medida com auxílio de higrômetros, sendo que os técnicos de ar condicionado (A/C) usam mais comumente os psicrômetros (Fig.8). Estes consistem basicamente de dois termômetros, um de bulbo seco e outro úmido. Com estas medidas, a umidade pode ser lida numa Carta Psicrométrica (Fig.9).

Fig. .8

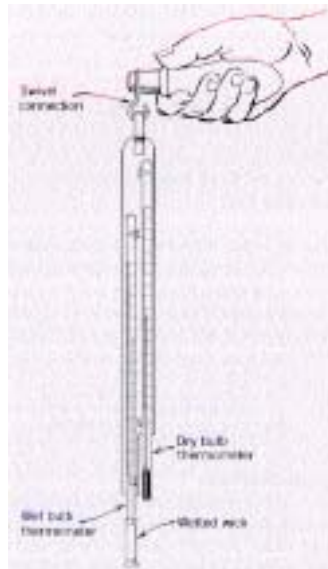
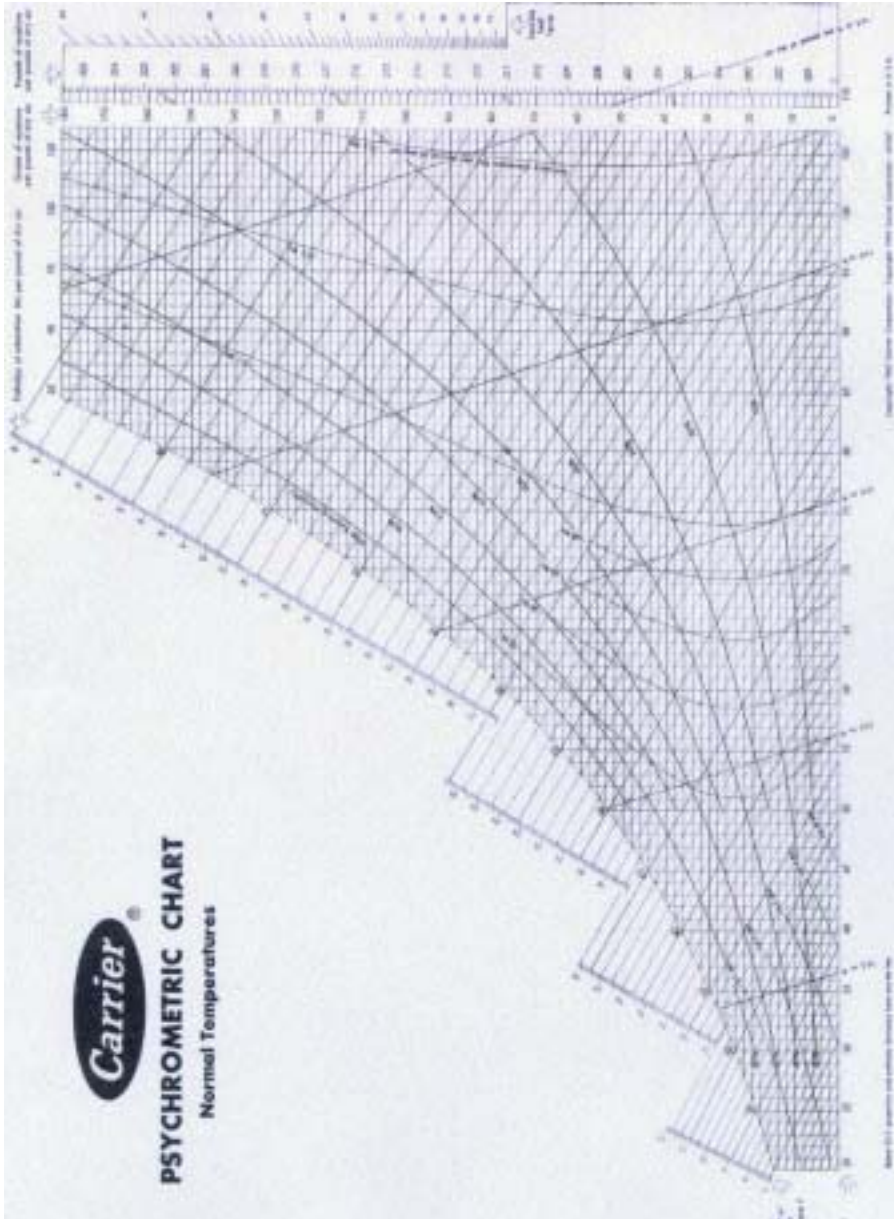


Fig. 9





### 2.2.5. Temperatura de Bulbo Seco do Ar

É a temperatura indicada para a mistura ar-vapor, por um termômetro comum. Esta temperatura é a mesma para ambos elementos da mistura, ou seja, do vapor e ar. (Fig. 8).

### 2.2.6. Temperatura de Bulbo Úmido do Ar

Esta temperatura é obtida por um termômetro similar ao mostrado na Fig.8, onde seu bulbo envolto numa gaze molhada é exposta a uma corrente de ar até que o equilíbrio da temperatura da mistura ar-vapor /bulbo seja obtida e a temperatura pare de baixar. Esta temperatura será inferior à de Bulbo Seco.

### 2.2.7. Entalpia

A Entalpia é uma variável termodinâmica de posição ou de quantidade. De uma maneira geral trabalha-se com diferenças de entalpias . Esta diferença corresponde à **quantidade de calor** trocado pelo ar (mistura ar- vapor), entre duas posições

### 2.2.8. Carta Psicrométrica

A Carta Psicrométrica é um diagrama onde são representadas as propriedades termodinâmicas do ar (Ver Fig. 9).

As grandezas representadas neste diagrama são as seguintes:

Temperatura de bulbo seco – BS- ° C ou F

Temperatura de bulbo úmido – BU- ° C ou F

Umidade relativa do ar – (UR)- %

Umidade Absoluta do ar (W) – lb vapor/lb ar seco, ou grains vapor/lb ar seco ou gramas (g) vapor/ kg de ar seco.

$$1 \text{ lb} = 0,454 \text{ kg}$$

$$1 \text{ grain vapor} = 1/7000 \text{ lb vapor}$$

1 g vapor = 15,42 grains vapor

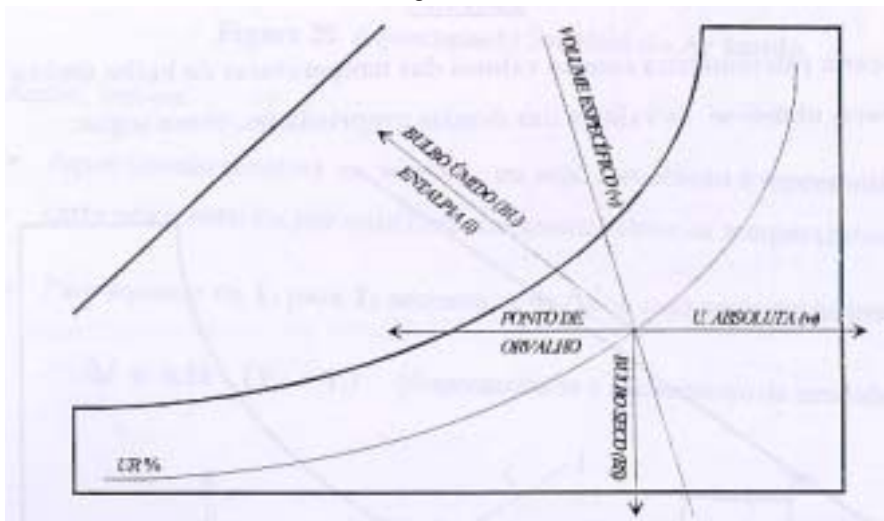
1 g vapor / kg ar seco = 1/7 grains vapor/ lb ar seco

Volume Específico – (v) –  $m^3/kg$  ar ou  $ft^3/lb$  ar – (o volume específico é o inverso da massa específica).

Entalpia- (h, ou i)- BTU/ lb ar ou kcal/kg ar

A Fig. 10, a seguir , apresenta de forma esquemática as principais linhas de uma carta psicrométrica, com as respectivas grandezas termodinâmicas:

Figura 10



### 2.2.9. Exercícios na Carta Psicrométrica

A) Na carta a seguir foi assinalado um ponto (1), com as seguintes características:

TBS – 77 o. F

$h = 38,5$  BTU/LB

TBU – 75 o. F

$W = 127$  gr/Lb ar

UR – 90 %

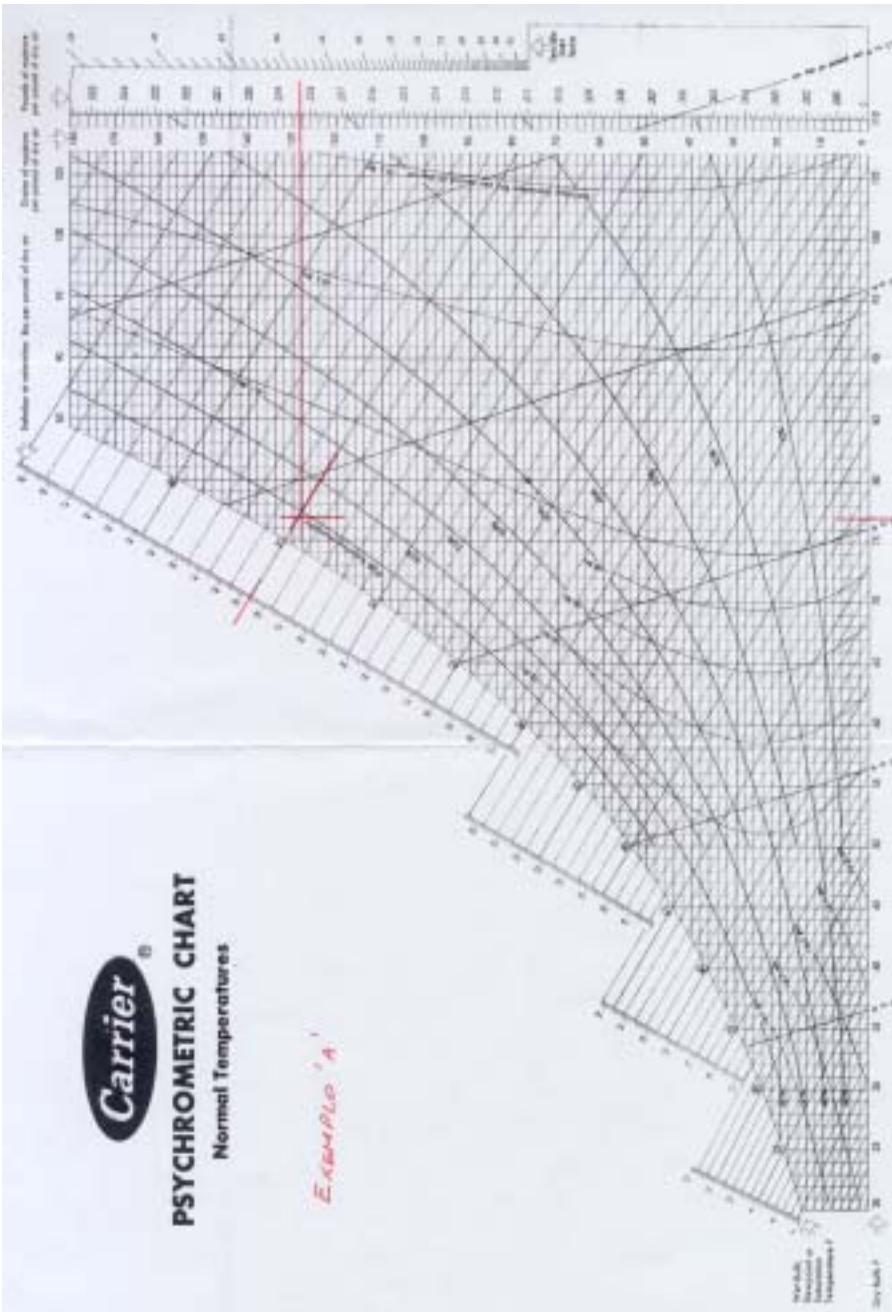
$W = 0,018$  Lb vapor/Lb ar seco

**Carrier**<sup>®</sup>

# PSYCHROMETRIC CHART

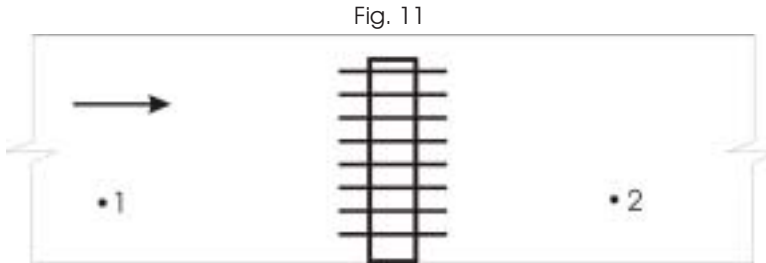
Normal Temperatures

*EXAMPLE 'A'*



## B) AQUECIMENTO (RESFRIAMENTO) SÓ COM CALOR SENSÍVEL

Uma vazão de 1000 ft<sup>3</sup>/min (c.f.m.) ar sendo aquecido num duto por um banco de resistências (só calor sensível), conforme esquema, passou do ponto (1) ao ponto (2).



1 - A partir da carta psicrométrica, indicar as condições iniciais e finais do ar:

	INICIAL (1)	FINAL (2)	DIFERENÇA
BS ( F)	75	85	10
BU ( F)	62.9	66	3.1
W (GR/LB)	66	66	0
W(LB/LB AR SECO)	0.0095	0.0095	0
h=(BTU/LB)	28.3	30.7	2.4
V= (ft <sup>3</sup> /LB)	13.4	13.9	0.5

2 - Com a expressão a seguir, calcular a quantidade de calor sensível acrescido ao ar:

$$Q_s = 1,08 \times \text{cfm} \times (t_2 - t_1)$$

Sendo:

$Q_s$  = Calor sensível trocado , em BTU/h

cfm = vazão em pés cúbicos por minuto

$t_2, t_1$ , Temperatura de bulbo seco , na saída e entrada do resistor

1,08 = fator de conversão

$$Q_s = 1,08 \times 1000 \times (10) = 10800$$

$$Q_s = 10.800 \text{ BTU/h}$$

A expressão do Calor Sensível em unidades métricas:

$$Q_s = 0,288 \times m^3/h \times (t_2 - t_1)$$

Sendo:

$Q_s$  = Calor Sensível em kcal/h

$m^3/h$  = vazão em  $m^3/h$

$t_2/t_1$  = temperaturas de saída e entrada em o. C

Ou com a expressão do Calor Total:

$$Q_t = 4,5 \cdot cfm \cdot \Delta h$$

$$Q_t = 4,5 \times 1000 \times (2,4) = 10.800$$

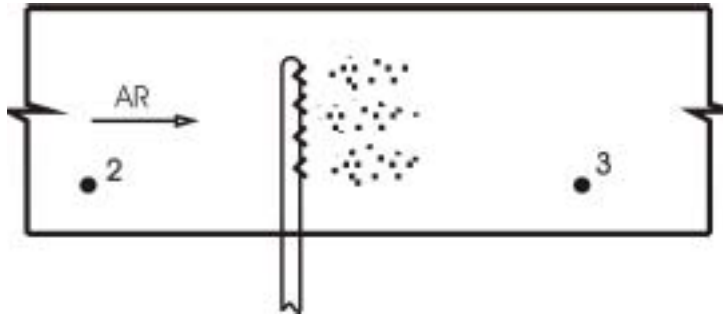
$$Q_t = 10.800 \text{ BTU/h}$$

Comparando, vemos que  $Q_s = Q_t$ , já que só houve variação no calor sensível, portanto igual ao calor total.

### C) UMIDIFICAÇÃO (OU DESUMIDIFICAÇÃO) SÓ COM CALOR LATENTE (Fig. 11)

Uma vazão de 1000 ft<sup>3</sup>/min (c.f.m.) ar será umidificada num duto por um umidificador (só calor latente), conforme esquema, passando do ponto (2) ao ponto (3), segundo evolução mostrada na carta psicrométrica:

Fig. 12



1 - Indicar as condições iniciais e finais do ar , lidas na carta psicrométrica:

	INICIAL (2)	FINAL (3)	DIFERENÇA
BS ( F)	85	85	0
BU ( F)	66	77	11
W (GR/LB)	66	128	62
W(LB/LB AR SECO)	0.0095	0.0182	0.0087
h=(BTU/LB)	30.7	40.5	9.8
V= (ft3/LB)	13.9	14.1	0.2

2 - Com a expressão a seguir, calcular a quantidade de calor latente acrescentado ao ar:

$$Ql = 0,67 \times \text{cfm} \times (w_2 - w_1)$$

Sendo:

$Ql$  = Calor latente trocado , em BTU/h

cfm = vazão em pés cúbicos por minuto

$w_2, w_1$ , umidades absolutas (grain/lb) , na saída e entrada do umidificador

0,67 = fator de conversão

$$Ql = 0,67 \times 1000 \times (62) = 41540$$

$$Ql = 41540 \text{ BTU/h}$$

A Expressão do Calor Latente em unidades métricas:

$$Ql = 0,702 \times m^3/h \times (w_2 - w_1)$$

Sendo:

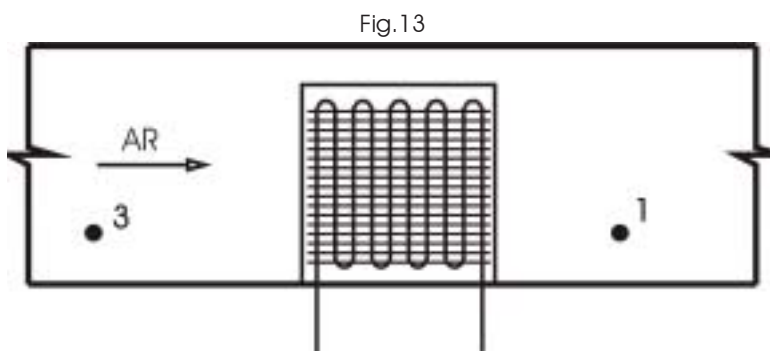
$Ql$  = Calor latente em kcal/h

$m^3/h$  = vazão em  $m^3/h$

$w_2/w_1$  = umidades de saída e entrada em g/kg ar seco (gramas/quilograma ar seco)

#### D) RESFRIAMENTO COM DESUMIDIFICAÇÃO EM UMA SERPENTINA (Fig. 13)

Uma vazão de 1000  $\text{ft}^3/\text{min}$  (c.f.m.) ar será resfriada e desumidificada numa serpentina de um condicionador de ar, conforme esquema, passando do ponto (3) ao ponto (1), segundo evolução mostrada na carta psicrométrica:



1 - Indicar as condições iniciais e finais do ar , lidas na carta psicrométrica:

	INICIAL (3)	FINAL (1)	DIFERENÇA
BS ( F)	85	75	10
BU ( F)	77	62.9	14.1
W (GR/LB)	128	66	62
W(LB/LB AR SECO)	0.0182	0.0095	0.0087
h=(BTU/LB)	40.5	28.3	12.2
V= (ft <sup>3</sup> /LB)	14.1	13.4	0.7

2 - Com a expressão a seguir, calcular a quantidade de calor sensível removido do ar:

$$Q_s = 1,08 \times \text{cfm} \times (t_3 - t_1)$$

Sendo:

$Q_s$  = Calor sensível removido , em BTU/h

cfm = vazão em pés cúbicos por minuto

$t_1, t_3$ , temperaturas (o. C) , na saída e entrada da serpentina

1,08 = fator de conversão

$$Q_s = 1,08 \times 1000 \times (10) = 10800$$

$$Q_s = 10.800 \text{ BTU/h}$$

3 - Com a expressão a seguir, calcular a quantidade de calor latente removido do ar:

$$Q_l = 0,67 \times \text{cfm} \times (w_3 - w_1)$$

Sendo:

$Q_l$  = Calor latente trocado , em BTU/h

cfm = vazão em pés cúbicos por minuto

$w_1, w_3$ , umidades absolutas (grain/lb) , na saída e entrada da serpentina

0,67 = fator de conversão

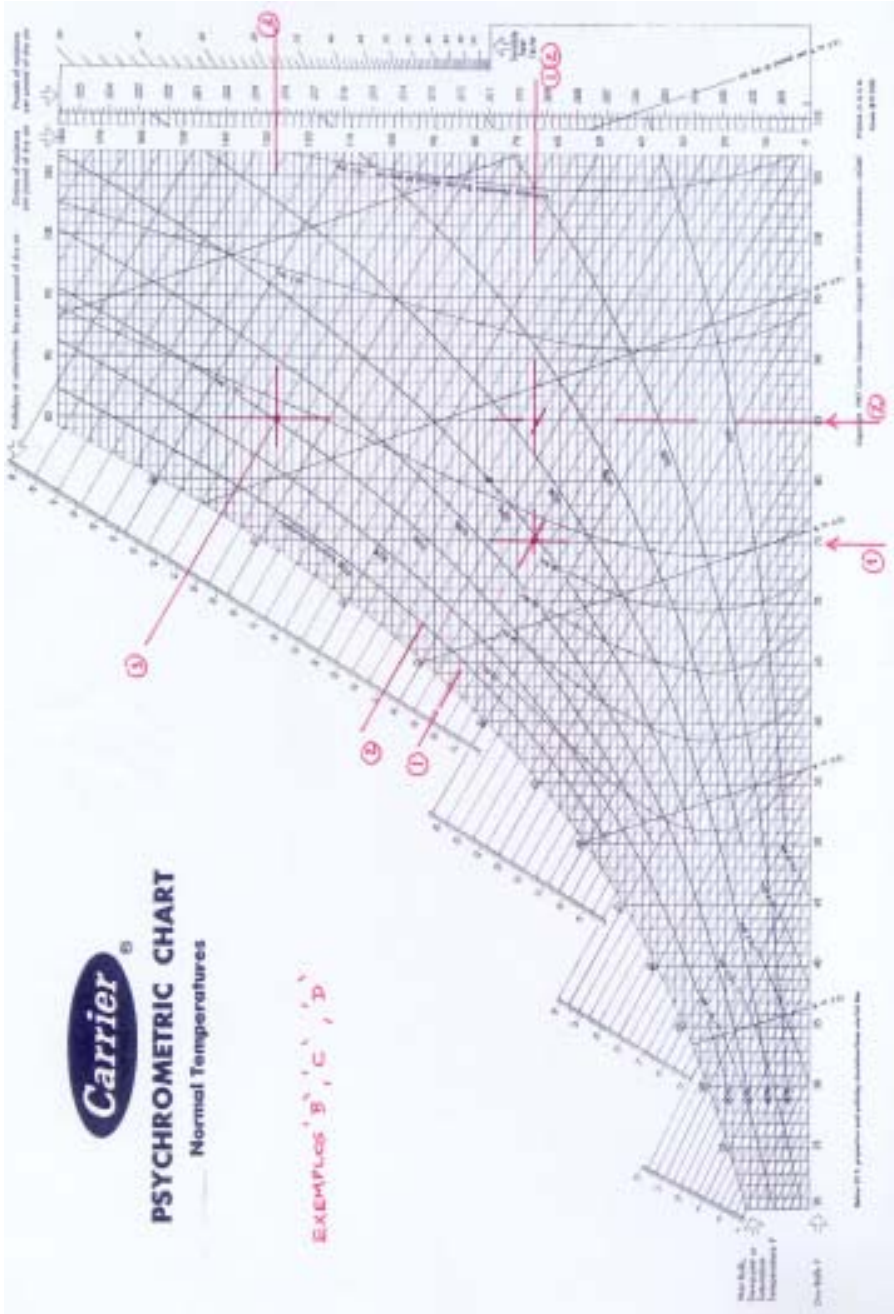
$$Q_l = 0,67 \times 1000 \times (62) = 41.540$$

$$Q_l = 41.540 \text{ BTU/h}$$



**Carrier**  
**PSYCHROMETRIC CHART**  
 Normal Temperatures

EXEMPLOS 'B', 'C', 'D'



### 2.2.10. Ciclo Frigorífico por Compressão

A água, com é sabido, vaporiza a 100° C em pressões normais. Existem fluidos contudo, que vaporizam a temperaturas bem mais baixas. Estes fluidos são chamados de Fluidos Refrigerantes, pois possuem características termodinâmicas especiais.

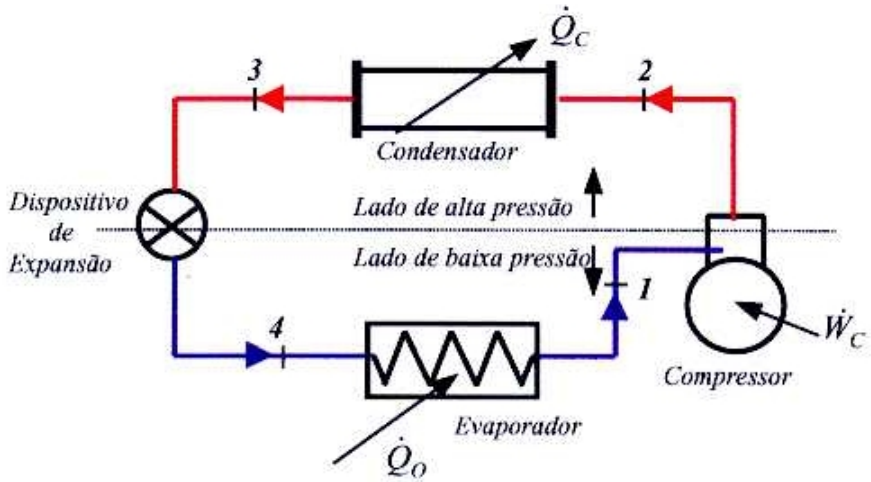
O Freon 22, vaporiza a 0 °C quando recebendo calor e submetido a pressão de 4 kg/cm<sup>2</sup>. Isto permite que este fluido, nesta temperatura, seja utilizado para remover calor de substâncias a temperaturas mais elevadas, como no resfriamento do Ar ou Água numa instalação de Ar Condicionado.

Desta forma tornou-se possível, através da compressão e expansão de fluidos especiais, a obtenção de baixas temperaturas e assim remover calor de uma fonte quente.

A evolução do Fluido Refrigerante num ciclo fechado é chamada de Ciclo Frigorífico por Compressão.

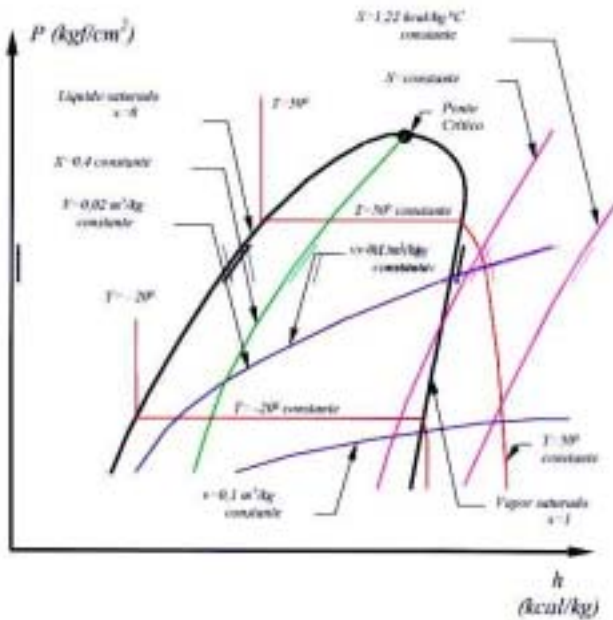
Os principais componentes (equipamentos) utilizados num Ciclo a Compressão estão mostrados na Fig.14, a seguir:

Fig.14



A evolução do fluido refrigerante pode ser representada graficamente num diagrama chamado de Diagrama de Mollier, ilustrado esquematicamente, com suas principais linhas e grandezas termodinâmicas, na Fig. 15.

Fig. 15



As Figuras de 16 a 23, a seguir, mostram cada fase do ciclo com os respectivos balanços energéticos : o calor removido no ciclo, através do Evaporador (serpentina); a potência requerida no acionador do Compressor; o calor removido no Condensador e sua passagem na Válvula de Expansão .

Evaporador Fig 16

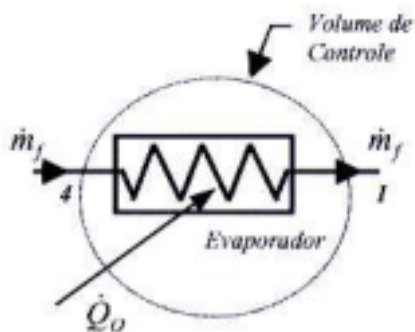
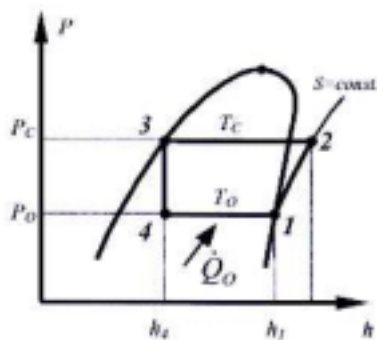


Fig 17

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



Compressão Fig 18

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_1)$$

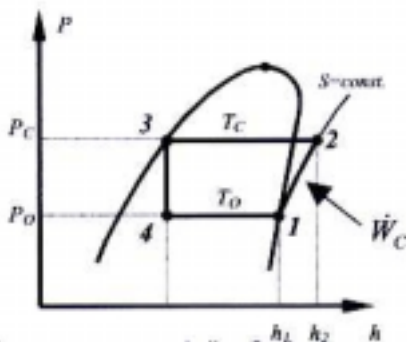
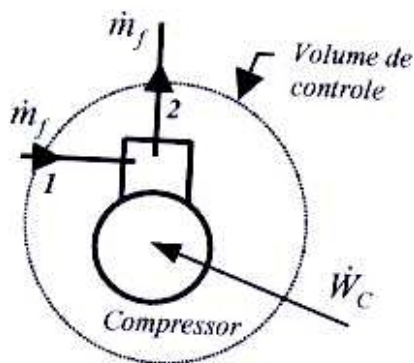


Fig 19



Condensação Fig 20

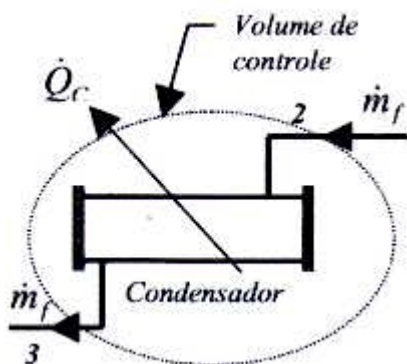
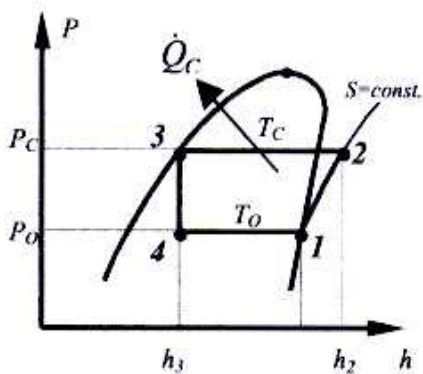


Fig 21



Expansão Fig 22

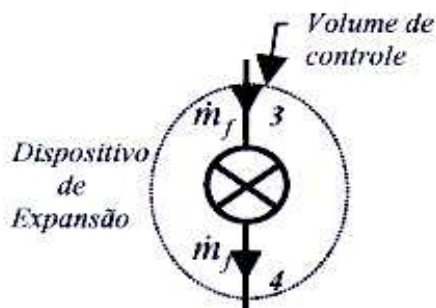
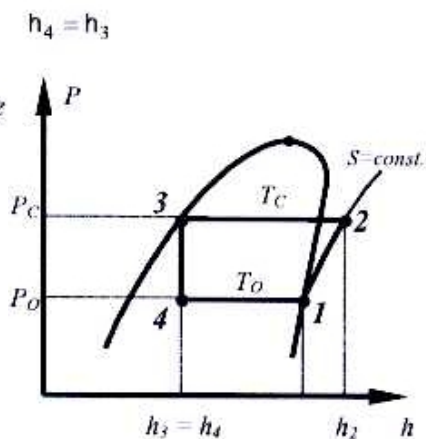
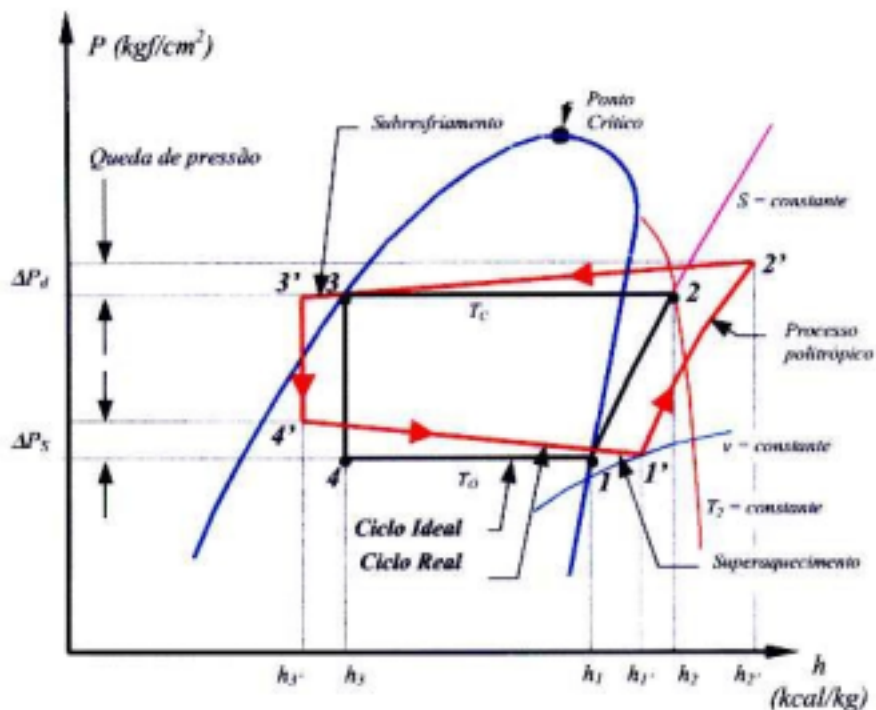


Fig 23



A Fig. 24 representa esquematicamente um diagrama indicando perdas de pressão nas tubulações, subresfriamento e superaquecimento nas linhas.

Fig.24



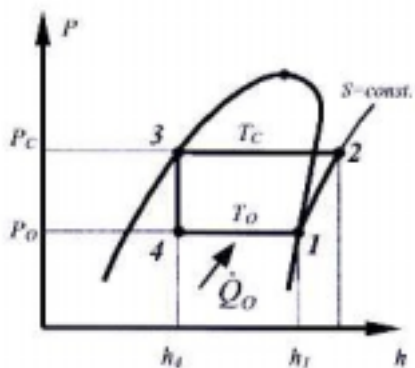
### 2.2.11. Coeficiente de Performance

Este é um índice importante para avaliar o "rendimento" de um equipamento de refrigeração ("selfs", "chillers", Tc). Ele nos dá um índice que relaciona a Capacidade de Remoção de Calor de um equipamento (Energia Útil ou Efeito Frigorífico) à Potência requerida pelo Compressor (Energia Consumida). Quanto maior o C.O.P., melhor o rendimento do equipamento. Observe-se que é um índice maior que 1. É dado pela expressão:

$$COP = \frac{ENERGIA\acute{U}TIL}{ENERGIA\text{CONSUMIDA}} = \frac{h1 - h4}{h2 - h1}$$

A Fig. 25 a seguir, mostra os pontos envolvidos no conceito.

Fig. 25



### 2.2.12. EER – ENERGY EFFICIENCY RATE (RAZÃO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA)

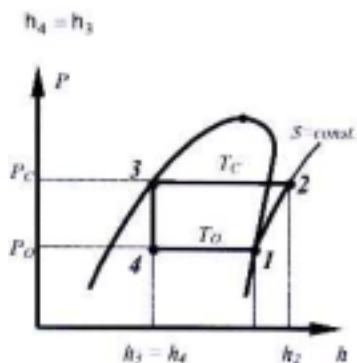
É uma outra forma de indicar a eficiência de uma máquina frigorífica, relacionando o Efeito Frigorífico (EF) (4-1) produzido e o Trabalho de Compressão (w) dispendido (1-2).

É dado pela expressão abaixo, sendo expressa em BTU/h / Watts:

$$EER = \frac{h1 - h4}{h2 - h1} = \frac{EF}{w} = \frac{BTU / h}{Watts}$$

A figura 26 abaixo, ilustra o significado da expressão:

Fig. 26



### 2.2.13. EFICIÊNCIA EM kW/TR

Um forma bastante usual de indicar eficiência de um equipamento é em kW/TR, sendo o TR (Tonelada de Refrigeração) equivalente a 12 000 BTU/h. Neste caso, estaríamos relacionando o Trabalho de Compressão (em kW), com o Efeito Frigorífico (em TR's).

Na Fig. 26, acima, seria dado pela relação:

$$kW / TR = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} = \frac{w}{EF}$$

Existe uma correlação entre o índice EER e a eficiência expressa em kW/TR:

$$kW / TR = \frac{12}{EER}$$

### 2.2.14. TRANSMISSÃO DE CALOR – MECANISMOS – RADIAÇÃO- CONVECÇÃO – CONDUÇÃO

Embora a transmissão de calor possa se dar por um mecanismo ou pela combinação de mais de um, cabe distinguir a forma em que isto ocorre e a forma de calcular.

a) RADIAÇÃO – Este mecanismo envolve a transferência de energia radiante entre dois corpos separados. Esta transferência não requer um meio contínuo. É propagada por ondas, de todos os corpos, em todas as direções. É proporcional à área, ao tipo de superfície e à diferença de temperatura absoluta entre as superfícies.

Para exemplificar, imaginemos a energia do sol que penetra por uma janela, aquece o piso, o qual irá irradiar seu calor para o ar ambiente, que se encontra a temperatura inferior a do piso.

O fluxo térmico (taxa de calor transferido), é dado pela equação abaixo:

$$\phi = A \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_2 - T_1)^4$$



Onde:

$\phi$  = fluxo térmico , em kcal/h ou BTU/h

A = área da superfície radiante ( m<sup>2</sup>, ou ft<sup>2</sup>)

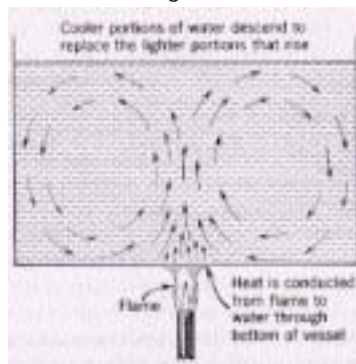
$\epsilon$  = emissividade do corpo

$\epsilon$  = constante de Boltzman ( 5,669 W/m<sup>2</sup>. K ou BTU/h.ft<sup>2</sup>. K<sup>4</sup>)

T<sub>2</sub>, T<sub>1</sub> – Temperaturas absolutas da fonte quente e fria , em Kelvin

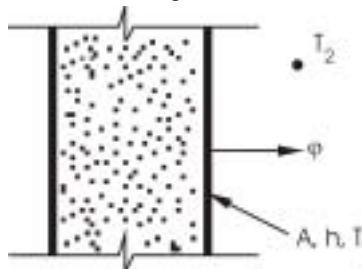
b) CONVECÇÃO – A Convecção envolve transferência de energia térmica dentro de um fluido, através de uma ação de “mistura”. Pode ocorrer naturalmente por diferença de densidade ou por interferência de um agente externo (ventilador, bomba, etc.). A Fig. 27, a seguir, mostra um exemplo da transferência por Convecção.

Fig. 27



A seguir, a equação de transferência de calor:

Fig. 28



O fluxo térmico é dado pela expressão:

$$\phi = A.h.(T1 - T2)$$

Onde:

$\Phi$  = fluxo térmico em kcal/h ou BTU/h

A = área da superfície radiante (m<sup>2</sup>, ou ft<sup>2</sup>)

h = coeficiente de película (em BTU/h.ft<sup>2</sup>. F ou kcal/h.m<sup>2</sup>. °C)

T1, T2, temperaturas em F ou °C

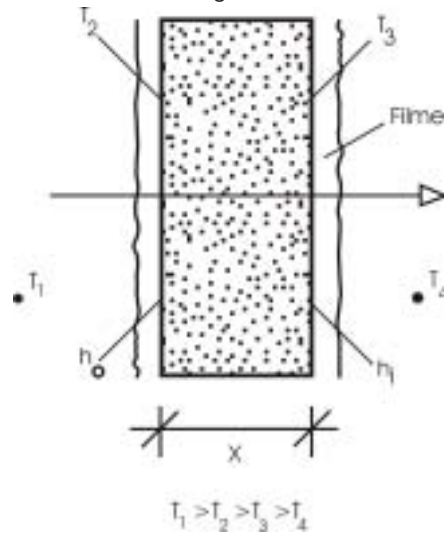
c) CONDUÇÃO – Envolve a transferência de energia entre as moléculas dentro de um corpo, por contato físico. A transferência pode ser alcançada pelo contato entre dois corpos, podendo ser dois sólidos, ou fluidos, ou um de cada . A condução dentro de um fluido é concomitante com a transferência por Convecção.

A Condução através de um corpo depende da sua área ( A), da resistência térmica oferecida pelo material do qual o corpo é feito (r) ou falando de outra forma, da sua condutibilidade térmica (k), da sua espessura (x), e da diferença de temperatura (T2-T1).

A resistência oferecida pelo “filme”, ou seja, seu coeficiente de película (h) devido a transmissão por Convecção deve ser contabilizada.

Observando a Fig. 29, a seguir, vamos calcular o fluxo térmico através do corpo:

Fig.29



Onde:

$\Phi$  = fluxo térmico , em kcal/h ou BTU/h

A = área da superfície radiante (m<sup>2</sup>, ou ff<sup>2</sup>)

$h_0, h_1$  = coeficientes de película externo e interno (em BTU/h.ff<sup>2</sup>. F ou kcal/h.m<sup>2</sup>. °C)

T1, T2, T3, T4 - temperaturas em F ou °C

X = espessura da "parede"

1 - cálculo do fluxo térmico entre 1 e 2:

$$\frac{\Phi}{A} = h_0(T_1 - T_2)$$

daí,

$$(T_1 - T_2) = \frac{\Phi}{A \cdot h_0}$$



2- cálculo do fluxo térmico entre 2 e 3:

$$\frac{\varphi}{A} = \frac{k}{x}(T2 - T3)$$

daí,

$$(T2 - T3) = \frac{\varphi x}{A.k}$$

3- cálculo do fluxo térmico entre 3 e 4:

4-

$$\frac{\varphi}{A} = hi(T3 - T4)$$

daí,

$$(T3 - T4) = \frac{\varphi}{A.hi}$$

Se somarmos (T1-T2), (T2-T3) e (T3-T4), teremos:

$$T1 - T4 = \frac{\varphi}{A} \left( \frac{1}{hi} + \frac{x}{k} + \frac{1}{ho} \right)$$

Se fizermos:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{hi} + \frac{x}{k} + \frac{1}{ho}$$

Teremos:

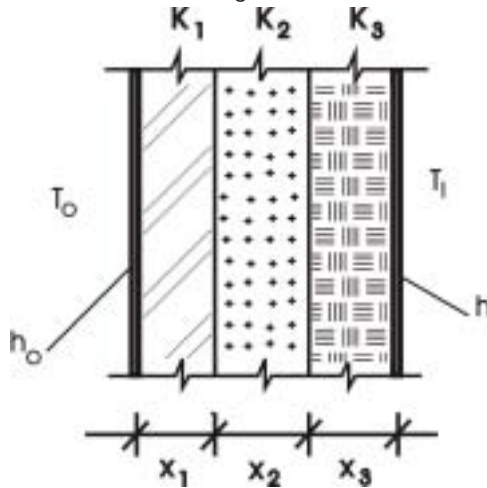
$$\varphi = A.U.(T1 - T4)$$

Desta expressão, podemos observar:

O fluxo térmico é proporcional à área, ao diferencial de temperatura e ao coeficiente U, chamado de coeficiente Global de Transmissão de Calor. Ele é expresso em BTU/h.ft<sup>2</sup>.F ou kcal/h.m<sup>2</sup>.° C, e está tabelado para diversos materiais. Ver tabela 2, no Anexo.

Para paredes compostas, com materiais "em série", conforme desenho abaixo:

Fig. 30



$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_0} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_1}$$

onde  $k_1, k_2, k_3, k_4$ , são os coeficientes de condutibilidade dos materiais.

O problema pode ser apresentado na forma de "resistências":

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n$$

e:

$$r_1 = \frac{1}{h_0}, r_2 = \frac{x_1}{k_1}, \dots, r_n = \frac{1}{h_n}, \text{ etc.}$$

vem:

$$\frac{1}{U} = R$$

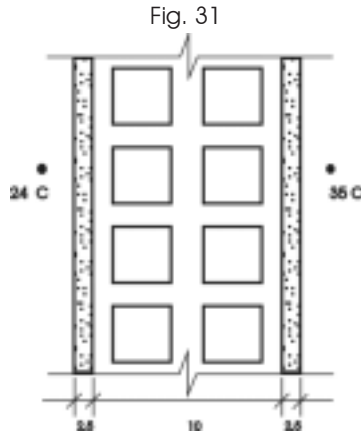
logo:

vem:

$$U = \frac{1}{R}$$

Exemplo 1:

A parede externa de uma casa é constituída de tijolos de 10 cm (4 pol) de espessura e de duas camadas de argamassa de 2,5 cm cada (1 pol), com 30 m<sup>2</sup> de área. Imaginando-se que a temperatura interna é de 24 ° C e a externa é de 35 ° C, calcular o fluxo térmico.



$$A = 30 \text{ m}^2 = 30 \times 10,76 \text{ ft}^2/\text{m}^2 = 322,8 \text{ ft}^2$$

$$\Delta TC = 35 - 24 = 11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta TC / 5 = \Delta TF / 9$$

$$11/5 = \Delta T F / 9$$

$$\Delta TF = 19,8 \text{ F}$$

U, da tabela,  $U = 0,53 \text{ BTU/h.ft}^2.\text{F}$

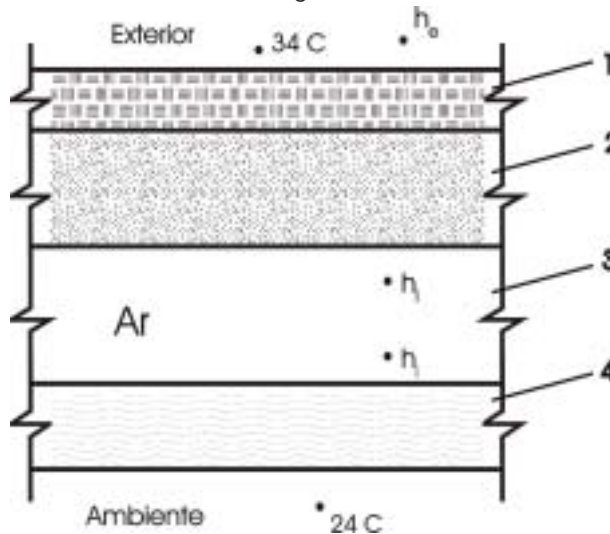
$$\phi = A.U.(t_1 - T_4)$$

$$\phi = 322,8 \times 0,53 \times 19,8 = 3387 \text{ BTU / h}$$

Exemplo 2

Calcule o fluxo térmico através da laje de cobertura com 30 m<sup>2</sup>, sob diferencial de temperatura de 11 ° C, e constituída da seguinte forma:

Fig. 32



Camada	Material	Espessura (mm-pol)	K (BTU.pol/hft2.F)
1	Isopor	25,4/1	0,25
2	Concreto	100/4	12,00
3	Ar	100/4	
4	Fibra de vidro	25,4/1	0,25

No anexo, vamos encontrar as resistências oferecidas pelos filmes de ar ("air film") ou espaços de ar ("air space").

$$h_o = \text{filme externo (verão)} - r_e = 0,25$$

$$h_i = \text{filme interno - parado- ("still") - horizontal - descendente} - r_i = 0,92$$

$$\text{Espaço de ar - horizontal - descendente - verão - 4 pol} - r_3 = 0,99$$

Computando as resistências:

$$R = r_o + r_1 + r_2 + r_i + r_3 + r_4 + r_i$$

$$R = r_e + x_1/k_1 + x_2/k_2 + r_i + r_3 + r_1 + r_4 + r_i$$

$$R = 0,25 + 1/0,25 + 4/12 + 0,92 + 0,99 + 0,92 + 1/0,25 + 0,92$$

$$R = 12,33$$

$$U = 1/R$$

$$U = 1/12,33 = 0,081 \text{ BTU/h. ft}^2 .F$$

Calculando o fluxo térmico:

$$\phi = A.U.(T1 - T4)$$

$$A = 30 \text{ m}^2 = 322,8 \text{ ft}^2$$

$$\Delta T = 11^\circ \text{C}$$

$$\Delta T = 19,8 \text{ F}$$

$$\phi = 322,8 \times 0,08 \times 19,8 = 511,31 \text{ BTU/h}$$

A título de exercício, verifique a relação entre os fluxos térmicos e "U", deste exemplo e do anterior.

### 2.3. CARGAS TÉRMICAS SOBRE UMA EDIFICAÇÃO

Uma forma de classificar as cargas sobre uma edificação é quanto a sua origem – externas ou internas. A figura 29 abaixo ilustra o fato.



Fig. 33



Cargas externas são tipicamente aquelas provenientes da insolação através de uma janela; diferença de temperatura exterior/interior através de parede externa; admissão ou infiltrações de ar externo e outras.

Cargas internas são aquelas geradas no interior da edificação. Tipicamente, provêm de pessoas, equipamentos, iluminação, recintos adjacentes sob temperaturas mais elevadas.

Vamos dar uma olhada nestas cargas.

### 2.3.1. Fatores que influem sobre as Cargas Externas

#### 2.3.1.1. Radiação Solar através de Janelas

Uma vez que a Terra descreve uma órbita em torno do Sol e que nosso planeta possui uma inclinação no seu eixo, a incidência de energia solar varia de acordo com a latitude, orientação da edificação e horário, ao longo do dia.

As tabelas 3 mostram os valores da energia solar (BTU/h.ft<sup>-2</sup>) por área de vidro, para latitudes 0 °, 20 ° e 40 °, diferentes fachadas e horários do dia, evidenciando a variação acima referida.

Por este fato, ao se fazer um estudo de localização de uma edificação, é de suma importância analisar a orientação das fachadas envidraçadas.

Cabe observar que a energia solar incidente através dos vidros não se torna integralmente em carga térmica instantânea. As lajes e paredes atingidas pela energia radiante do Sol absorvem esta energia e a irradia parcialmente para o ambiente. Existem metodologias que auxiliam no cálculo da energia transferida para o ambiente. A tabela 4 (A,B,C,D,E), no Anexo, extraída do Manual da Springer Carrier, indica os fatores aplicáveis, para uma determinada fachada, peso de construção e horário.

Outros fatores que influenciam na energia transmitida pelos vidros, são função das características de vidro e a existência de elementos de sombreamento (venezianas, telas, toldos, "brises", etc.). A tabela 4 F, do anexo, mostra como estes fatores influenciam na radiação transmitida.

A seguir faremos um exercício aplicativo.

Calcular o ganho solar através das janelas de uma construção, com as seguintes características:

Local – Rio de Janeiro – latitude 22 S – mês dezembro –

Área de vidro comum (6 mm) – 100 ft<sup>2</sup> (com esquadria de alumínio)

Fachada Oeste (W) – 10 h e 16 h

Alternativa 1- sem veneziana

Alternativa 2- veneziana interna clara

Alternativa 3- veneziana externa clara

Peso médio da construção – 100 lb/ft<sup>2</sup>

Solução:

1- Área de vidro – 100 ft<sup>2</sup>

2- Pico solar: da tabela 3 B, lat sul 20 , dezembro, oeste, temos o pico de 160 BTU/h.ft<sup>2</sup>

Do rodapé da tabela , tomadas as correções de 17 % e 7 % para latitude Sul, dezembro:

$$160 \times 1,17 \times 1,07 = 200,3 \text{ BTU/h. ft}^2$$

3-Fator de armazenamento (tab. 4)

Alt 1/3 (sem sombreamento, c/ venez ext) – tab 4 B, lat Sul, oeste, 100 lb/ft<sup>2</sup>

$$10 \text{ h} \_ 0,09$$

$$16 \text{ h} \_ 0,40$$

Alt 2 (venez int clara) – tab 4A – lat sul –oeste – 100 lb/ft 2

10 h\_ 0,09

16 h\_ 0,66

4- Correção para proteção (veneziana – tab 4 F)

Vidro comum (6 mm)

S/venez. \_ 0,94

Venez int. clara \_ 0,56

Venez externa \_ 0,14

O quadro a seguir, sumariza os ganhos devido à insolação, para os diversos horários, e com elementos de proteção diversos:

*Radiação através da Janela*

	Ganho BTU/h.ft2	Área Ft 2	Armazenamento	Correc p/protec	Tot BTU/h
Alt 1	200,3	100	10 h	0,09	1694
S/venez			16 h	0,40	7531
Alt 2 C/ ven int	200,3	100	10 h	0,09	1009
			16 h	0,66	7403
Alt 3	200,3	100	10 h	0,09	252
C/ven ext			16 h	0,40	1121

### 2.3.1.2. Ganhos por Condução através de Paredes Externas e Telhados

O ganho por Condução é influenciado pelo diferencial de temperaturas através da parede ou telhado, seu Coeficiente de Transmissão Global de Calor ("U") e da área da superfície.

A localização da cidade da edificação influencia nas temperaturas externas ambientes, acarretando maiores ou menores cargas por Condução, através de paredes ou outros elementos externos da construção.

Considerando que a temperatura externa varia ao longo do ano e do dia, a carga térmica por Condução através das paredes externas e telhados, não é calculada diretamente usando uma temperatura de Projeto fixa.

Numa metodologia utilizada (da Springer Carrier), foram desenvolvidos cálculos de "temperatura equivalente" que consideram o regime transiente, do transporte através das paredes /telhados, que podem ser usados nos cálculos em questão, com as devidas correções, para o correto diferencial de temperatura (externa/interna), fachada, latitude, mês, cor de parede e "daily range".

A equação que calcula o fluxo térmico é:

$$\phi = U \cdot A \cdot \Delta T_{eq}$$

O diferencial  $\Delta T_{eq}$ , é obtido nas três tabelas 5 A,B e C, da Springer Carrier (no Anexo).

A equação mais geral, para obter condições para latitudes e meses diferentes de 40 N, Julho, é a seguinte:

$$\Delta T_{eq} = \Delta T_{es} + \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

onde:

$\Delta T_{eq}$ =diferencial equivalente, para latitude, mes

$\Delta T_{es}$ =idem, para mesma parede ou telhado , em sombra, na hora, corrigido.

$\Delta T_{em}$ =idem, para mesma parede ou telhado , insulado, na hora, corrigido.

$R_s$ =max ganho solar, para fachada em questão ou telhado, para mes e latitude.

$R_m$ = max ganho solar, para fachada em questão ou telhado, para julho, 40 N.

Onde se fizerem necessárias correções para diferentes cores de paredes, as expressões acima se transformam em:

Paredes claras (ou tetos)

$$\Delta teq = \Delta tes + \frac{0,5}{0,9} (\Delta tem - \Delta tes) = 0,55\Delta tem + 0,45\Delta tes$$

Paredes médias (ou tetos)

$$\Delta teq = \Delta tes + \frac{0,7}{0,9} (\Delta tem - \Delta tes) = 0,78\Delta tem + 0,22\Delta tes$$

Cores claras: branco, creme, etc.

Cores médias: verde claro, azul claro, etc.

Cores escuras: azul escuro, verde escuro, marrom escuro, etc.

### 2.3.1.3. Ar de Ventilação

O Ar de Ventilação é assim chamado pois é utilizado para renovar o ar interno, que vai sendo depreciado, seja pela queima no metabolismo humano (O<sub>2</sub> – CO<sub>2</sub>), seja pela agregação de poluentes internos. A ABNT estabelece valores (tabela 6), para se estimar as vazões de ar a serem adotadas num projeto de climatização.

Este ar, que se encontra nas condições externas, ao ser admitido irá introduzir uma carga térmica sobre o sistema (condicionador de ar). Condições termo- higrométricas foram estabelecidas pela ABNT, na tabela 7.

Condições de conforto para ambientes diversos (temperatura e umidade) são estabelecidas pela ABNT, na tabela 8.

Uma vez calculada a sua taxa de admissão (vazão), e o salto entálpico (diferença entre condição do ar exterior/ar interior), a carga térmica introduzida pode ser estimada.

A seguir, faremos um exemplo ilustrativo.

*Um pavimento de escritório no Rio de Janeiro, com 600 m<sup>2</sup>, e taxa de ocupação média de 6 m<sup>2</sup>/pessoa, deverá admitir ar exterior através de seu sistema de ar condicionado para efeito de renovação. Calcular qual a carga térmica sensível, latente e total, que incidirá sobre o sistema.*

Solução:

1- Condições termo- higrométricas.

Interna - (Tab. 8 da ABNT) – BS – 24 ° C (75,2 F)- 50 % UR – BU 17,2° C (62,9 F)

Externa - (Tab. 7 ABNT) – BS 35 ° C (95 F) – BU 26,5 ° (79,7 F)

	BS (F)	BU (F)	U s ( gr/lb)	h ( BTU/lb)
EXTERNA	95	79,7	130	43,5
INTERNA	75,2	62,9	66	28,5
DIFERENÇA	19,8	16,8	64	15

2- Ar de Ventilação

Da tab. 6 ABNT – Escritório ( público) – 25 m3/h/pessoa

25 m3/h X 35,3 ft3/m3 X 1 h/60 min = 14,7 cfm ( ft3/min)

(1 m3 = 35,3 ft3)

Ocupação :

600 m2/ 6 pes/m2 = 100 pessoas

Vazão : 14,7 cfm/pes x 100 pessoas = 1470 cfm

3- Carga Térmica

$C_s = 1,08 \times cfm \times \Delta t_{BS} = 1,08 \times 1470 \times 19,8 F = 31.434 \text{ BTU/h}$

$C_l = 0,67 \times cfm \times \Delta u = 0,67 \times 1470 \times 64 = 63.033 \text{ BTU/h}$

$C_t = 4,5 \times cfm \times \Delta h = 4,5 \times 1470 \times 15 = 99.225 \text{ BTU/h}$

(a diferença encontrada entre a soma das parcelas de  $C_s$  e  $C_l$  contra o valor calculado de  $C_t$ , decorre de imprecisão na leitura de valores na Carta Psicrométrica, aproximadamente 5 %).

#### 2.3.1.4. Infiltração

O ar infiltrado num ambiente através de janelas , portas, frestas, outras aberturas ou por efeito de exaustores, constitui-se numa carga para o ambiente e, conseqüentemente, para o sistema, já que o ar externo irá aquecer o ambiente (verão). A carga será proporcional a vazão de ar (área da abertura e velocidade do ar) e ao salto entálpico entre as condições externa/interna.

A tabela 9 fornece meios para estimar a quantidade de ar infiltrado. Eventualmente, este valor terá que ser determinado por medições.

A exemplo do cálculo de cargas térmicas, visto no parágrafo anterior (ar de ventilação), com a vazão de ar infiltrado e as condições termo - higrométricas, pode-se estimar a carga térmica devido ao Ar Infiltrado.

A carga a ser computada deverá considerar situações de projeto (1 e 2) e situação efetivamente medida (3).

(1)- Caso o ar infiltrado (calculado) seja inferior à vazão de ar de ventilação, apenas esta carga será computada, já que a pressurização do recinto evitará a infiltração.

(2)- Caso o ar infiltrado (calculado) seja superior à vazão de ar de ventilação, a diferença (infiltrado – ventilação), será computada a título de carga de infiltração.

(3)- Caso o ar infiltrado, seja efetivamente verificado (por medição), este valor deverá ser usado para base de cálculo.

A seguir faremos um exemplo.

*Uma loja de departamentos possui quatro portas de 1,80 m de largura, que permanecem abertas durante o seu funcionamento. Sabendo-se que a ventilação (ar de renovação) foi dimensionada para 200 pessoas, calcular:*

- a) Ar de ventilação
- b) Ar de infiltração
- c) Vazão efetiva para cálculo de carga de ar infiltrado

*Solução:*

a) *Ar de ventilação*

*Da tab. 6 ABNT, loja, recomenda-se 17 m<sup>3</sup>/h/pessoa.*

$$17 \times 200 \text{ pessoas} = 3400 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (2000 cfm)}$$

b) *Ar de infiltração*

*Da tabela 9 da ABNT, porta de 1,80 m de largura, temos:*

$$2000 \text{ m}^3/\text{h} \times 4 = 8000 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (4706 cfm)}$$

c) *Ar efetivamente infiltrado:*

*Considerando que o recinto será pressurizado pelo sistema de ar condicionado, teremos:*

*Ar infiltrado (calculado) – Ar de ventilação (calculado)*

$$4706 \text{ cfm} - 2000 \text{ cfm} = 2706 \text{ cfm}$$

*Com esta vazão e os dados (BS, w, h) do ar exterior e interno, seguindo os cálculos do exemplo anterior (Ar de ventilação), poderíamos calcular a carga térmica devido à infiltração.*

### 2.3.2. Fatores que influem sobre as Cargas Internas

Cargas internas são aquelas geradas no interior do prédio, dentre outras, divisórias, tetos, pisos, pessoas, equipamentos, luzes, e perdas em dutos. A seguir estudaremos cada caso mais detalhadamente.

#### 2.3.2.1. Ganhos por Condução através de Vidros - Paredes Internas- Forros - Pisos

Este ganho é proporcional à área, ao Coeficiente "U" do elemento construtivo e ao diferencial de temperaturas.



Para o caso de vidros de janelas externas em paredes não insuladas, pode-se usar o diferencial temperatura externa/interna.

No caso de paredes internas (divisórias), forros e pisos, usa-se o diferencial de temperaturas dos ambientes.

A seguir, um exemplo.

*Um escritório em S. Paulo, tem uma área de divisórias internas, calculada em 200 m<sup>2</sup>, adjacentes à áreas não condicionadas. Estimar a carga térmica através desta divisória, sabendo-se que o "U" da divisória é de 0,36 BTU/h.ft<sup>2</sup>. F.*

Solução:

1- Condição interna para Escritório (tab. 8)

24 °C (75,2)

2- Condição das áreas internas não climatizadas

*As áreas não climatizadas, por experiência, costumam ficar a 5°C abaixo da temperatura ambiente externa.*

*Para S. Paulo, da ABNT (tab. 7), temperatura externa de BS = 31 °C (87,8 F)*

Temperaturas das áreas não condicionadas :

31 - 5 = 26 °C (78,8 F)

3- Cálculo da carga térmica

$$\Phi = A \times U \times \Delta t$$

$$A = 200 \text{ m}^2 \times 10,70 \text{ ft}^2/\text{m}^2 = 2152 \text{ ft}^2$$

$$\Delta t = (78,8 - 75,2) = 3,6 \text{ F}$$

$$\Phi = 2152 \times 0,36 \times 3,6 = 2789 \text{ BTU/h}$$

### 2.3.2.2. Pessoas

Também chamada de carga de ocupação, é aquela proveniente do calor de metabolismo. É função da temperatura interna do ambiente, do sexo da pessoa e do nível de atividade (mais ou menos intensa).

Apresentamos no Anexo, as tabelas 10 A e 10 B, que estabelecem: (1) condições de temperatura a serem adotadas nos projetos, em função do tipo de ambiente; (2) calor liberado pelas pessoas (em BTU/h ou kcal/h).

Com estes elementos, é possível calcular a dissipação térmica devido a "ocupação" do ambiente.

A seguir, um exemplo.

*Uma Empresa sofreu uma reestruturação ao longo dos anos, tendo reduzido o número de funcionários em 1000 pessoas. Estimar a redução proporcional na carga térmica.*

*Da ABNT, tab. 10 A, para escritórios, a 24 ° C:*

*Calor sensível - 61 kcal/h*

*Calor latente - 52 kcal/h*

*Total 113 kcal /h/pessoa*

*Para 1000 pessoas :*

*113 kcal/h x 1000 pessoas = 113.000 kcal/h*

*Em BTU/h:*

*1 kcal/h = 3,968 BTU/h*

*1BTU/h = 0,252 kcal/h*

*113.000 kcal/h = 448.384 BTU/h*

*Em TR (toneladas de refrigeração)*

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

$$448384 \text{ BTU/h} = 37,36 \text{ TR}$$

### 2.3.2.3. Potência dissipada por Equipamentos

Equipamentos que dissipam calor diretamente para os ambientes condicionados, devem ser contabilizados.

A tabela 11 no Anexo, da ABNT e outras fontes, apresentam valores listados para dissipação de equipamentos.

### 2.3.2.4. Potência dissipada por Iluminação

Despeito de, na realidade, a dissipação pelos sistemas de iluminação para os ambientes também estarem sujeitos ao armazenamento térmico pelas estruturas da edificação, em cálculos estimativos, admite-se que todo o calor dissipado pelas luminárias se tornam uma carga instantânea para o sistema de ar condicionado.

As tabelas da ABNT e Springer Carrier, tabelas 12 A e B no Anexo, estabelecem critérios para cálculo da energia dissipada por sistemas de iluminação. Caberia ressaltar, no entanto, que o melhor meio para calcular esta carga seria através do levantamento na planta de iluminação. Os valores indicados na tabela da ABNT correspondem a padrões antigos, distantes em muitos casos de padrões de iluminação "eficiente". Valores mais atuais, podem estar na faixa de 20 w/m<sup>2</sup> ou cerca de 2 w/ft<sup>2</sup>. Tabelas com valores para iluminação eficiente são encontradas no Anexo.

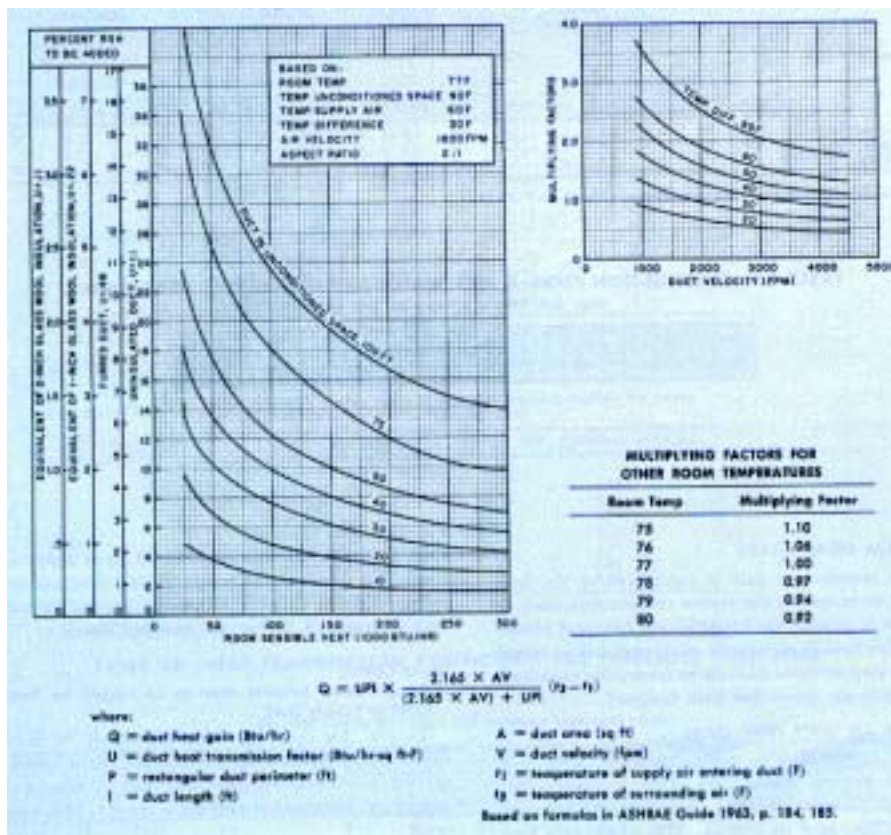
### 2.3.2.5. Perdas em Dutos

As perdas em dutos, em geral, tem duas fontes: (1) quando vazando para ambiente diferente daquele sob condicionamento ou (2), por passagem em áreas não condicionadas e quando não estiverem devidamente isolados.

No primeiro caso, a perda se dá pois uma parcela adicional de ar terá que ser condicionada para atender ao recinto. Este tipo de perda ocorre, em geral, pelo

mal acabamento nas juntas dos dutos, devido à equipamento inadequado ou qualificação do duteiro. Estas perdas podem variar muito, sendo difíceis de estimar, podendo ser superior a 5 %. Caso o vazamento se dê para o interior do ambiente condicionado, a perda não será computada.

No segundo caso (passagem por áreas não condicionadas/duto mal isolado), as perdas são proporcionais a área do trecho do duto passante em área não condicionada, o diferencial de temperatura interna/externa ao duto, a velocidade do ar no duto e o coeficiente "U" do duto isolado. Estas perdas são relacionadas (percentualmente) à carga térmica do ambiente alvo do condicionamento, já que esta carga e a vazão do duto estão intimamente relacionadas. O gráfico da Springer Carrier a seguir, indica os parâmetros aqui mencionados.



O exemplo, a seguir, mostra os passos a serem seguidos para o cálculo em questão.

*Uma rede de dutos não isolada, com 20 ft (6 m) de comprimento, passa sobre uma área não condicionada, que se encontra a 100 F (37,8 °C). Conhecendo-se ainda a velocidade do ar no duto, de 2000 ft/min (10 m/seg), a temperatura do suprimento do ar a 60 F (15,6 °C) e o ganho de calor sensível no recinto de 1000.000 BTU/h, determinar o percentual adicional de calor ao recinto.*

*Solução:*

*Diferença de temperatura (ambiente – duto) :  $100 - 60 = 40$  F*

*Da carta da Springer Carrier, com 100.000 BTU/h, duto não isolado, e 20 ft de comprimento, o percentual adicional é de : 4,5 %*

*Correção para a velocidade de 2000 ft/min e 40 F : 1,26*

*Percentual adicional:  $4,5 \times 1,26 = 5,7$  %*

*Calor adicional :*

*$0,057 \times 100.000 \text{ BTU/h} = 5780 \text{ BTU/h}$  (aproximadamente 0,5 TR)*

## 2.4. PLANILHA DE CARGA TÉRMICA

Os cálculos de carga térmica, quando executados manualmente, são lançados numa planilha com aspecto similar à apresentada a seguir. Os campos são grupados de forma mais ou menos lógica, separando cargas sensíveis e latentes, externas e internas, e cálculos gerais de psicrometria. Ela sumariza os cálculos anteriormente vistos e apresenta os campos listados a seguir:

Bloco de Identificação

- Identificação da edificação e do executante do cálculo

Bloco das condições de Projeto

- Condições de projeto (TBS/TBU/UR, etc.)

- Vazão de ar exterior
- Vazão por infiltração.

#### Bloco de Cargas Sensíveis – Externas e Internas

- Vidros com ganho por radiação solar
- Paredes externas e telhados com ganhos por diferencial de temperatura (equivalente)
- Ganhos internos por vidros, divisórias, forros, pisos.
- Ganhos por infiltração de ar externo
- Ganhos devido ocupação, equipamentos, iluminação e outros
- Ganhos de calor em dutos
- Ganhos de calor em motores de ventiladores dos condicionadores
- Ganhos pelo ar de ventilação

#### Bloco de Cargas Latentes

- Infiltração, ocupação , outros, vapor , outros
- Perdas nos dutos
- Ar de ventilação

#### Bloco de carga sobre a serpentina

- Sensível e latente

#### Bloco de Condições Psicrométricas

- Ponto de orvalho
- Fator de calor sensível
- Vazão de ar insuflado
- Temperatura de mistura e de insuflamento

Fig. 34

Preparado por:		Local:
Conferido por:		Endereço:
Aprovado por:		Obs.:

Item	Área ou Quantidade	Ganho Solar ou Dif. de Temperatura	Fator	BTU/Hora	Estimativa Para:					
					Mês:	Hora:				
<b>Ganho Solar - Vidros</b>					Cond.	T.S	T.U	UR%	P.O	gl/lb
Vidro	sq ft x	x	x		Ext.					
Vidro	sq ft x	x	x		Rec.				----	
Vidro	sq ft x	x	x		Dif.		----	----	----	
Vidro	sq ft x	x	x		Ar Exterior - Ventilação					
<b>Ganho Solar e Transmissão - Paredes Externas e Cobertura</b>					Pes. x		CFM/ps=			
L Parede	sq ft x (	-	) x		sq ft x		CFM/ps=			
O Parede	sq ft x (	-	) x		Infiltração					
S Parede	sq ft x (	-	) x		P. Girat.	pes.x	CFM/ps=			
N Parede	sq ft x (	-	) x		=	CFM				
Teto	sq ft x (	-	) x		P. Aber.	por.x	CFM/port=			
Portas	sq ft x (	-	) x		=	CFM				
<b>Transmissão por Paredes Internas e Teto</b>					Exaustores		CFM			
Vidro	sq ft x (	-	) x		Vãos		ft x	CFM/ft =		
Vidro	sq ft x (	-	) x		=	CFM				
Divisórias	sq ft x (	-	) x		CFM =					
Divisórias	sq ft x (	-	) x		Ar Exterior Exigido: CFM					
Teto	sq ft x (	-	) x		Ponto de Orvalho da Serpent. (PO)					
Piso	sq ft x (	-	) x		FCSE=	CSER		= #####		
Infiltração	CFMx (	-	) x 1.08		CTER					
<b>Calor Interno</b>					P.O (Indicado) =		F			
Ocupação Pessoas x					P.O (Selecionado) =		F			
Equipamentos Hp ou W x 3.4					Ar Insuflado					
Luz Watts x x 3.4					( 1 -		FB ) x (	FR -		
Outros Ganhos					-		F P.O) =		F	
<b>Calor Sensível do Recinto (CSR)</b>										
Ganhos de Calor nos Dutos %					CSER = ##### CFM					
Ganhos de Calor Dev. Hp Vent. %					( 1,08 x F )					
Ar Ext. CFM x F x FB x 1.08					Temp. de Insuflamento e Mistura					
<b>Calor Sensível Efetivo do Recinto (CSER)</b>					TES=TR		F + (		CFMvent /	
<b>Calor Latente</b>					#DIV/0! CFM ins ) x ( TE F -					
Infiltração CFMx gl/lb x 0.67					- TR		F ) = #####		F	
Ocupação Pessoas x					Tins=P.O F + FB x					
Vapor lb/hr x 1000					x (TES #####		F - P.O		F ) =	
Outros Ganhos					= #####		F			
<b>Calor Latente do Recinto (CLR)</b>					NOTAS					
Perdas nos Dutos %										
Ar Ext. CFM x gl/lb x FB x 0.67										
<b>Calor Latente Efetivo do Recinto (CLER)</b>										
<b>Calor Total Efetivo do Recinto (CTER)</b>										
<b>Carga de Ar Exterior Sobre a Serpentina</b>										
Sensível CFM x Fx (1- FB) x1,08					FCER= Fator de Calor Sensível do Recinto					
Latente CFM x gl/lbx (1- FB) x0,67					P.O = Ponto de Orvalho					
Outros Ganhos					P. Girat. = Portas Giratórias					
<b>TOTAL</b>					P. Abert. = Portas Abertas					
<b>GRANDE TOTAL</b>										

## 2.5. CLASSIFICAÇÕES DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO – EQUIPAMENTOS - ARRANJOS - DISTRIBUIÇÃO DE AR

Uma maneira de classificar os sistemas de condicionamento é quanto aos fluidos utilizados para a remoção da carga térmica e arranjos dos equipamentos.

Uma classificação possível é a seguinte:

- Expansão direta
- Tudo água
- Ar - água
- Tudo ar

### 2.5.1. Sistema de Expansão Direta

Um sistema é dito de Expansão Direta , quando o ar é diretamente resfriado pelo fluido refrigerante ("freon").As aplicações são as seguintes:

- Instalações de Pequenas e médias capacidades, onde são usados:

Aparelhos de janela

"Splits"

"Self contained"

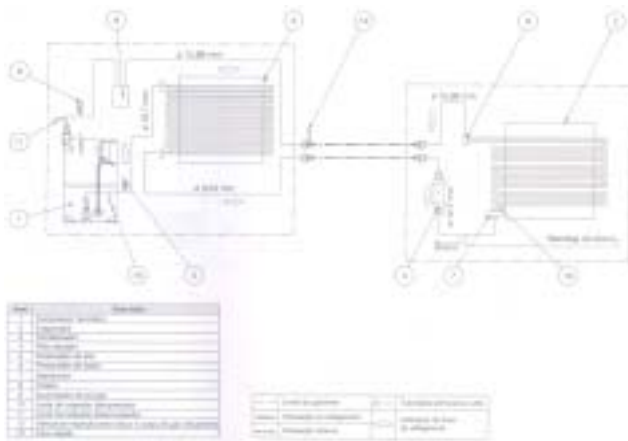
- Resfriamento de líquidos (expansão indireta), para médias e altas capacidades, onde são usados "chillers" com compressores alternativos, centrífugos ou parafuso.



CONDICIONADORES "SPLIT" – 3 ATÉ 50 TR

Fig. 35

Condensação a ar - Split

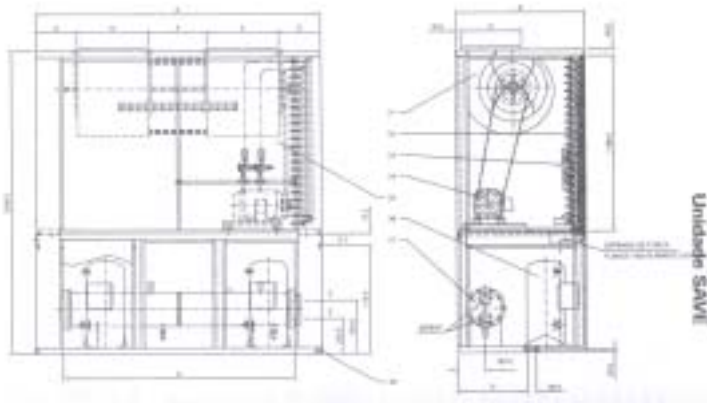


EXPANSÃO DIRETA – “SELF CONTAINED”- 5 A 40 TR  
CONDENSAÇÃO A ÁGUA OU AR

Fig.36

### Self Contained Diamond

Resfriando a água e o ar com  
condensador remoto  
20 a 40 TRs



## RESFRIADORES DE LÍQUIDOS - (EXPANSÃO INDIRETA)

· CONDENSAÇÃO A AR -

ALTERNATIVOS- ATÉ 400 TR

· CONDENSAÇÃO A ÁGUA-

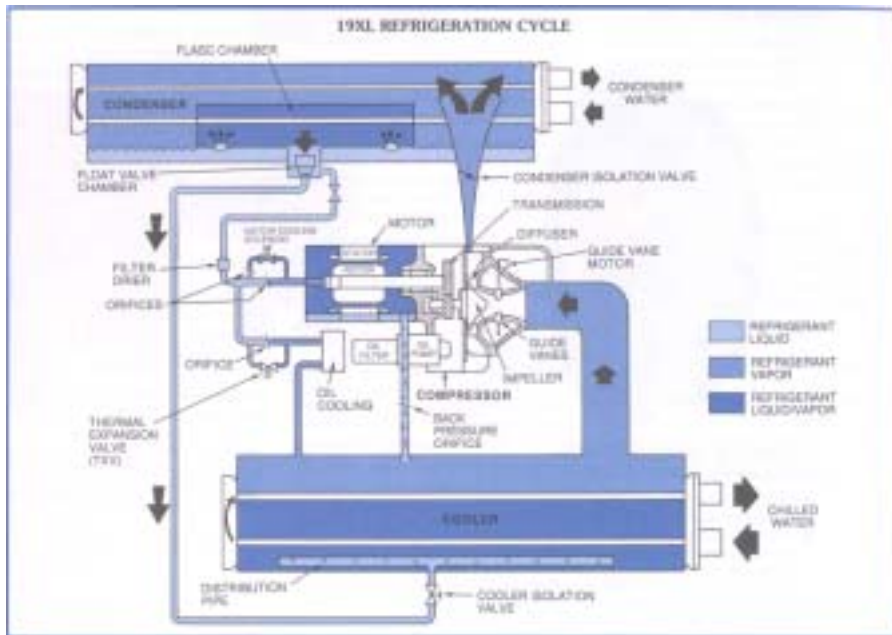
ALTERNATIVO - ATÉ 280 TR

PARAFUSO - 75 ATÉ 350 TR

CENTRÍFUGO - 165 ATÉ 2800 TR

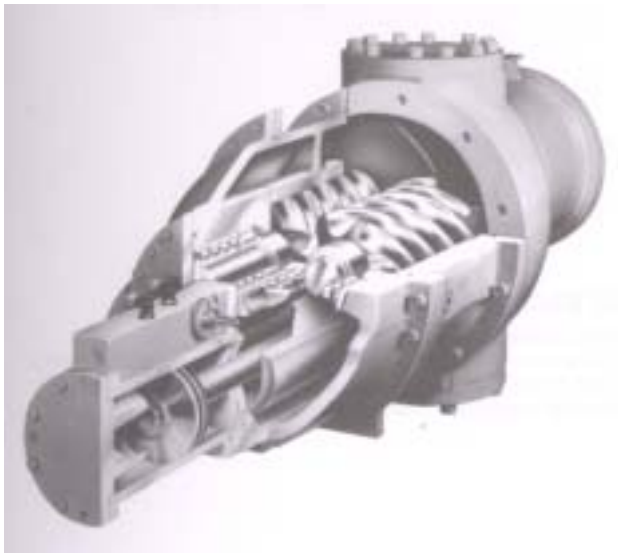
Fig. 37

### RESFRIADOR ( "CHILLER ") CENTRÍFUGO



## COMPRESSOR TIPO "PARAFUSO"

Fig.38



## ROTOR DE COMPRESSOR TIPO CENTRÍFUGO

Fig.39



## 2.5.2. Sistema de Expansão Indireta

Um sistema é dito de Expansão Indireta, quando o fluido usado como refrigerante do ar é a água. Esta, por sua vez, é resfriada num circuito de compressão, por um "chiller".

Podem ser classificados em:

- Tudo Água
- Ar - Água
- Tudo Ar

### 2.5.2.1. Tudo Água

É assim dito, quando a água é distribuída para os recintos, onde passa nos condicionadores de ar. Este condicionadores são chamados de "Fan coil" (ventilador-serpentina).

- Aplicação:

prédios de salas onde custo de dutos se torna proibitivo. Ex: hotéis, hospitais, escritórios, prédios profissionais.

- Arranjos  
duplo tubo  
quatro tubos

Fig. 40 "Fan coil"

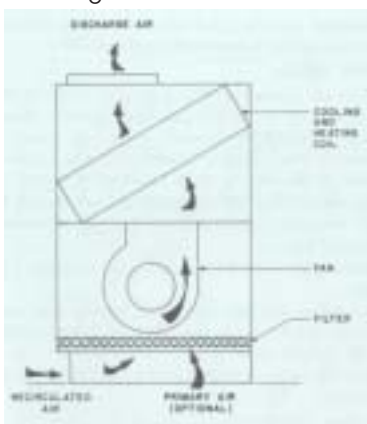


Fig. 41 Arranjo "fan coil" dois tubos

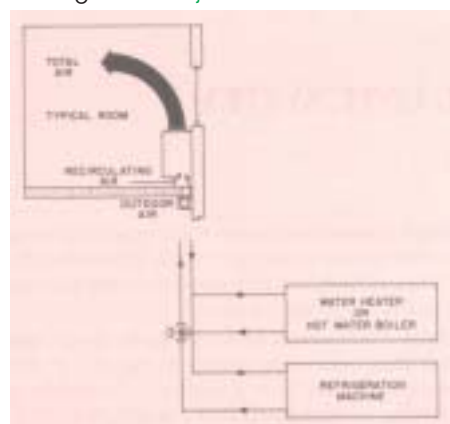
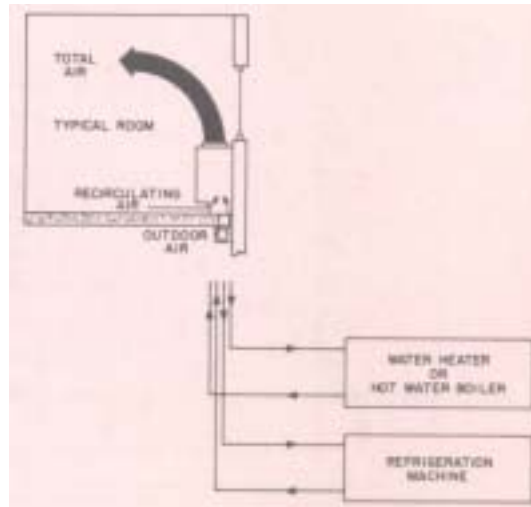


Fig. 42 Arranjo "fan coil" - quatro tubos



### 2.5.2.2. Sistemas Ar – Água

· Aplicação:

prédios com grande número de salas, muitas internas. Ex : hotéis, hospitais, etc..

Fig. 43 Sistema Ar - água

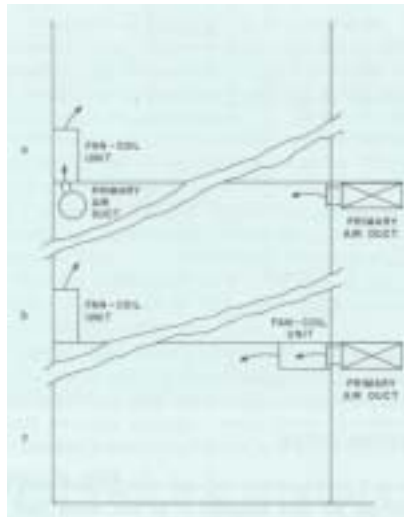


Fig.44  
System Ar – Água – dutos e tubos

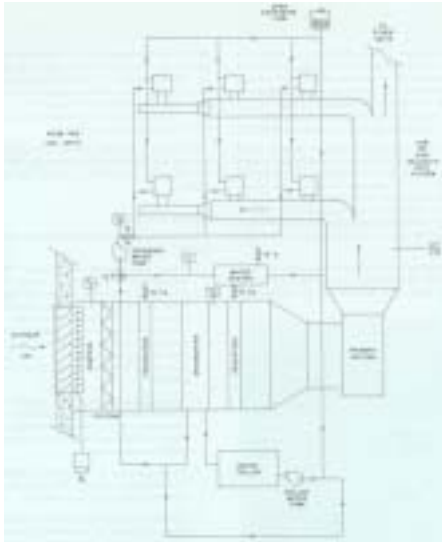
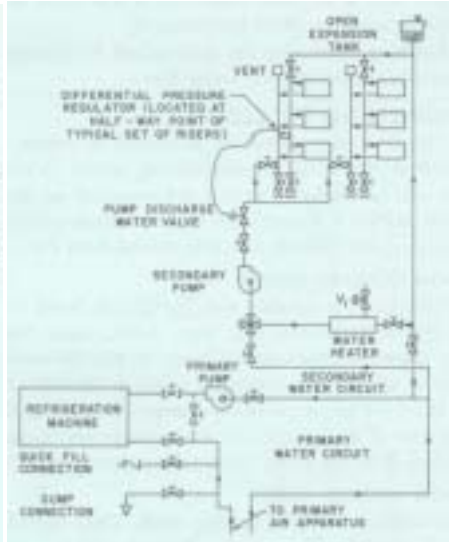


Fig.45  
Sistema Ar – Água – tubos



### 2.5.2.3. Sistemas Tudo Ar

É assim dito, quando o ar é distribuído diretamente para os recintos. Dentre outros, estão os sistemas "Multizona" e os sistemas "VAV".

#### 2.5.2.3.1. Sistemas Multizona

- Aplicação:

Locais com espaços com múltiplas condições de operação e função, requerendo grandes flexibilidades de temperatura e umidade.

- Requisitos para aplicação:

Vários espaços a serem controlados individualmente. Ex .: Escolas, escritórios, etc.

Prédios com fachadas múltiplas e diferentes características de cargas internas.

Combinação de amplas áreas internas com pequenos espaços na periferia.

Áreas com espaços internos com diferentes características de cargas (estúdio de TV, Rádio, etc.).

Ambientes típicos para uso com "Sistemas Multizona"

Fig.46

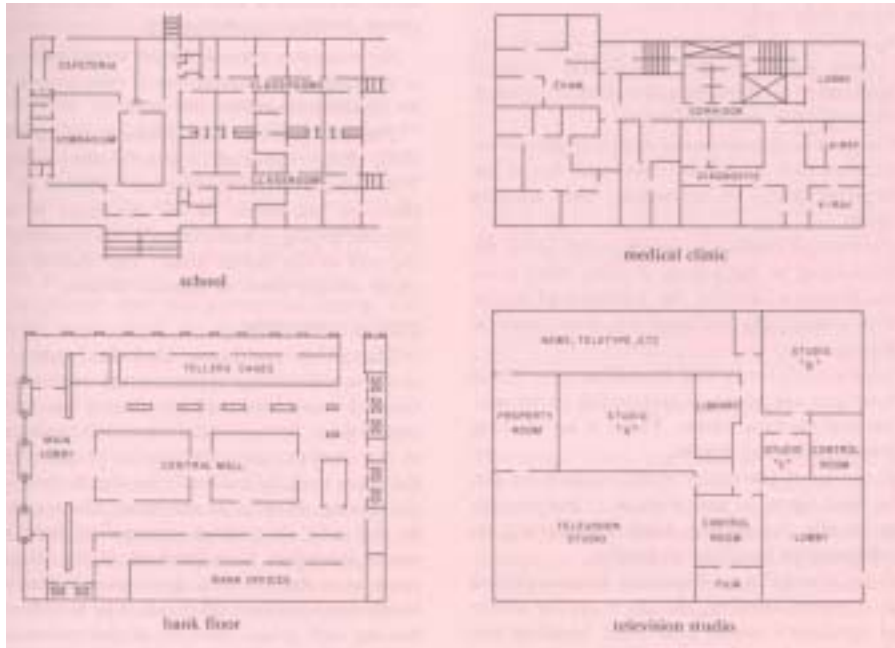
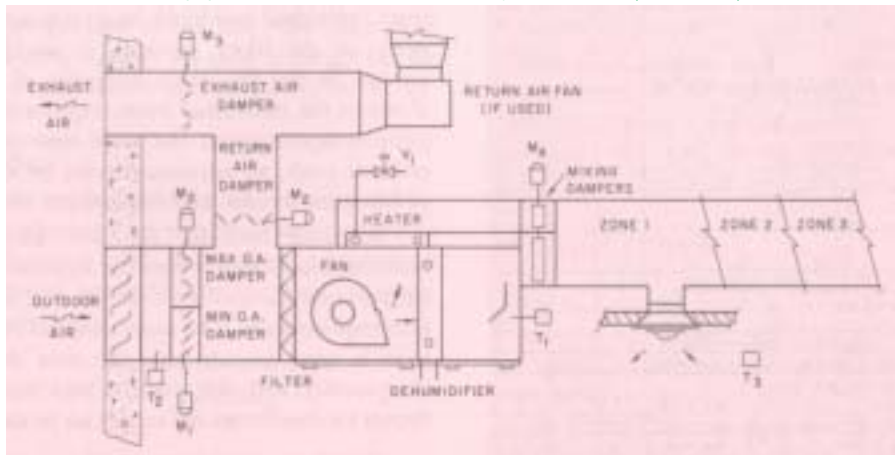


Fig 47

Equipamento "Multizona"- Arranjo de dutos (câmaras)





### 2.5.2.3.2. Sistemas VAV

A sigla VAV, significa Volume de Ar Variável. Estes sistemas abrigam, via de regra, além de caixas reguladoras de vazão, chamadas caixas VAV, controles de frequência nos acionadores dos ventiladores .

· Aplicação:

Sistemas com cargas internas variáveis, que requeiram controle de temperatura fixo. Ex.: Prédios de escritórios com diferentes fachadas e horários de funcionamento flexíveis.

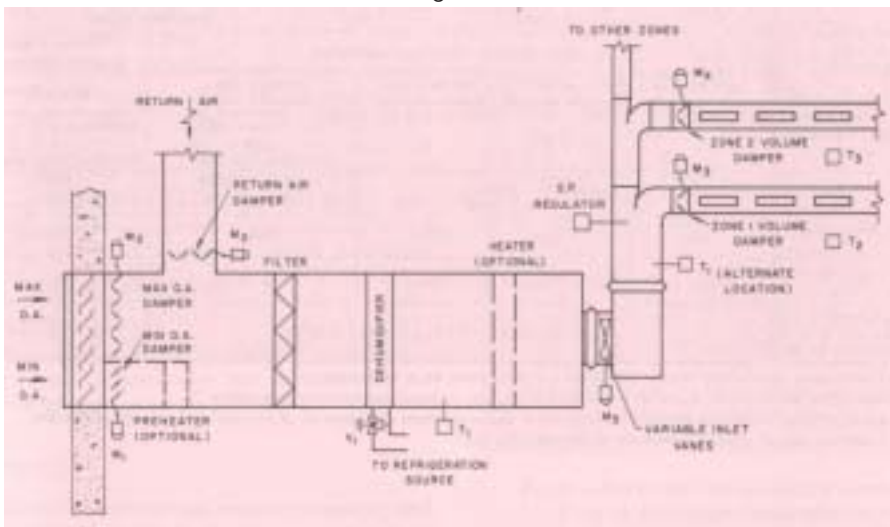
· Vantagens:

Redução na carga de refrigeração, pela redução nos volumes de ar resfriado.

Redução da carga térmica, pela admissão de maiores parcelas de ar exterior em estações amenas.

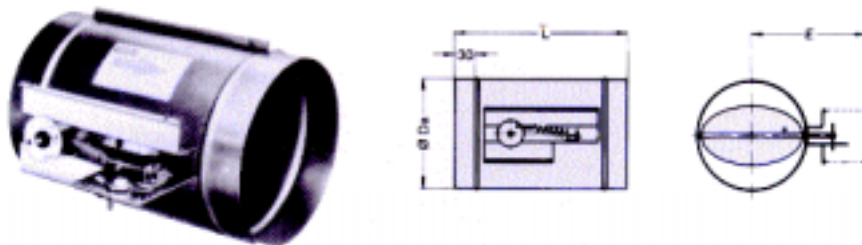
Controle individual de temperatura, pelo controle de vazão de ar em caixas VAV, para diferentes recintos.

Fig. 48



Abaixo, uma caixa VAV

Fig.49



## 2.6. EQUIPAMENTOS DE AR CONDICIONADO E SEUS RENDIMENTOS TÍPICOS

Conforme foi visto no parágrafo 2.2.11, 12, 13, o rendimento de uma equipamento pode ser expresso através de seu COP, seu "EER" ou em kw/TR.

O rendimento através do índice EER, é expresso em BTU/h / watts, representando a relação entre o efeito útil e a quantidade de trabalho utilizado para produzi-lo.

A relação entre o EER e seu correspondente em kw/TR é:

$$\frac{kw}{TR} = \frac{12}{EER}$$

A seguir, listamos algumas tabelas com valores típicos, para diversos tipos de equipamentos. É conveniente lembrar contudo, que estes valores são apenas para referência, devendo ser obtidos junto aos fabricantes, no caso de uso em estudos de casos reais. Outros valores, padrões de equipamentos eficientes, estão incluídos no Anexo.

## Multibras SA(Consul)

**Tabela 2.3: Aparelhos de janela**

capacidade (Btu/h)	Compressor	EER
7000	alternativo	7.5
10000	alternativo	8.0
12000	alternativo	7.9
15000	alternativo	7.9
18000	rotativo	9.5
21000	rotativo	7.6
30000	rotativo	9.7

Fonte: Marques 1995

**Tabela 2.5: Aparelhos de janela**

capacidade (Btu/h)	Compressor	EER	Compressor	EER
5000-9000	rotativo	9.43	alternativo	7.85
10000-18000	rotativo	9.57	alternativo	9.03
21000-30000	rotativo	9.19	alternativo	8.68

Obs: Os aparelhos com compressores rotativos quando para exportação para o mercado americano tem as seguintes eficiências em ordem crescente de capacidade (9.56, 9.94, 8.88)

Fonte: Brisola 1995

**Tabela 2.6: Splits**

Tipo	Sigla	Cap (Btu/h)	Compressor	EER
Air Split	High Wall	12 000	altern/rotat	7.0
Air Split	38PQ / PX012	12 000	altern/rotat	6.8
Air Split	38PV / PW018	18 000	altern/rotat	8.0
Air Split	38PV / PW024	24 000	altern/rotat	6.7
Air Split	38PV / PW030	30 000	altern/rotat	7.1
Air Split	38MSF / CR	40 000	altern/rotat	7.2
Multisplit	38 / 40 MS 233	39 683	altern/rotat	8.6
Multisplit	38 40 MS 383	39 683	altern/rotat	7.2
Air Split	38 MR 233	39 683	altern/rotat	9.1
Air Split	38 MR 383	39 683	altern/rotat	9.1
Splitão	40MSA	60 000	Scroll	11.3
Splitão	40MSA	90 000	Scroll	13.0

Obs: A proporção de equipamentos com compressor rotativo é de 30%. As eficiências mencionadas são as médias.

Fonte: Brisola 1995

**Tabela 2.7: Self Contained**

Tipo	Sigla	Cap (Btu/h)	Compressor	EER
Cond. a água	50 BR 006	73 200	Scroll	11,62
Cond. a água	50 BR 008	100 800	Scroll	10,61
Cond. a água	50 BR 012	144 000	Scroll	10,91
Cond. a água	50 BR 014	168 000	Scroll	10,84
Cond. a água	50 BR 016	194 400	Scroll	10,34
Cond. a ar	50 BX 006	61 200	Scroll	7,37
Cond. a ar	50 BX 008	90 000	Scroll	7,26
Cond. a ar	50 BX 012	123 600	Scroll	7,73
Cond. a ar	50 BX 014	151 200	Scroll	7,41
Cond. a ar	50 BX 016	181 200	Scroll	7,88
Cond. a ar remoto	50 BZ 006	61 200	Scroll	7,85
Cond. a ar remoto	50 BZ 008	90 000	Scroll	7,44
Cond. a ar remoto	50 BZ 012	123 600	Scroll	7,58
Cond. a ar remoto	50 BZ 014	151 200	Scroll	7,83
Cond. a ar remoto	50 BZ 016	181 200	Scroll	7,95

Fonte: Brisola 1995

**Tabela 2.8: Centrífugas**

Sigla	Cap (Btu/h)	Compressor	EER
19 XL	3 600 000	centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	4 200 000	centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	4 800 000	centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	5 400 000	centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	6 000 000	centrifugo	17,91 a 20,0
23 XL	1 920 000	centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2 160 000	centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2 400 000	centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2 760 000	centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	3 000 000	centrifugo	17,65 a 18,75

Fonte: Brisola 1995

**Tabela 2.9: Chiller**

Sigla	Cap (Btu/h)	Compressor	EER
30 GN 040	430 800	alternativo	9.64
30 GN 045	499 200	alternativo	9.47
30 GN 050	604 800	alternativo	9.72
30 GN 060	759 600	alternativo	9.47
30 GN 080	982 800	alternativo	9.54
30 GB 100	1 195 200	alternativo	9.98
30 GB 045	549 600	alternativo	10.23
30 GB 055	638 400	alternativo	9.97
30 GB 060	716 400	alternativo	9.40
30 GB 075	932 400	alternativo	9.47
30 GB 100	1 227 600	alternativo	9.48
30 GB 125	1 574 400	alternativo	9.50
30 GB 150	1 926 000	alternativo	9.66
30 GB 175	2 155 200	alternativo	9.42
30 GB 200	2 395 200	alternativo	9.29

Fonte: Brisola 1995

## BIBLIOGRAFIA:

---

Dossat, Roy- Principles of Refrigeration

Marques , Iomar- Termodinâmica Técnica

Buffalo Forge, Fan Engineering

Carrier, System Design Manual

Trane, Reciprocating Refrigeration

ABNT, NBR 6401

ANS, ASHRAE STANDARD – 100 1995

ENERGY STAR BUILDING MANUAL – U.S. E.P.A.

# MÓDULO II - GERENCIAMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA - MEDIDAS DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA (MCE'S) - DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO

---

## 1. INTRODUÇÃO

---

### 1.1. GERENCIAMENTO DO CONSUMO DE ENERGIA

O gerenciamento do consumo , no sentido mais amplo, deve começar na fase de **Projeto do Sistema**, elaborando Especificações claras, bem detalhadas, incluindo a documentação a ser fornecida e características fundamentais dos equipamentos, tais como eficiências. O **Estudo de Solução** que leva a

- Equipamentos mais eficientes, com bases em estudos técnico-econômicos..
- Solução que preveja a facilidade de execução da manutenção.
- Prever nas Especificações de Fornecimento, testes na fase de inspeção em fabricante e após a montagem, que permitam certificar que o especificado foi efetivamente o fornecido , e instalado corretamente.
- Elaborar Manual de Manutenção, de forma a não atuar só na crise, mas estabelecendo regras claras, prazos para fazer ajustes de forma que os equipamentos operem nos seus "set points" originais .

### 1.2. DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO

Um Diagnóstico Energético é uma ferramenta utilizada para levantar e estimar como e em que quantidades as diversas formas de energia estão sendo gastas numa edificação, em seus Sistemas (ar condicionado, iluminação, motorização, bombeamento, refrigeração, etc.) ou, em Aplicações Industriais, nos seus Processos (ar comprimido, vapor, bombeamento, etc.). Após o levantamento, é feito estudo que permite avaliar perdas (traduzido em consumo de kWh, demanda, etc.), seus custos e indicar medidas corretivas, avaliar custos de investimentos nas modificações (projetos, aquisição de equipamentos novos), calcular tempo de retorno dos investimentos, visando orientar os gerentes do empreendimento na tomada de decisões.

## 2.0. MEDIDAS DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA (MCE'S)

São assim chamadas, todas aquelas ações, que tenham por objetivo introduzir modificações na fase de Projeto ou de Operação (em sistemas já operacionais),



com o objetivo de reduzir o consumo de energia elétrica, sem contudo, burlar leis, normas de projeto ou outros dispositivos que regulamentem questões ocupacionais, operacionais, etc.

Estas medidas podem ser divididas em três níveis ,por critérios de custos de implantação:

- MCE'S com "custo zero"
- MCE'S com "baixos custos"
- MCE'S com custos "significativos"

## 2.1. MCE'S COM CUSTO "ZERO"

### 2.1.1. Ajustes de registros ("dampers") de tomada de ar exterior

Cargas excessivas de ar exterior (Fig. 1), levam a consumos acima do normal, já que é gasta uma quantidade extra de energia para resfriar aquela quantidade de ar. . No Módulo I, vimos como avaliar as quantidades de ar requerido por critério de Ventilação. O que excede o especificado É EXCESSO e deve ser ajustado.

Fig.1



A medição do ar efetivamente tomado, deve ser feita com um anemômetro como aquele mostrado a seguir:

Fig. 2



Uma vez calculada a vazão e respectiva Carga Térmica (BTU/h), pode-se chegar a um consumo de kwh e R\$.

A seguir um exemplo.

*No Módulo I, parágrafo 2.3.1.3, calculou-se o ar de ventilação para um escritório. Determinou-se o número de ocupantes (100 pessoas) e a carga térmica respectiva para o ar de renovação (1470 ft<sup>3</sup>/min e 99.225 BTU/h).*

*Considerando-se que o gerente de manutenção mediu, na tomada de ar exterior uma vazão de 1800 Ft<sup>3</sup>/min (cfm), calcular o consumo em excesso.*

*O ar em excesso corresponde a :*

$$(1800 - 1470) \text{ cfm} = 330 \text{ cfm}$$

*Proporcionalmente, a 99225 BTU/h, estes 330 cfm, correspondem a uma carga térmica de :*

$$(330/1470) \times 99225 = 22.275 \text{ BTU/h}$$

*Agora calcularemos o consumo em kwh e R\$:*

*Admitindo-se-*

*O escritório opera 22 dias/mês, 10 h/dia, 12 meses*

*A eficiência do equipamento (chiller antigo) é de 1,3 kw/TR, ou 1,3 kwh/TRh*

*A tarifa média de energia é de R\$ 0,07/kwh:*

*22.275 BTU/h X 12 meses X 22 d/mês X 10 h/dia = 58.806.000 BTU/h*

*Sendo 1TR = 12000 BTU/h, vem 1 TRh = 12.000 BTU*

*58.806.000BTU/h / 12000 BTU/h= 4900 TRh*

*Assim, a despesa em excesso será:*

*4900 TRh X 1,3 kwh/TRh X R\$ 0,07/kwh = R\$ 445,94 ( /ano)*

*Sobre o cálculo acima, algumas considerações devem ser feitas.*

*1-A carga térmica foi "estimada" em cima de condições extremas, sendo que para cálculo mais exato, deveria ter sido feito um cálculo que considerasse as variações de temperatura ao longo dos meses e horas do dia.*

*2-A eficiência do "chiller", foi de uma máquina já obsoleta, devendo-se observar a máquina de cada caso, tarifas etc.*

### **2.1.2. Desligamento De Luzes**

A iluminação tem dois impactos na conta de luz: 1) o consumo de luz propriamente dito e 2) a carga térmica (a energia dissipada) sobre o equipamento de remoção de calor, seja um "self", "split" ou "chiller".

Neste segundo caso, observa-se que luzes acesas desnecessariamente ou iluminação superdimensionada (não eficientizada), acarretarão um excesso de

carga sobre os equipamentos de A/C.

O exemplo a seguir , tornará mais claro o assunto.

*Um prédio com 5 andares e 600 m<sup>2</sup>/andar, tem uma taxa média de iluminação de 20 w/m<sup>2</sup>. Estimou-se que cerca de 70 % da iluminação poderia ser desligada., no período pós - expediente, de 18 às 22 h Pergunta-se qual o ganho que se estima com o desligamento da iluminação, sobre a operação do sistema de A/C.*

*A área iluminada é de :*

$$600 \text{ m}^2 \times 5 = 3000 \text{ m}^2$$

*A carga térmica, devido à iluminação por conseguinte seria de:*

$$20 \text{ w/m}^2 \times 3000 \text{ m}^2 \times 0,7 = 42.000 \text{ w} = 142.800 \text{ BTU/h} = 11,9 \text{ TR}$$

*Com os parâmetros a seguir:*

*Eficiência do "chiller" : 0,8 kw/TR (= 0,8 kwh/TRh)*

*Horas em operação: 12 m X 22 d/mês X 4 h/dia= 1.056 h*

*Tarifa : R\$ 0,07/kwh*

*O custo do consumo evitado seria:*

$$11,9 \text{ TR} \times 1.056 \text{ h} = 12.566 \text{ TRh}$$

$$12.566 \text{ TRh} \times 0,8 \text{ kwh/TRh} \times \text{R\$ } 0,07/\text{kwh} = \text{R\$ } 703,00$$

*À este custo evitado, poderia somar o custo de operação das BAGS, BACS e Torres de resfriamento, que poderiam ser desligadas.*

### 2.1.3. Vazamento em Dutos

A utilização de mão-de-obra inadequada na fabricação de dutos de sistemas de ar condicionado, com juntas e acabamentos de baixa qualidade, ou a existência de aberturas indesejáveis em dutos, vai permitir a perda de quantidades expressivas de ar tratado (resfriado e desumidificado), obrigando os equipamentos a funcionarem em sobrecarga. O resultado direto é que uma quantidade extra de energia elétrica será dispendida, na proporção da vazão de ar perdido. A estimativa destas perdas é difícil podendo ser, às vezes, levantada (aproximadamente), pela diferença entre o ar insuflado e o ar retornado (a menos do ar exfiltrado).

Recomenda-se, portanto, a utilização de duteiros experientes, seja na execução de obras novas ou de reformas.

### 2.1.4. Desligamento de Sistemas de Exaustão

Sistemas de exaustão, que exaurem ar tratado, devem ser desligados quando sua função for dispensável. Por exemplo, sistemas que operam fazendo exaustão de cozinhas, lanchonetes, condicionadas ou interligadas a restaurantes condicionados.

### 2.1.5. Limpeza de Filtros

Filtros obstruídos (Fig. 3) acarretam aumento no consumo de energia elétrica, já que o motor do ventilador é obrigado a trabalhar contra um acréscimo de pressão.

Fig.3



Recomenda-se que a perda de pressão nos filtros seja controlada por manômetros, tipo coluna d'água, procedendo-se a limpeza ou troca dos filtros (descartáveis), quando atingida a perda máxima recomendada pelo fabricante. Esta perda, em geral, é expressa em mm CA (milímetros de coluna d'água) ou polegada de CA, ou Pa (Pascal), ou outras unidades de pressão.

As perdas de energia podem ser estimadas conforme a seguir.

$$W = \frac{m.PD}{750}$$

onde :

W= kW – potência

m=vazão em massa (l/s)

PD= Pressão diferencial – kPA (quilo Pascal)

*Verificou-se que uma instalação de A/C, tem seus FACS operando com 230.000 m<sup>3</sup>/h, com filtros sujos durante três períodos de 1 mês por ano. Estimar as perdas em energia elétrica.*

$$W = \frac{m.PD}{750}$$

$$PD = 10 \text{ mmCA} = 0,1 \text{ kPa}$$

$$m = 230.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 1000 \text{ l/m}^3 \times 3600 \text{ s/h} = 63888 \text{ l/s}$$

$$W = 63\ 888 \times 0,1/750 = 8,51 \text{ kw}$$

Consumo anual:

$$3 \text{ meses} \times 22 \text{ dias} \times 10 \text{ h/dia} \times 8,51 \text{ kW} = 5622 \text{ kwh/ano}$$

Despesa:

$$1 \text{ kwh} @ \text{R\$ } 0,10$$

$$5622 \text{ kWh} \times \text{R\$ } 0,10 = \text{R\$ } 562,20/\text{ano}$$

### 2.1.6. Programação de Computadores Para Baixo Consumo

Computadores pessoais antigos (PC'S), incluindo monitor e a CPU, podem dissipar até 200 watts. Os mais modernos, possuem a capacidade de serem programados para desligar seus monitores (e até o disco rígido), se permanecerem inoperantes após um período de tempo (ajustável). Nesta configuração, passam a consumir apenas poucos watts (cerca de 10 w,ou menos).

É fácil calcular a economia alcançável com uma simples medida de programar um PC, já que raramente estes são operados em tempo integral.

### 2.1.7. Ajustes de acionamentos

Freqüentemente, encontram-se motores de ventiladores com sua correias "patinando". Este deslizamento, produz uma perda de energia considerável. Recomenda-se nestes casos seu ajuste (fensionamento).

Outra alternativa é a troca de correias tipo "V" por correias "síncronas" (dentadas). Correias tipo "V", possuem eficiência típica de 90 a 95 %, enquanto as dentadas oferecem eficiências na faixa de 97 a 99 %. A diferença na eficiência (e preço), retorna na forma de economia de energia.

### 2.1.8. Limpeza de Superfícies de Trocadores de Calor

Serpentinas com seus tubos (parte interna) e alhetamento obstruído ou trocadores do tipo casco e tubo, com seus tubos sujos, acarretam perdas de "bombeamento", já que ventiladores ou bombas terão que trabalhar mais para fornecer a mesma vazão. Como no caso de filtros sujos, a perda de energia, será proporcional às perdas de carga adicionais (sujo – limpo).

Fig. 4



No caso de trocadores tipo casco e tubo, e outros, o uso de manômetros, (Fig. 5) permite o controle das perdas de carga dentro do especificado pelo fabricante do equipamento

Fig.5



### 2.1.9. Ajustes de Termostatos

Os termostatos são equipamentos destinados a controlar temperaturas, sejam dos ambientes, da água gelada do "chiller", etc. Se a temperatura ajustada for diferente da requerida por projeto , poderemos estar gastando mais energia que o requerido.

Senão vejamos. Uma instalação que tenha sido projetada para ter 24 ° C em seus recintos, mas opera a 22 ° C, estará gastando quase 10 por cento a mais, já que estará resfriando "em excesso".

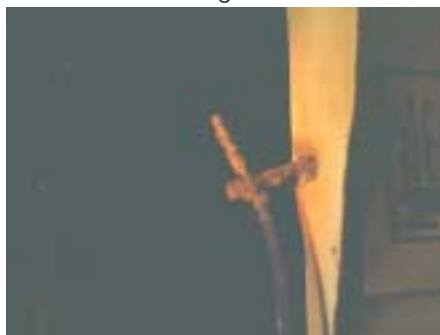


Para o caso, a medida é simples: ajustar o termostato para 24 ° C.

No caso de medidas destinadas a economizar energia, sempre pode-se recorrer a uma "subida" no "set point", mantendo-o dentro do permitido por Norma.

A conservação dos instrumentos também é fundamental, já que instrumentos em mau estado de conservação darão leituras erradas. O exemplo a seguir ilustra como um termostato pode "mascarar" seu "set point" (Fig. 6)

Fig.6



#### 2.1.10. Ajustes de Vazão de Ar

Freqüentemente, após um longo tempo de operação de uma instalação , ela se encontra funcionando fora de seus parâmetros de projeto.

Uma avaliação da carga térmica, em função da redução de pessoal, modificações da finalidade do uso de ambientes (que funcionavam coma altas cargas e agora foram reduzidas), traz surpresas, podendo em alguns casos permitir um rebalanceamento das vazões, com redução no consumo de energia de FACS, "chillers" e bombeamento.

As reduções alcançáveis somente podem ser avaliadas caso a caso e após um levantamento criterioso.

### 2.1.11. Manutenção Programada

A elaboração de Programas de Manutenção, baseado em um Manual, em que são previstos todos os serviços em cada equipamento, frequências, "set points", contribui não só para reduzir o consumo (filtros sujos, serpentinas obstruídas, correias frouxas, etc), como para reduzir ou impedir paradas não desejadas de equipamentos.

Estes manuais devem compreender, pelo menos:

- . Plantas e fluxogramas dos sistemas.
- . Desenhos dos principais equipamentos
- . Desenhos de Elétrica
- . Lista de componentes reserva, com suas especificações
- . "Set points" para controles ("chillers", de ambiente, etc)
- . Frequências de ajustes ou trocas de componentes

### 2.1.12. Seminário de Conservação de Energia

Acreditamos que será de grande valia um "seminário", com todos os funcionários da empresa, desde o pessoal executivo, de apoio até o pessoal de Manutenção, baseado no que está sendo exposto neste Curso, e adequando a área de alcance, responsabilidade, atuação e linguagem.

## 2.2. MCE'S COM "BAIXO" CUSTO

### 2.2.1. Redução de Infiltração de Ar Externo.

A infiltração de ar externo, como já foi visto no Módulo I, traz uma carga térmica indesejável para o sistema, onerando a conta de luz do usuário.

As fontes podem ser, janelas (esquadrias) mal ajustadas, portas abertas continuamente ou não (comunicando com a rua ou ambientes não condicionados).

Quanto às janelas, devem ser mantidas fechadas e ter seus ajustes às esquadrias verificados.

Portas que dão acesso a ambientes não condicionados (garagens internas por exemplo), devem ser mantidas fechadas, por molas ou outros sistemas.

Portas com acesso à rua, devem possuir sistema de fechamento automático (mola ou eletrônico) ou quando isto não for possível, o uso de cortinas de ar pode ser vantajoso.

### 2.2.2. Recálculo de Ocupação de Pessoal - Ar Exterior - Rebalanceamento

Uma instalação antiga, com um projeto baseado numa ocupação do prédio diferente da atual, deverá ser avaliada quanto às novas destinações das áreas, cargas de equipamentos originais (equipamentos de escritórios) e número de pessoas.

Uma área originalmente destinada a pessoal e que virou um depósito, terá suas taxas de ar de ventilação reduzidas.

Uma área que originalmente era um laboratório com exaustores e se tornou uma área de escritório, poderá igualmente ter sua carga de equipamentos e ventilação reduzidas.

Esta avaliação poderá indicar uma redução na vazão de ar exterior (ventilação), ou a necessidade de rebalancear o sistema de distribuição de ar (dutos), remanejando vazões de regiões com "superavit" para regiões com "deficit", melhorando assim as condições de conforto e reduzindo as reclamações dos ocupantes.

A redução de ar exterior, através de medição e atuação no "damper" da tomada de ar, trará uma redução no consumo de energia.

### 2.2.3. Isolamento Térmico em Dutos

Já vimos no Módulo I, que dutos mal isolados, passando sobre áreas não condicionadas, acarretam perdas consideráveis, onerando a carga térmica do sistema e, por conseguinte, aumentando a conta de energia. Aprendemos lá, também como calcular estas perdas.

Em geral, os custos para isolar dutos são bem inferiores às perdas ocasionadas pela ausência do isolamento.

Via de regra, para condições de conforto em ar condicionado, mantas ou placas de 25 mm de espessura de isolamento a base de lã de vidro (Dutover, ou similar), isopor incombustível, ou outros materiais, são suficientes.

#### 2.2.4. Isolamento de Tubos

Pelos mesmos motivos acima, tubulações devem estar devidamente isoladas, evitando perdas energéticas e danos provocados por condensação (tubo pingando) sobre equipamentos, mobiliário, etc.

#### 2.2.5. Desligamento de Sistemas X Instalações de Sistemas Dedicados.

Sistemas que operam 24 horas por dia, devem ter sistemas dedicados. Exemplos são centrais telefônicas ou de computadores, que via de regra operam continuamente, porém poderão obrigar grandes sistemas (grandes CAG's) a trabalharem em faixas de baixo rendimento, exclusivamente para atendê-los. Assim, os equipamentos de maior porte seriam desligados, ficando em operação apenas aqueles dedicados (de menor capacidade).

#### 2.2.6. Desligamento de Bombas de Circulação (BAG e BAC) e Torres de Resfriamento

Equipamentos que operem desnecessariamente, deverão ser desligados. Tipicamente, quando em baixa carga térmica (inverno ou à noite), as bombas de água gelada (BAG) ou de água de condensação (CAC) e respectivas Torres, podem ser desligadas. Isto pode ser feito manualmente, mas preferencialmente por sistema de controle capaz de sentir a carga reduzida.

É conveniente lembrar que o consumo de bombas e torres na instalação é expressivo. Para um cálculo expedito, pode-se usar a potência de placa dos motores e o tempo que poderão permanecer desligadas.

#### 2.2.7. Segregação para Área de Fumantes

Pelas taxas de ar de renovação estabelecidas por norma percebe-se a sobrecarga que o projeto requer para área em que sejam admitidos fumantes.

No caso de escritórios os valores estabelecidos podem ser 20 % superiores. Como

estas sobrecargas se refletem no consumo de energia, sugere-se que sejam criadas áreas específicas para fumantes. Desta forma, e dotando-se e de exaustão o local, conseguem-se reduções expressivas nas vazões de ar de renovação , conseqüentemente reduzindo o consumo de energia.

### 2.2.8. Recalibrar Controles

Uma vez pronta a instalação de A/C de um prédio, após decorridos alguns anos, dificilmente o responsável pelo sistema de A/C irá lembrar-se da calibração dos instrumentos de controle

Controles descalibrados (termostatos, umidostatos), além de complicarem a tarefa do pessoal de Manutenção (as temperaturas , umidades, ajustadas nos instrumentos não coincidem com as efetivamente medidas), tendem a produzir aumento no consumo (resfriamento ou umidade abaixo do "set point" desnecessário).

"Chillers" com desajustes de subresfriamento ou superaquecimento, são bons exemplos de efeito nocivo sobre o consumo energético.

### 2.2.9. Instalar Barreiras ou Isolar Equipamentos

Equipamentos que são geradores de grande dissipação térmica mas que não necessitam de trabalhar em temperaturas controladas (baixas), devem ser removidos do ambiente condicionado, providenciando ventilação adequada para o mesmo.

Equipamentos de copas (geladeiras, fornos), transformadores, motores, em equipamentos condicionados, são exemplos típicos.

Com as dissipações calculadas, será fácil avaliar o consumo em kwh (e R\$) dependido no equipamento de condicionamento.

### 2.2.10. Reduzir Perdas em Circuitos de Água (Fase de Projeto ou "Retrofit")

Filtros com crivos de "mesh" (furação ) maior; tubulação com traçado mais suave (menor quantidade de curvas), trocando cotovelos de 90 ° de raio curto por raio longo; diâmetros para velocidades adequadas; uso de válvulas adequadas (globo para regulagem de vazão e gaveta para bloqueio). Por isso, o traçado de uma

tubulação deve ser produto de um estudo criterioso, não devendo ser feito por pessoa inexperiente.

É bom lembrar que as perdas de energia são diretamente proporcionais às perdas de carga nas tubulações, isto é, se acrescermos as perdas de carga na tubulação em 20 % desnecessariamente, as perdas no consumo serão também aumentadas em 20 %.

### 2.2.11. Proteção de Vidros – Cortinas, Filmes, Brises, Telas

O uso de vidros especiais; películas especiais aplicadas sobre os vidros comuns; o uso de cortinas internas com cores claras; o uso de “brises”, reduzem consideravelmente a radiação solar direta sobre os recintos condicionados, reduzindo conseqüentemente o impacto sobre os sistema de A/C.

A tabela a seguir, mostra a carga térmica incidente num recinto , cujas janelas estão protegidas , alternativamente, por três tipos de elementos de proteção:

- Sem veneziana
- Com veneziana interna
- Com veneziana externa

	Ganho BTU/h.ft2	Área Ft 2	Armazenamento		Correc p/protec	Tot BTU/h
Alt 1 S/venez	200,3	100	10 h	0,09	0,94	1694
			16 h	0,40		7531
Alt 2 C/ ven int	200,3	100	10 h	0,09	0,56	1009
			16 h	0,66		7403
Alt 3 C/ven ext	200,3	100	10 h	0,09	0,14	252
			16 h	0.40		1121

Entre o projeto sem veneziana e com veneziana externa há uma redução superior a 6 vezes (às 16 h) na carga térmica do recinto. Daí recomenda-se , sempre que possível , o uso destes elementos de proteção, na arquitetura do prédio. As venezianas devem ser de cores claras, preferencialmente.

## 2.3. MEDIDAS COM CUSTOS DE MODERADOS A "ALTOS" – REFORMAS ("RETROFITS")

### 2.3.1. Impacto da "Eficientização" da Iluminação sobre o Sistema de ar Condicionado

A efficientização da iluminação de um prédio trás por si o benefício da redução da conta de energia elétrica. Como "bônus", reduz o consumo do sistema de Ar Condicionado, já que a dissipação térmica da iluminação foi reduzida. Adicionalmente, se pretender trocar os "chillers", teremos ainda uma redução no tamanho deste equipamento e conseqüentemente no custo inicial. A seguir faremos um exercício para demonstrar estas afirmativas.

Exemplo:

*Imaginemos que um prédio com 9300 m<sup>2</sup> (100.000 ft<sup>2</sup>) possua um sistema de iluminação que vai ser efficientizada, passando de uma taxa média de 33 w/m<sup>2</sup> (3 w/ft<sup>2</sup>) para 21 w/m<sup>2</sup> (2 w/ft<sup>2</sup>). Calcular as economias obtidas.*

*Tempo de operação:*

$$10 \text{ h/dia} \times 22 \text{ dias /mês} \times 12 \text{ meses/ano} = 2640 \text{ horas}$$

*Redução no consumo de iluminação:*

$$(33 - 21) \text{ w/m}^2 \times 9300 \text{ m}^2 \times 2640 \text{ h/ano} = 294.624.000 \text{ wh} = 294.624 \text{ kwh/ano}$$

*Equivalente em TRh (carga térmica acumulada):*

$$1 \text{ w} = 3,4 \text{ BTU/h}$$

$$1 \text{ TR} = 12000 \text{ BTU/h}$$

*então:*

$$294.624 \text{ kwh} = 84.704 \text{ TRh}$$

*Se considerarmos que a eficiência de um "chiller" novo é de 0,6 kwh/TRh:*

$84.704 \text{ TRh} \times 0,6 \text{ kwh/TRh} = 50.822 \text{ kwh}$  de redução de consumo no "chiller"

A uma tarifa média de R\$ 0,10 /kwh, teremos uma economia anual de :

$50822 \text{ kwh} \times \text{R}\$0,10 = \text{R}\$ 5082,00/\text{ano}$

Adicionalmente, a redução na capacidade do Chiller", no caso de substituição será de:

$(33 - 21) \text{ w/m}^2 \times 9300 \text{ m}^2 = 111.600\text{w} = 32 \text{ TR}$

A um custo médio de US\$ 450, 00/TR, teremos uma redução de US\$ 14438,00, no custo de investimento (R\$ 36.095,00).

### 2.3.2. Controle do Ar Exterior (Ventilação) pelo uso de Sensores de CO2

A concentração de CO2 é um bom indicador da população de uma área. Quanto maior o número de pessoas respirando , maior será a concentração de CO2. Controlando a taxa de ar exterior baseado num "set point" de concentração de CO2 (expresso em p.p.m.), estaremos suprindo o ar de renovação baseado na "demanda", e com isso reduzindo a carga térmica do sistema. A atuação do detetor é feita sobre os "dampers" de ar exterior

Em prédios com diversas áreas e condicionadores (casas de máquinas), a localização do sensor deverá dar um indicativo da área exata onde a demanda se faz maior ou menor.

Outro fator que não deve ser esquecido é que além do CO2, existem outros contaminantes internos aos prédios , os quais poderão exigir maiores taxas de ventilação ( fumos, gases e vapores emanados de materiais de limpeza, detergentes, tintas, etc). Desta forma, o uso deste sistema de controle, deverá ser feito de forma bastante criteriosa.

### 2.3.3. Isolamento Térmico em Coberturas

Uma carga térmica significativa sobre um prédio , é aquela proveniente do calor introduzido através de seu telhado. A maneira mais efetiva de reduzir estes ganhos,



é pela introdução de materiais isolantes térmicos com alta Resistência térmica (baixo "U").

Em prédios novos ou em reforma , adicionar placas (tipicamente com 50 mm de espessura) de isopor incombustível, adicionar vermiculita à argamassa da laje são boas práticas. Onde existir um entreferro, outras opções podem ser adotadas, tais como , aplicação de mantas de fibra de vidro ou jato de espumas a base de uretano ou fibra de vidro, sobre a laje.

Apenas a título de exemplo , duas situações:

*Uma laje de 10 cm de espessura (4 pol) de concreto , sem ou com revestimento de 5 cm (2 pol) de isopor :*

*Calculemos as resistências (R) destes conjuntos:*

*R da laje sem isopor:*

$$R = \left( \frac{1}{12} \right) \times 4 \text{ pol} + 0,25 + 0,92 = 1,5 \text{ daí, "U"} = 0,66$$

*R da laje com isopor:*

$$R = \left( \frac{1}{12} \right) \times 4 \text{ pol} + \left( \frac{1}{0,25} \right) \times 2 \text{ pol} + 0,25 + 0,92 = 9,5 \text{ , daí, "U"} = 0,10$$

*Observa-se que a condução (o ganho) de calor para uma mesma área de laje tem uma relação de quase 7 vezes entre lajes sem isolamento e com isolamento.*

*Outras técnicas construtivas , como a provisão de espaços de ar (entreforros), na cobertura também contribuem para reduções consideráveis na carga térmica, com conseqüentes reduções no consumo de energia.*

#### 2.3.4. Uso de Motores Eficientes

O Sistema de A/C utiliza uma quantidade de motores apreciáveis: bombas , torres de resfriamento, unidades ventiladoras ("fan coils") , etc.

Dependendo da potência (e idade), Os rendimentos típicos dos motores podem

variar na faixa de 75 a 95 %, sendo os 5 a 25 % restantes perdidos internamente no motor.

Motores mais eficientes, são projetados para converter uma quantia de energia elétrica maior em trabalho. Instalando motores bem dimensionados e mais eficientes, estaremos consumindo menos energia.

Na tabela a seguir, uma comparação entre motores Padrão e de Alto Rendimento

HP	Efic. Motor Padrão	Efic Alto de Rendimento
5	83.3	89.5
7.5	85.2	91.7
10	86.0	91.7
15	86.3	92.4
20	88.3	93.0
30	89.5	93.6
40	90.3	94.1
50	91.0	94.5
60	91.7	95.0
75	91.6	95.4
100	92.1	95.4

Em ocasiões de troca de motores, principalmente aqueles de grandes potências e que operam continuamente, deve-se considerar a possibilidade de adquirir motores de Alto Rendimento.

A título de estimativa, tomando um motor de 100 HP, que roda continuamente:

Por definição:

$$\eta = \frac{PotSaída}{PotEntrada}$$

Para uma mesma Potência de saída de 100 HP, temos:

$$DifConsumo = PotSaída \left( \frac{1}{\eta_{Pad}} - \frac{1}{\eta_{AR}} \right) \times Tempo$$

Para funcionamento contínuo em 1 ano: 8760 h

E sendo: 1 HP= 745 w

Vem:

$$DifConsumo = 74500W \left( \frac{1}{0.921} - \frac{1}{0.954} \right) \times 8760$$

Dif Consumo = 24.511.298 Wh = 24.511 kWh

A R\$ 0,10/kwh, vem redução de R\$ 2451,00 /ano

Com esta redução no consumo, pode-se calcular o tempo de retorno do "investimento" (troca de motor não eficiente, por outro eficiente).

### 2.3.5. Uso de Variador de Frequência ( VSD'S)

Os Variadores de Frequência são dispositivos eletrônicos, que atuam sobre a frequência da corrente dos motores, variando sua rotação.

Considerando que ventiladores , bombas e outras máquinas rotativas nem sempre operam a plena carga (sua vazão varia), e que as formas de variar as vazões via de regra são obtidas através de estrangulamento (fechamento de válvulas e "dampers"), isto introduzia perdas consideráveis de energia.

Considerando ainda que as vazões são linearmente relacionadas com a rotação (da bomba ou ventilador), a utilização de VSD'S, introduz a possibilidade de ajustar a vazão sem introduzir perdas, alterando a rotação do equipamento.

$$\frac{cfma}{cfmb} \propto \frac{RPMa}{RPMb}$$

É oportuno lembrar , que a relação de potências varia com o cubo da variação da rotação. Isto significa que reduzindo a vazão (atuando na rotação), o consumo cairá em relação cúbica.

$$\frac{HPa}{HPb} \propto \left( \frac{RPMa}{RPMb} \right)^3$$

Estudos (nos EUA) têm mostrado que o uso destes dispositivos podem economizar até 52 % de energia.

Abaixo, uma tabela com custo instalado (nos EUA) de VSD'S para diversas potências:

HP	Custo Instalado U\$
5	2975
10	3575
30	7225
50	11100
100	19400

Em Ar Condicionado atualmente, os sistemas VAV (Volume Variável) e de bombeamento, já aplicam largamente estes dispositivos.

### 2.3.6. Trocas de Centrais de Água Gelada ( CAG)

O momento da troca dos resfriadores ("chillers"), é um momento que deve ser motivo de estudos detalhados.

Em geral, equipamentos com mais de 20 anos, merecem ser considerados, uma vez que já apresentam grau de obsolescência razoável e , em geral, um nível de desgaste apreciável (controles, compressores, tubos de trocadores, etc).

Necessariamente, não se deve fazer a troca por um de mesma capacidade. Em geral, os "chillers" encontram-se superdimensionados. Recomenda-se fazer um estudo minucioso, visando verificar as possibilidades de redução de carga térmica, considerando todas as oportunidades aqui estudadas anteriormente. É bom lembrar que só o "chiller", terá um custo inicial de cerca de U\$ 450,00/TR, sem falar nos outros equipamentos. Uma redução de 50 TR, numa grande instalação representará, por baixo, U\$22.500,00 (R\$56.250,00).

Depois, de recalculada a carga térmica da instalação, com todas as reduções possíveis, é provável que de saída se obtenha uma redução no tamanho da nova máquina. Deve-se então, levantar informações dos custos operacionais dos equipamentos existentes, isto é, seu histórico de manutenção (custos anuais com trocas de componentes), prever trocas futuras previsíveis (compressores, condensadores, etc) e medir sua "performance" (kW/TR). Em seguida, mediante

consulta aos fabricantes e de posse de uma Especificação Técnica , obtem-se dados técnicos (performance) e custos de novos equipamentos.

Então, teremos em mãos os elementos necessários para fazer uma análise técnico-econômica criteriosa, para balizar a virtual substituição.

Outro aspecto a considerar, são os refrigerantes utilizados nas máquinas. Considerando as restrições que vem sendo impostas pelo Protocolo de Montreal e pelo CONAMA, os Refrigerantes R-11 e R-12 deverão ser substituídos a curto prazo pelos HCFC-123 e HFC-134 a, respectivamente. Estes refrigerantes são largamente usados em equipamentos de grande porte.

A Resolução CONAMA 267 de 14 /09/2000, em função do Protocolo de Montreal, faz restrições sérias ao uso do R-11 e R-12, tendo ficado suas importações **restritas** a partir de janeiro de 2001.

Seria bom lembrar, que estes novos refrigerantes possuem eficiência termodinâmica inferior aos antigos, porém a modificação se faz em função dos problemas verificados na camada de Ozônio.

A seguir uma tabela resumida com as datas previstas para proibição dos CFC's

"Phase Out"	Refrigerante	Ação
1996	R11, R12, R500	Extingue a produção. Equipamentos não mais fabricados
2010	HCFC 22 *	Pára a fabricação de equipamentos.
2020	HCFC 22	Pára a fabricação do refrigerante
2020	HCFC 123	Pára a fabricação de equipamentos.
2030	HCFC 123	Pára a fabricação do refrigerante

\* Usado em equipamentos unitários.

Em função das restrições impostas para uso de R-11 e R-12, e no caso de equipamentos mais novos (cerca de 10 anos), poderá ser mais vantajoso executar o "retrofit" do equipamento em vez de adquirir novos equipamentos. O "retrofit" pode envolver a troca de rotores, gaxetas ou mesmo do compressor. Cabe lembrar, que um estudo de redução de cargas térmicas seria aconselhável, também neste caso, já que uma redução de capacidade do equipamento ("retrofit"), poderá

ocorrer. Desta forma, poderíamos garantir que, ao final de reduções de cargas da instalação e do "retrofit", o equipamento continuaria a atender plenamente.

A seguir, apresentamos o estudo de um caso típico de análise técnico-econômica, para substituição de "chillers".

Exemplo:

*Numa empresa foi constatada a degradação e obsolescência de seus resfriadores (com cerca de 25 anos). Considera-se a substituição dos mesmos e foi feito um estudo técnico-econômico em cima dos números a seguir.*

*Capacidade Instalada: 640 TR (4 x 160 TR)*

*TRh calculada por ano : 1.136.083 TRh*



· Custos Iniciais de Reposição :

4 resfriadores alternativos ( Instalados) – R\$ 475.680,00 ( Alt 1)

4 resfriadores parafuso ( instalados)- R\$ 565.920,00 ( Alt 2)

· Tarifa de E.E. – R\$0,118 /kWh

· Performance dos resfriadores – kW/TR

Existente – 1,3

Alternativo –0,95

Parafuso- 0,74

· Custos Operacionais ( kWh/R\$)

· Energia Elétrica:

Existente	1.476.907	174.275.13
Compressor Alternativo	1.079.278	127.354.00
Compressor Parafuso	840.701	99.202.76

· Manutenção ( R\$)- 1 a 5 anos e 6 a 20 anos

Existente	39.000.00	14.498.00
Compressor Alternativo	14.573.00	14.573.00
Compressor Parafuso	14.573.00	14.573.00

· *Custo Operacional Total (R\$) – 1 a 5 anos e 6 a 20 anos*

<i>Existente</i>	213.275.00	189.223.00
<i>Compressor Alternativo</i>	141.927.00	141.927.00
<i>Compressor Parafuso</i>	113.375.00	113.775.00

### **RESUMO - COMPARAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS**

MAQ TIPO	ECONOMIA KWH/ANO	ECONOMIA % EMPRESA	RETORNO ANOS 10% AA	RETORNO ANOS 12 % AA
ALTERNAT	397,629	7,7	17	40
PARAF	636,205	11,8	10	12

RET-ANOS DIF CUSTO 10 % AA	RET-ANOS DIF CUSTO 12 % AA
4-ANOS	4,5 ANOS

### **3.0. "SOFTWARES" RELACIONADOS À ESTIMATIVA DE CARGA TÉRMICA E SIMULAÇÃO PREDIAL**

Para desenvolver os estudos explanados nos Módulos I e II, num nível de precisão acima de uma mera estimativa, seria desejável que o Administrador se apoiasse em pessoal técnico especializado, dotado de ferramentas que possam dar um grau de confiança aos cálculos (tanto maior quanto maior for a magnitude do investimento).

Existem programas para calcular Cargas Térmicas de edificações, com graus de complexidades maiores ou menores. Dentre outros, pode-se mencionar o "Load Express" da Trane, para cálculos mais expeditos. O "E-20" da Carrier, com nível bastante detalhado.

Em termos de simulação predial, existe o "Visual DOE", originalmente desenvolvido pelo governo Norte Americano e hoje disponível em versão PC, que simula os diversos sistemas de um prédio – iluminação, ar condicionado, arquitetura, etc.