

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

APOSTILA DE REFRIGERAÇÃO E
CONDICIONAMENTO DE AR – Professor André Valente Bueno

Livro Base – Stoker e Jones – Refrigeração e Ar Condicionado

Fortaleza - 2007

Sumário

Capítulo I – Introdução;

Capítulo II – Fundamentos de Termodinâmica e transferência de calor;

Capítulo III – Psicometria e Transferência de calor com superfície molhada;

Capítulo IV – Cargas térmicas;

Capítulo V – Sistemas de condicionamento de ar;

Capítulo X – O ciclo de compressão a vapor;

Capítulo XII – Condensadores e Evaporadores;

Capítulo XIII – Dispositivos de expansão;

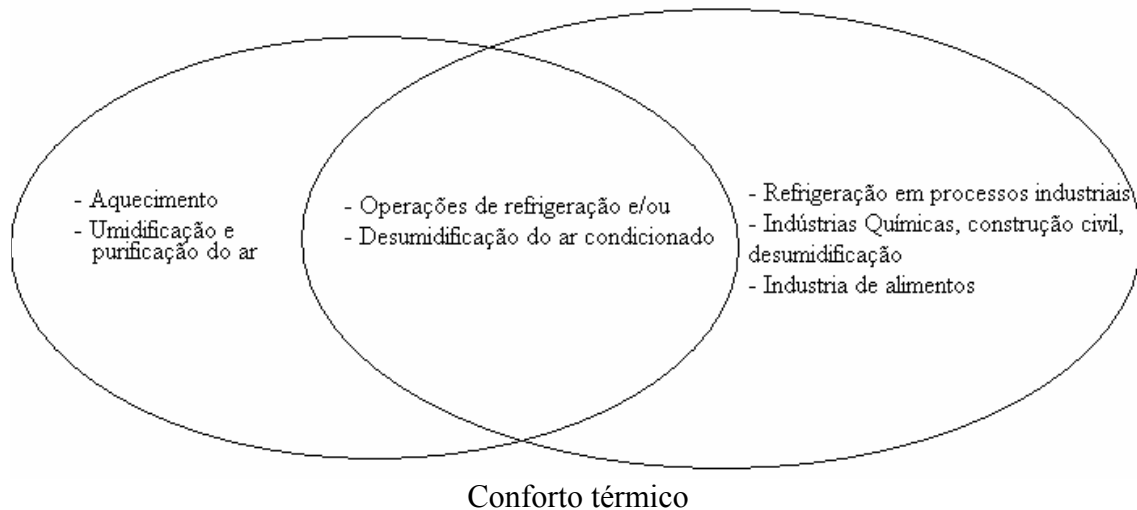
Capítulo XIV – Sistemas Multipressão;

Capítulo XVII – Refrigeração por absorção;

Capítulo XIX – Torres de resfriamento e condensadores evaporativos.

Capítulo I – Aplicações da refrigeração e condicionamento de Ar

As áreas de refrigeração e ar condicionado são correlatas, e os seus campos de atuação foram representados abaixo. O ar condicionado de conforto pode ser definido como o processo de condicionamento de ar objetivando o controle de sua temperatura, umidade, pureza e distribuição de modo a proporcionar conforto aos ocupantes do ambiente condicionado.



Edificações :

- * Condições de trabalho,
- * Hospitais.

Ar Condicionado Industrial :

- * Ambientes insalubres
- * Controle de processos
 - Temperatura de correntes em processos
 - Laboratórios
 - Salas

Ar condicionado Residencial

Armazenamento e distribuição de alimentos

Congelamento

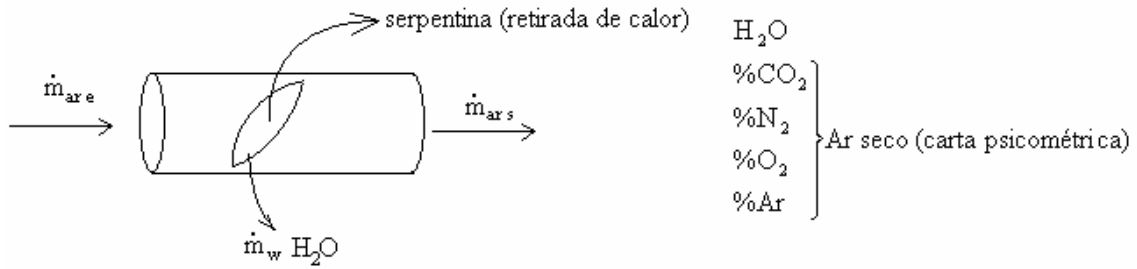
- Armazenamento
- Distribuição
- Processamento

Industriais químicas de processos e insumos industriais.

} Ar condicionado

} Refrigeração

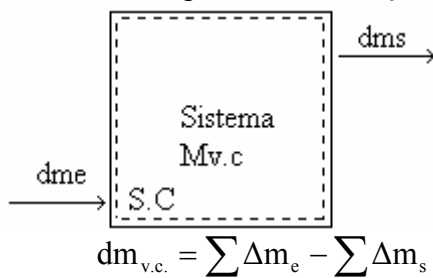
Capítulo II – Fundamentos da termodinâmica



Carta psicométrica – facilita a determinação da propriedade do ar.

Processos termodinâmicos

*Princípio de conservação de massa:



*Princípio da conservação da energia:

$$d[m_{v.c.} \cdot (u_{v.c} + \frac{V_{v.c}^2}{2} + gz_{v.c})] = \delta Q - \delta W + \sum dm_e \cdot (h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e) - \sum dm_s \cdot (h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s)$$

*Segunda Lei da Termodinâmica

$$dS_{v.c} = \frac{\delta Q}{T_{Fronteira}} + \sum \delta m_e \cdot s_e - \sum \delta m_s \cdot s_s + \delta S_{gerado}$$

*Teorema de Goug-Stodola

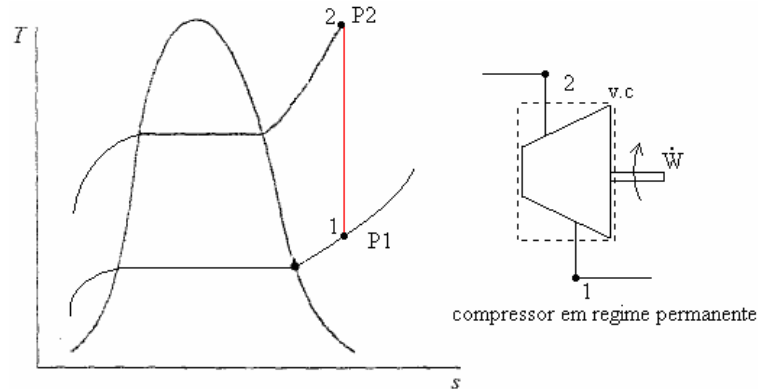
$$W_{PERD} = \delta \sigma \cdot T_{amb}$$

*Eficiência da segunda lei para sistemas de refrigeração:

$$W_{real} = W_{ideal} + W_{perd}$$

$$\eta_2 = \frac{W_{min}}{W_{real}} = \frac{W_{real} - W_{perd}}{W_{real}} = 1 - \frac{W_{perd}}{W_{real}}$$

O PROCESSO ISENTRÓPICO



Balço de massa:

$$\frac{dm_{v.c}}{dt} = m_e - m_s \rightarrow m_e = m_s$$

Balço de energia:

$$\frac{dE_{v.c}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum m_e \cdot (h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e) - \sum m_s \cdot (h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s), \dot{Q} = 0.$$

Cancelando os outros termos:

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

Trabalho específico de compressão:

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

Cuidado, (1) deve ser superaquecido.

$$\frac{dS_{v.c}}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T_{Fronteira}} + m_e \cdot s_1 - m_s \cdot s_2 + \sigma$$

$$\sigma = m(s_2 - s_1)$$

$$\frac{\dot{W}_{perd}}{m} = \frac{\sigma}{m} \cdot T_{amb}$$

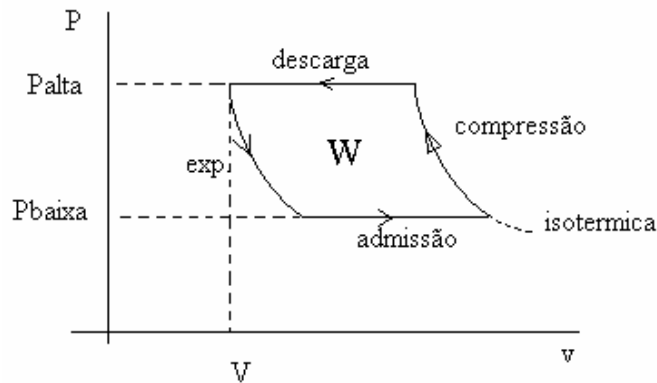
Caso $s_2 = s_1$, tem $\frac{\dot{W}_{perd}}{m} = 0$: Processo isentrópico (idealizado)

Para processo adiabático real, $s_2 > s_1$ e $\frac{\dot{W}_{perd}}{m} > 0$.

Eficiência isentrópica para compressor adiabático:

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{\dot{W}}{m}\right)_{isentr.}}{\left(\frac{\dot{W}}{m}\right)_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Compensa utilizar um compressor adiabático:



Não compensa utilizar compressor adiabático

*Equação de Bernoulli

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante}$$

Condições de escoamento:

- (1) Escoamento em regime permanente
- (2) Sistema Adiabático
- (3) Escoamento sem atrito

$$\left(\frac{P}{\rho} + \frac{\vec{V}^2}{2} + gz \right)_e = \left(\frac{P}{\rho} + \frac{\vec{V}^2}{2} + gz \right)_s + \Delta E \rightarrow \text{diagrama de moddy. Comp. equiv.}$$

$$\Delta E = \frac{\Delta P}{\rho} \rightarrow \text{Perda de carga} \rightarrow \Delta P = \frac{f \cdot L \cdot V^2 \cdot l}{2D}$$

* Transferência de calor

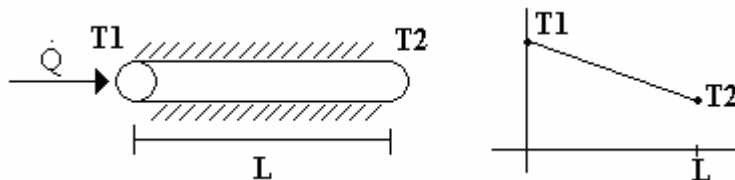
Condução: Fluxo de energia resultante do processo de transferência de calor em um meio sólido é proporcional ao gradiente de temperatura, à área e a condutividade térmica (k), de acordo com a lei de Fourier:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \text{grad}T.$$

Fluxo de calor: $\dot{q} = k \cdot \text{grad}T$; $\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{\Delta A}$. Para um fluxo constante a Lei de Fourier

é válida para regime permanente sem geração de calor.

Exemplo: tubo dimensional em Regime permanente:



$$\frac{dE_{v.c}}{dt} = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s \rightarrow \dot{Q}_e = \dot{Q}_s, \dot{q} = \text{constante}$$

Radiação: A transferência de calor por radiação se dá como resultado de um deslocamento de fótons entre duas superfícies, e agrupando-se os termos referentes à absorção, transmissão e reflexão mútua, tem-se:

$q = h_R \cdot (T_1^4 - T_2^4)$, onde h_R é o coeficiente de transmissão de calor por radiação e T_1 e T_2 as temperaturas dos corpos que trocam calor. Em manuais encontra-se a segunda expressão para o fluxo de calor: $q = cte \cdot (T_1 - T_2)$.

Convecção: A transferência de calor por convecção obedece a lei do resfriamento de Newton, dada por:

$q = h \cdot (T_{sup} - T_\infty)$ para valores médios do coeficiente de transferência de calor por convecção tem-se:

$$Q = \bar{h} \cdot A \cdot (\bar{T}_{sup} - T_\infty), \text{ onde}$$

T_{sup} → Temperatura local da superfície

\bar{T}_{sup} → Temperatura média da superfície

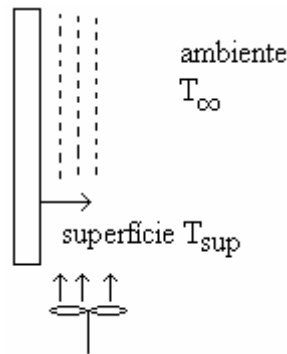
T_∞ → Temperatura da corrente livre.

h → coeficiente local de transferência de calor por convecção

\bar{h} → coeficiente médio de transferência de calor por convecção

q → fluxo de calor

Q → taxa de transferência de calor.



Convecção Forçada: $h = 20$ a 200 ar 3000 a 100000 água

A análise do processo de transferência de calor demanda a determinação de h , que costuma ser expresso em correlações semi-empíricas através do número de Nusselt:

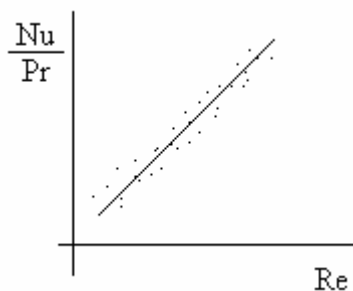
$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \rightarrow \text{adimensionalização de } h!$$

Onde L_c é um comprimento característico e k é a condutibilidade térmica do fluido envolvido na troca de calor por convecção.

(atenção!! Incerteza da correlação $\pm 20\%$)

O número de Nusselt pode ser correlacionado com os números de Reynolds e Prandtl da seguinte forma:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m, \text{ onde } c, n \text{ e } m \text{ são obtidos na literatura.}$$



Exemplo dos resultados experimentais para convecção forçada

Relembrando: $Re = \frac{V\rho L_c}{\mu}$ e $Pr = \frac{\mu c_p}{k}$

Número de Reynolds está ligado com a turbulência do fluxo do fluido usado na troca de calor

Se o número de Prandtl for muito baixo é como se fosse um metal líquido com alta difusividade térmica e com alta viscosidade.

*Resistência térmica: os cálculos de transferência de calor podem ser considerados simplificados ao se adotar uma analogia entre a taxa de transferência de calor e a corrente elétrica

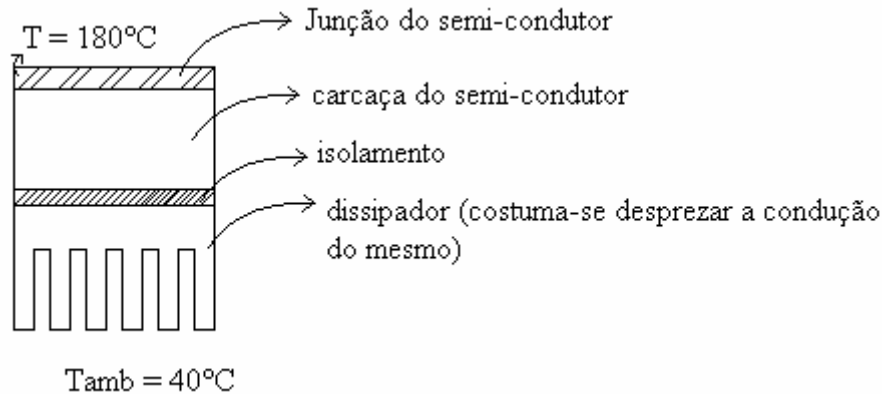
$$I = \frac{E}{R}, \quad Q = \frac{\Delta T}{R_{\text{térmica}}}$$

Linearizando a transferência de calor por radiação, tem-se:

$$Q \begin{cases} \frac{k}{L} \cdot A \cdot \Delta T \\ \bar{h}_c \cdot A \cdot \Delta T \text{ ou seja, } R_{\text{térmica}} \\ \bar{h}_h \cdot A \cdot \Delta T \end{cases} \begin{cases} \frac{L}{kA} \rightarrow \text{condução} \\ \frac{1}{\bar{h}_c \cdot A} \rightarrow \text{convecção} \\ \frac{1}{\bar{h}_h \cdot A} \rightarrow \text{radiação} \end{cases}$$

Com base nesse conceito, pode-se resolver facilmente problemas que combinem mais de um modo de transferência de calor.

Exemplo:



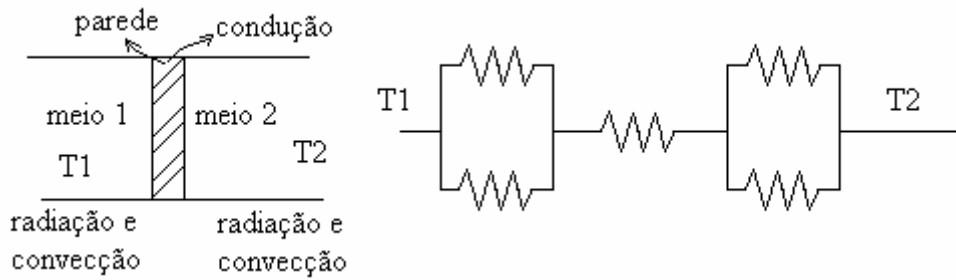
$$Q = \frac{140}{R_{\text{tcarc}} + R_{\text{tterm isol}} + R_{\text{tdissip}}} \rightarrow 3\text{kW} = \frac{140}{0,18 + 0,5 + R_{\text{tdissip}}} \rightarrow R_{\text{tdissip}} = 46\text{K/kW}$$

$$46 = \frac{1}{\bar{h}_c \cdot A}, \text{ estimando } \bar{h}_c = 2\text{W/m}^2 \cdot \text{K}, \quad A = \left(\frac{45,98}{100} \cdot 2 \right)^{-1} = 10,87\text{m}^2$$

Adotando convecção forçada para o ar:

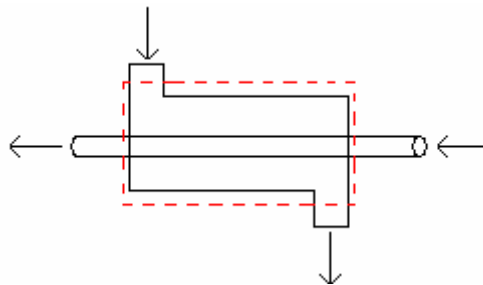
$$\bar{h}_c = 100\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$46 = \frac{1000}{100 \cdot A}, \quad A = 0,217\text{m}^2$$



TROCADORES DE CALOR

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado utilizam extensivamente trocadores de calor.



$$Q = \frac{\Delta T}{R_{\text{total}}}$$

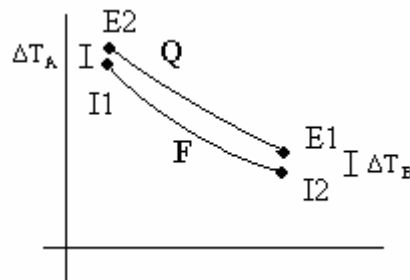
$$R_{\text{total}} = \frac{1}{\bar{h}_1 \cdot A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{\bar{h}_2 \cdot A_2}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} : \text{diferença média logarítmica de temperatura.}$$

Balço de 1ª Lei:

$$Q = m \cdot c_{pi} \cdot (T_{I1} - T_{I2})$$

$$Q = m \cdot c_{pe} \cdot (T_{E1} - T_{E2})$$



2.19 Processos de Transferência de calor no corpo humano

Como o condicionamento de ar tem por objetivo proporcionar conforto térmico às pessoas, torna-se necessário abordarmos os mecanismos de transferência de calor no corpo humano.

Para que o corpo humano mantenha sua temperatura ele deve rejeitar calor, pois apenas uma pequena parte das calorias que ingerimos é convertida em trabalho,

enquanto que a maior parte é rejeitada sob a forma de calor. O calor gerado nas células é transferido pelo corpo através do sistema vascular e liberado pela pele.

Em regime permanente (equilíbrio térmico do corpo) o calor produzido pelo metabolismo deve ser igual ao rejeitado por convecção, radiação, evaporação e pela transferência de energia associada à respiração. Se em um dado momento isto não ocorrer, a temperatura do corpo varia e tem-se um armazenamento de energia. Nesta condição, tem-se:

$$M = E + R + C + B + S$$

Sendo:

M: o calor gerado pelo metabolismo, W;

E: a perda de calor por evaporação, W;

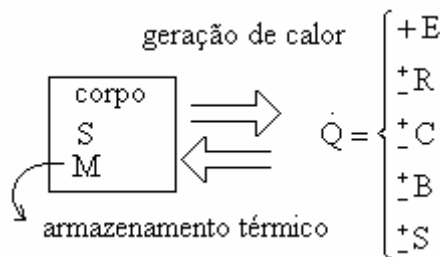
R: a transferência de calor por radiação, W;

C: por convecção, W;

B: respiração, W ($m(h_e - h_s)$);

S: taxa de variação de energia armazenada no corpo, W ($\int mc_p \Delta T$).

O termo relacionado à evaporação representa uma liberação de energia pelo corpo, enquanto que os demais podem ser positivos ou negativos, dependendo das condições.



2.20 Metabolismo

O metabolismo é o processo pelo qual nosso corpo converte a energia dos alimentos em trabalho e calor. A eficiência térmica máxima do corpo é de 15, 20 % durante curtos períodos de tempo. Durante uma atividade leve, esse valor cai para cerca de 1%.

A taxa de liberação de calor por um ocupante de um ambiente condicionado pode variar de 120 W para uma pessoa em atividade leve até 440W para o caso de uma atividade pesada:

$$120W < M < 440W$$

O calor gerado pelos ocupantes de um ambiente deve ser levado em conta durante os cálculos de carga térmica.

2.21 Convecção

O termo C do balanço de energia pode ser descrito como:

$$C = h_c \cdot A \cdot (T_p - T_A)$$

Onde:

A é a área da superfície do corpo (1,5 a 2,5 m²)

T_p é a temperatura da pele ou da roupa da pessoa

T_A é a temperatura do ar

h_c é o coeficiente convectivo médio que depende de velocidade do ar que circula no ambiente (V).

(h para convecção natural é $h \cong 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)

Para convecção forçada tem-se:

$$h_c = 13,5V^{0,6}$$

Onde V é a velocidade do ar em m/s e h_c está dado em $8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

A temperatura da pele varia de 31°C para partes nuas e 33°C para partes cobertas por roupas. A temperatura da roupa situa-se entre a da pele e a do ambiente.

Cálculo do coeficiente de convecção da sala de aula:

Convecção Natural	Convecção Forçada
$h \approx 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	$V = 1 \text{ m/s}$
$T_s = 32^\circ\text{C}$	$h_c = 1.4^{0,6} = 13,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
$T_A = 25^\circ\text{C}$	$C = 13.2.13,5.7$
$C = 13 \text{ pessoas} \cdot 2 \text{ m}^2 \cdot 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 7\text{K}$	$C = 2457 \text{ W}$
$C = 1456 \text{ W}$	Redução em E de 1kW

O consumo do ventilador para aumentar o h_c é viável para uso com ar? SIM!

2.22 Radiação

Nem todas as partes do corpo irradiam para o meio, pois algumas irradiam para o próprio corpo. Desse modo, a área efetiva de radiação do corpo é de cerca de 70% de sua área total.

A temperatura radiante média do corpo é, geralmente, muito próxima à do ambiente, exceto quando o corpo é submetido à isolamento.

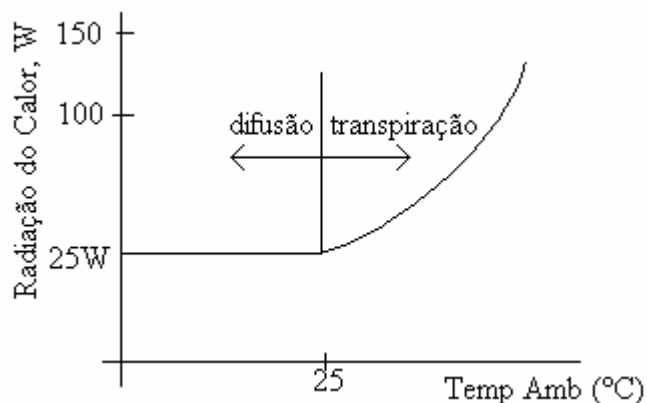
2.23 Evaporação

A remoção de calor por evaporação sempre constitui um meio de remoção de calor sendo, portanto, muito importante para o controle térmico do corpo.

O corpo “molha a pele através de dois mecanismos:

*difusão → constante (difusão tem ligação com a concentração)

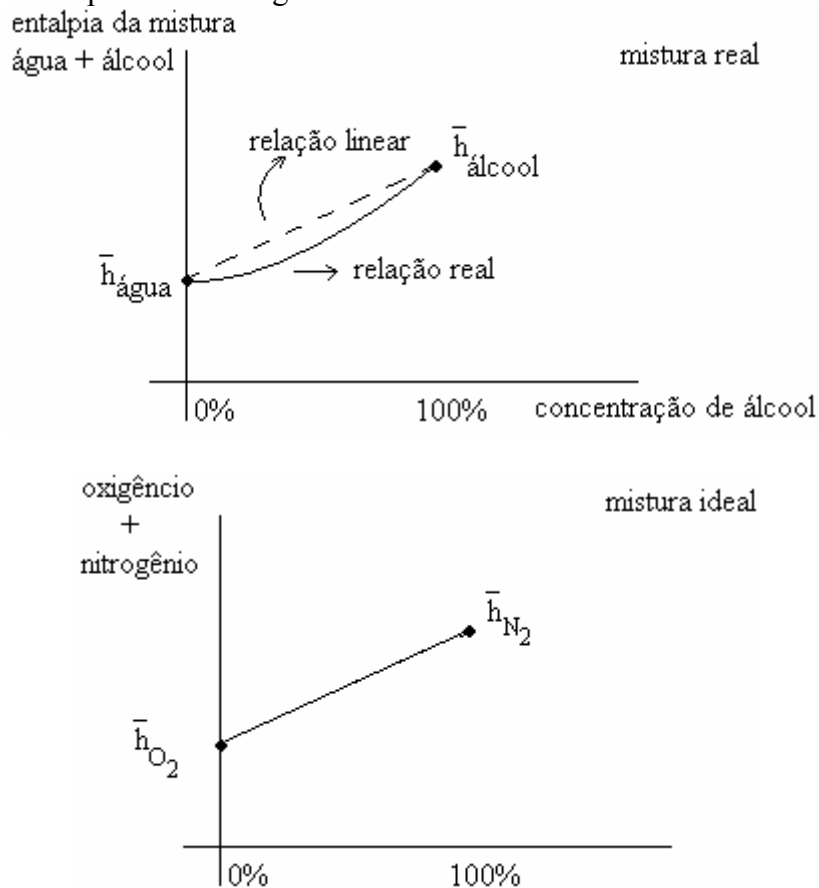
*transpiração → controlada.



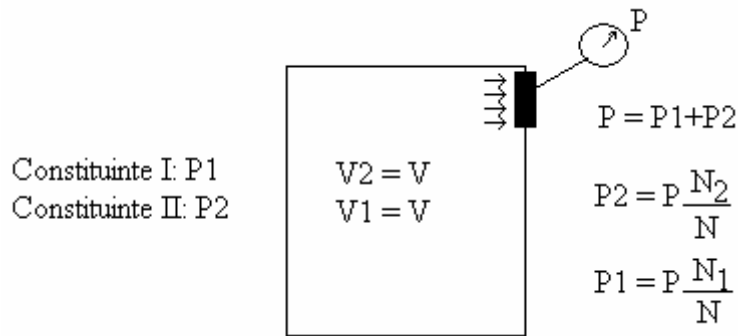
- 2.1 na saída tem um separador de líquido; balanço de massa com fluxo de entalpia
- 2.3: Equação de Bernoulli; coeficiente de descarga: percentagem do que sai pelo que entra
- 2.4: Vapor de água saturado é similar ao do gás ideal
- 2.6: Convecção a partir da relação
- 2.7: Conforto térmico: 25°C
- 2.8 Processo de difusão da água do corpo para o ar.

Capítulo III – Psicometria e transferência de calor com superfície molhada

A psicometria é o estudo das propriedades e processos que envolvem a mistura entre o ar e o vapor de água, ou seja, o ar úmido. As misturas podem ser reais ou ideais. Em uma mistura ideal, as suas propriedades obedecem uma relação linear com relação a concentração dos seus componentes, enquanto para misturas reais essa relação não é linear. Isto é exemplificada da seguinte forma:



Modelo de Dalton: Segundo o modelo de Dalton, cada constituinte de uma mistura de gases ideais ocupará todo o volume disponível para essa mistura e uma pressão parcial correspondente à sua participação na mistura em termo dos números de entidades elementares (átomos ou moléculas).



P e V: pressão total e o volume ocupados pela mistura;

N: Número total de Mol da mistura;

Pi: é a pressão parcial de cada constituinte, no caso, P₁ e P₂

T_i = T

A participação de cada constituinte $\frac{N_i}{N}$ é chamada de fração molar = y_i

Uma mistura de gases ideais comporta-se como uma mistura ideal, de modo que suas propriedades intensivas podem ser ponderadas linearmente a partir das concentrações de seus componentes

$$P = \sum_{i=1}^n P_i = P \cdot \sum_{i=1}^n y_i, \text{ ou seja, } \sum_{i=1}^n y_i = 1$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^n y_i h_i; \bar{s} = \sum_{i=1}^n y_i s_i = \sum_{i=1}^n y_i \left(\bar{s}_i^\circ - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{P_i}{P_0} \right) \right)$$

$$M = \sum_{i=1}^n y_i M_i; \bar{R} = \frac{\bar{R}}{M}$$

OBS: \bar{h} e \bar{s} são dados em base molar. P₀ é a pressão de referência (1atm)

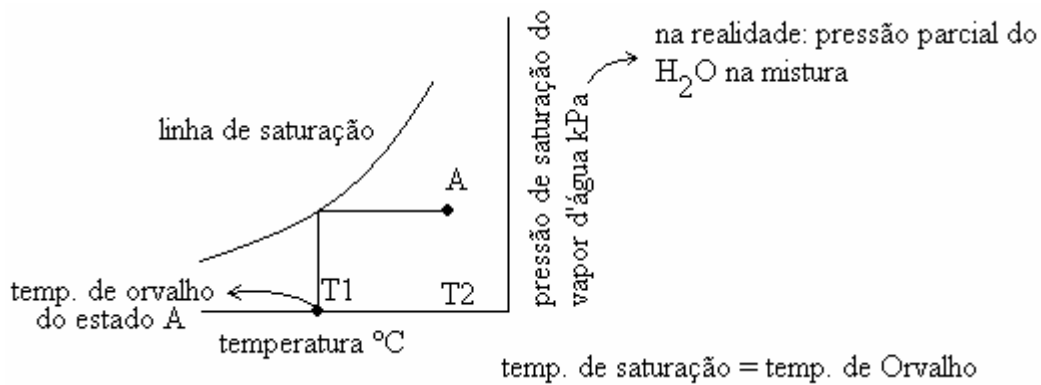
A CARTA PSICROMÉTRICA

As propriedades termodinâmicas do ar úmido podem ser encontradas utilizando-se as relações termodinâmicas descritas há pouco, ou utilizando-se diagramas construídos a partir delas. Esses diagramas recebem o nome de cartas Psicrométricas e podem ser facilmente encontradas na literatura.

Nota: A diferença de altitude influencia devido ao volume específico presente na carta.

Cada carta corresponde a uma determinada pressão barométrica e possui, nessa pressão, uma precisão adequada para cálculos de engenharia. Será dado, a seguir, uma descrição dos componentes de uma carta psicrométrica e dos cálculos envolvidos em sua obtenção.

1 – A linha de saturação:

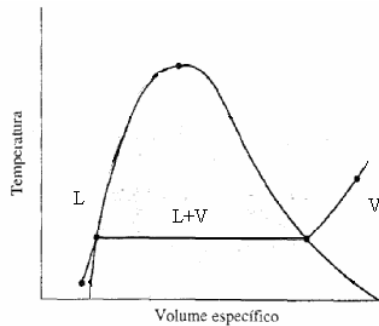


$T_2 > T_1$: resfriando a pressão constante até encontrar a linha de saturação.

Logo, para essa temperatura de “orvalho” = T_1 nós, pelas tabelas de vapor saturado, teremos a pressão parcial do vapor d’água.

Quando a pressão parcial da água no ar úmido supera a pressão de vapor da água para uma dada temperatura tem-se a condensação do vapor de água. Nesse caso diz-se que o ar está saturado, ou seja, ele não pode deixar a concentração de vapor de água sem que ocorra condensação; Os estados nos quais o ar está saturado são indicados pela linha de saturação na carta psicrométrica.

Para o vapor de água:



*A medida que a água se condensa a pressão Parcial diminui.

A temperatura de orvalho de um estado é a temperatura na qual ocorre a saturação do ar para a pressão parcial do vapor de água desse estado.

3.4 Umidade relativa (ϕ)

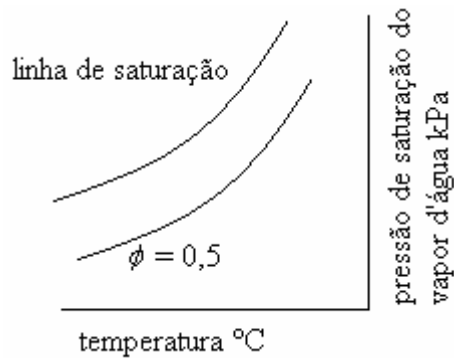
A umidade relativa é definida como a razão entre a fração molar do vapor na mistura que constitui o ar úmido e a fração molar máxima que poderia ser ocupada por esse vapor, a qual, conforme se demonstrou há pouco é dada por:

$$y_{H_2O}^{\text{máx}} = \frac{P_{\text{sat}}(T_{\text{ar}})}{P_{\text{barométrica}}}$$

Pode-se escrever, ainda:

$$\phi = \frac{y_{H_2O}}{y_{H_2O}^{\text{máx}}} = \frac{P_{H_2O}}{P_{\text{sat}}(H_2O, T)}$$

As linhas de umidade relativa também estão presentes na carta psicrométrica. Essas linhas são aproximadamente paralelas à linha de saturação.



UMIDADE ABSOLUTA (ω)

A umidade absoluta ω é a massa de vapor de água contida em 1kg de ar seco. As propriedades termodinâmicas intensivas que aparecem na carta psicrométrica são dadas em base de massa de ar seco. Considere-se o ar seco e o vapor de água dos gases ideais, e que sua mistura seja uma mistura ideal, tem-se:

$$P_a \cdot V = m_a R_a T \rightarrow a: \text{ar seco}$$

$$P_s \cdot V = m_s R_s T \rightarrow s: \text{vapor de água}$$

$$\omega = \frac{m_s}{m_a} = \frac{\frac{P_s}{R_s}}{\frac{P_a}{R_a}} = \frac{P_s}{P_t - P_s} \cdot \frac{R_s}{R_a}; P_t: \text{pressão barométrica}$$

Onde:

ω : umidade absoluta (kgs/kg)

V: volume arbitrário para mistura

T: temperatura arbitrária para a mistura

P_t : pressão atmosférica $P_t = P_a + P_s$

P_a : pressão parcial do ar seco

R_a : constante dos gases para ar seco ($R_a = 2875\text{J/kg.K}$)

R_s : constante dos gases para vapor d'água ($R_s = 461,5\text{J/kg.K}$)

Com esses valores:

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{P_s}{P_t - P_s}, \text{ onde } P_t \text{ é fixo para cada carta.}$$

Logo, a umidade absoluta ω pode ser aplicada no eixo das ordenadas da carta.

Exemplo: Ar a $P_t = 101,3\text{kPa}$, $\phi = 60\%$, $T = 26^\circ\text{C}$

$$P_s^{\text{máx}} = P_{\text{sat}}(26^\circ\text{C}) = 3,36\text{kPa}$$

$$P_c = 0,6 \cdot 3,36 = 2,016\text{kPa}$$

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{2,016}{101,3 - 2,016} = 12,63 \text{ g vapor/kg ar seco}$$

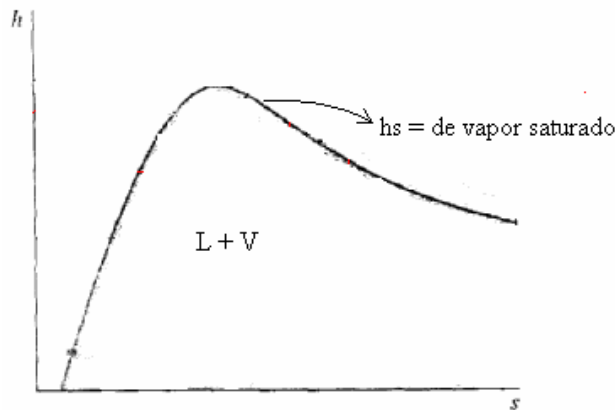
3.6 A Entalpia

De acordo com as hipóteses consideradas, a entalpia do ar úmido é dada pela soma das contribuições de ar seco e do vapor d'água. Considera-se 0°C como a temperatura de referência para o ar e 0°C de líquido saturado para a água.

A entalpia do ar úmido é dada por:

$h = c_p \cdot T + \omega h_g$; $c_p \cdot T$ é a contribuição do ar seco e ωh_g é a contribuição do vapor em base de ar seco. Onde c_p é o calor específico a temperatura constante do ar seco, T é a temperatura da mistura (°C) e h_g é a entalpia do vapor saturado na mistura (kJ/kg)

PS: O calor específico do ar = 1,006 a 0°C e 1,009 a 50°C, ou seja, $c_p \cong 1,007$.



$$h_{\text{vapor sup}} \cong h_g$$

$h = c_p \cdot T + \omega h_g$. As linhas de entalpia constante na carta psicrométrica são construídas a partir da equação acima. Por exemplo: determine o ponto na qual a entalpia é de 60kJ/kg e a temperatura é de 25°C.

$$h = c_p \cdot T + \omega h_g \text{ . Estado } \begin{cases} T \\ \omega \end{cases}$$

$$h_g \cong h(v_s, 25^\circ\text{C}) = 2547,3\text{kJ/kg ar}$$

$$60\text{kJ/kg} = 1,007\text{kJ/kg} \cdot 25\text{K} + \omega \cdot 2547,3\text{kJ/kg}$$

$$\omega = 13,67\text{gs/kg}$$

Conferindo esse valor na carta pg 47

$$(1) 25^\circ\text{C} \rightarrow (2) 60\text{kJ/kg} \rightarrow (3) \omega = 13,67$$

Da carta psicrométrica verifica-se que as linhas de entalpia constante cruzam a carta na diagonal no sentido do quadrante 2 pro 4. E são marcadas à esquerda da linha de saturação e à direita do eixo da umidade absoluta

3.7 O volume específico

A aplicação da equação de estado para o ar seco e para o vapor de água resulta em:

$$(1) P_a \cdot V_a = m_a \cdot R_a \cdot T$$

$$(2) P_s \cdot V = m_s \cdot R_s \cdot T$$

De (1) tem-se:

$$\frac{V_a}{m_a} = \frac{R_a \cdot T}{P_a} = \frac{R_a \cdot T}{P_t - P_s} \Rightarrow \frac{R_a \cdot T}{P_t \cdot \frac{P_t - P_s}{P_t}} = \frac{R_a \cdot T}{P_t - P_t \cdot \phi}$$

$$v = \frac{R_a \cdot T}{P_t \left(1 - \frac{P_s}{P_t}\right)} \cdot \text{Dividindo-se (1) e (2): } \frac{P_s}{P_t} = \frac{m_s}{m_a} \cdot \frac{R_s}{R_a} = \omega \frac{R_s}{R_a}$$

$$v = \frac{R_a \cdot T}{P_t \left(1 - \omega \frac{R_s}{R_a}\right)}$$

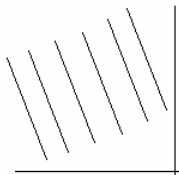
Também é possível traçar linhas de volume específico constante na carta psicrométrica variando-se ω e T.

Para $\phi = 60\%$ e $T = 25^\circ\text{C}$.

$$v = \frac{0,287 \text{kJ/kgK} \cdot (25 + 273,15) \text{K}}{101,325 \text{kPa} \left(1 - \frac{0,4615 \text{kJ/kgs}}{0,287 \text{kJ/kg}} \cdot 12,6 \cdot 10^{-3} \text{kgs/kg}\right)}$$

$$v = 0,862 \text{m}^3 / \text{kg}$$

Com esse procedimento podem-se traçar linhas de volume específicos constante, que assumem a seguinte forma na carta psicrométrica

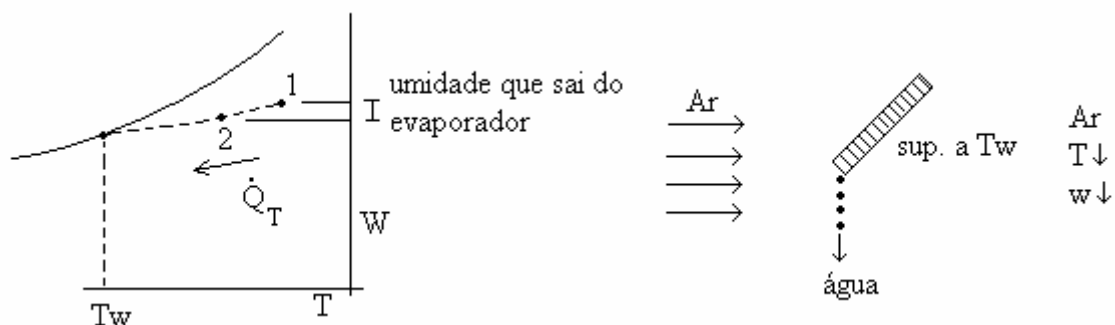


$$\text{Ar úmido: } v = 1 \text{m}^3 / \text{kg}$$

$$V_{\text{vapor H}_2\text{O a } 25^\circ\text{C}} = 43,359 \text{m}^3 / \text{kg}$$

3.8 Transferência simultânea de calor e massa: A Lei da Linha Reta

A última propriedade a ser considerada é a temperatura de bulbo úmido. O entendimento dessa propriedade demanda conhecimento do problema da parede úmida, na qual ocorre a transferência simultânea de calor e massa. A Lei da Linha Reta estabelece que quando o ar úmido troca calor e massa (H_2O) com uma superfície molhada, o estado do ar na carta psicrométrica tende para a temperatura da superfície úmida na linha de saturação.

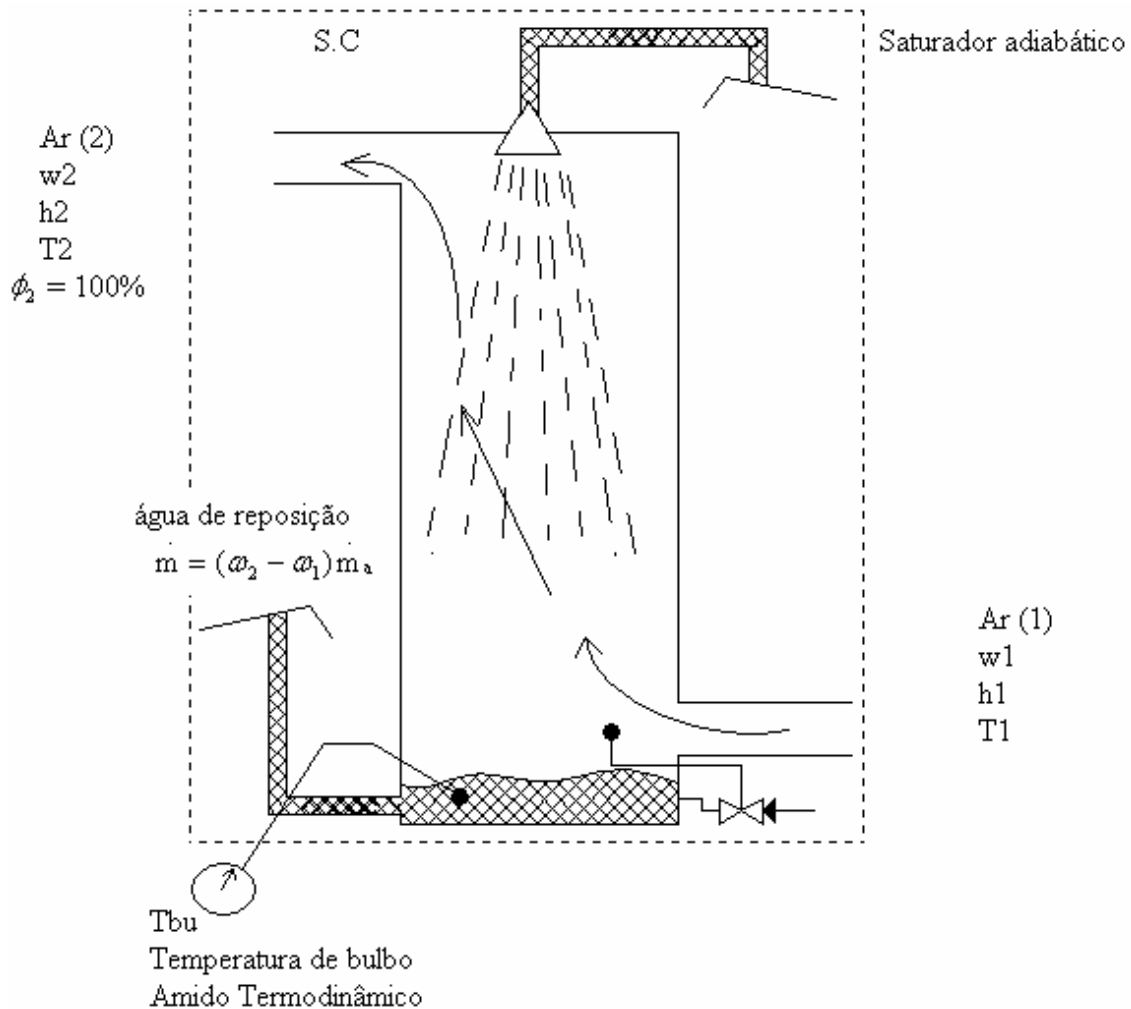


3.9 Saturação Adiabática e Temperatura de Bulbo úmido Termodinâmica

Caso o ar circule em um aparelho onde haja uma névoa de água, cuja área de superfície seja extensa, pode-se considerar que o ar deixa o equipamento em uma condição de equilíbrio com a água. Nesse equipamento todas as paredes são adiabáticas e a água evaporada é resposta na mesma temperatura do reservatório.

Quando este sistema atinge o regime permanente, diz-se que a temperatura do seu reservatório é a temperatura de bulbo úmido termodinâmica. Para cada estado do ar o reservatório atingiria uma determinada temperatura de bulbo úmido, que pode ser estimada por meio do seguinte balanço de energia:

$h_1 = h_2 - (\omega_1 - \omega_2)h_{1s}$, onde h_{1s} é a entalpia do líquido saturado à temperatura de bulbo úmido termodinâmico do estado:



BALANÇO DE MASSA:

Ar seco:

$$\frac{dm_a}{dt} = m_{a1} - m_{a2}, \text{ como o equipamento está em regime permanente: } \frac{dm_a}{dt} = 0.$$

$$m_{a1} = m_{a2}$$

$$\text{Água: } \frac{dm_w}{dt} = m_{w1} - m_{w2} + m_{w \text{ reposição}}$$

Logo, $m_w \text{ reposi\c{c}ao} = m_{w2} - m_{w1}$

$$\frac{m_w \text{ reposi\c{c}ao}}{m_{ar}} = \omega_2 - \omega_1$$

BALANÇO DE ENERGIA:

$$\frac{dE_{v.c}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + m_1 h_1 - m_2 h_2 + m_w \text{ reposi\c{c}ao} \cdot h_{ls} \text{ (TBU)}$$

Cancelando os termos:

$$m_1 h_1 - m_2 h_2 + m_w \text{ reposi\c{c}ao} \cdot h_{ls} \text{ (TBU)} = 0$$

Trabalhando em base de ar seco:

$$m_a h_1 = m_{a2} h_2, \text{ onde } h \text{ é a entalpia em base de ar seco.}$$

$$m_a h_1 - m_a h_2 + m_a (\omega_2 - \omega_1) \cdot h_{ls} \text{ (TBU)} = 0$$

$$h_1 = h_2 - (\omega_2 - \omega_1) \cdot h_{ls} \text{ (TBU)}$$

O processo de saturação adiabática na carta psicrométrica:

Considere-se o seguinte estado para o ar úmido

$$T = 25^\circ\text{C}$$

$$\phi = 60\%$$

tem-se nesse estado, $h_1 = 55,8 \text{ kJ/kg}$. Substituindo-se no balanço de energia:

$$55,8 - h(\phi = 100\%, T = \text{TBU}) + [\omega(\phi = 100\%, T = \text{TBU}) - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot h_{ls} \text{ (TBU)} = y$$

Determinar TBU numericamente:

$$\frac{\partial y}{\partial \text{TBU}} = \frac{y_1 - y_0}{\text{TBU}_F - \text{TBU}_0} (y_1 = 0) \Rightarrow \text{TBU}_F = \text{TBU}_0 - \frac{y_0}{\frac{\partial y}{\partial \text{TBU}}}$$

Chute inicial:

$$\text{TBU}_0 = 22^\circ\text{C}$$

$$y_0 = 55,8 - 65 + [17 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot 92,23$$

$$y_0 = 87,39$$

Matriz jacobiana \rightarrow Derivada por Diferenças finitas.

$$\frac{\partial y}{\partial \text{TBU}} = \frac{y_{24^\circ\text{C}} - y_{20^\circ\text{C}}}{24^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}$$

$$\Rightarrow \frac{55,8 - h(\phi = 100\%, 24^\circ\text{C}) + [\omega(\phi = 100\%, 24^\circ\text{C}) - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot h_{ls} (24^\circ\text{C})}{4} -$$

$$\frac{55,8 - h(\phi = 100\%, 20^\circ\text{C}) + [\omega(\phi = 100\%, 20^\circ\text{C}) - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot h_{ls} (20^\circ\text{C})}{4}$$

$$\frac{\partial y}{\partial \text{TBU}} = \frac{55,8 - 72,9 + [19 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot 100,59 - \{55,8 - 57 + [29,29 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}] \cdot 83,86\}}{4}$$

$$\frac{\partial y}{\partial \text{TBU}} = -3,86$$

$$\text{Assim: } \text{TBU}_F = 22 - \frac{-8,739}{-3,86} = 19,736^\circ\text{C}$$

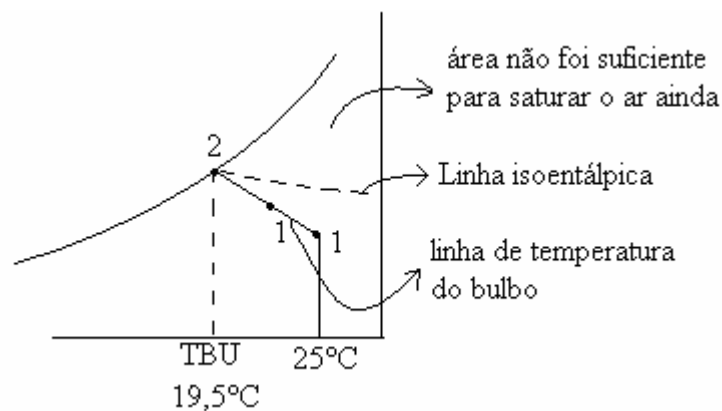
Chute: $TBU_0 = 19,736^\circ\text{C}$

$$\left. \frac{\partial y}{\partial TBU} \right|_{19,5}^{20}$$

Da carta tem-se $TBU = 19,5^\circ\text{C}$

As linhas de TBU na carta psicrométrica.

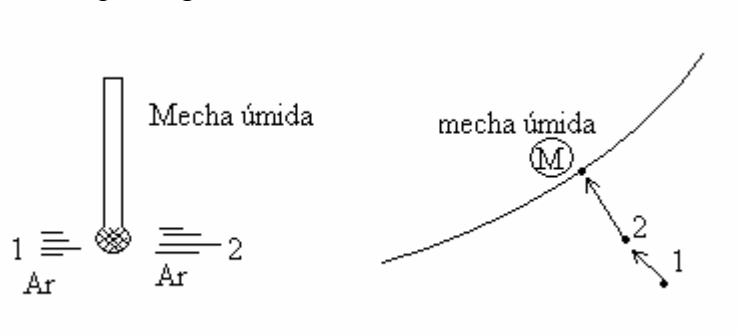
3.10 Processo



3.11 O termômetro de bulbo úmido

O saturador adiabático não é um equipamento facilmente transportável, e, portanto, torna-se inconveniente quando se tem a necessidade de se realizar medidas freqüentes. Neste caso, um termômetro com o bulbo coberto por uma mecha úmida é mais conveniente. Apesar de a área da mecha ser finita, devido a lei da linha reta o termômetro de bulbo úmido indica uma temperatura muito próxima da temperatura de bulbo úmido termodinâmica.

Como a área da mecha é finita, o ar que a deixa não é saturado, e sua passagem pode ser representada pela figura abaixo:



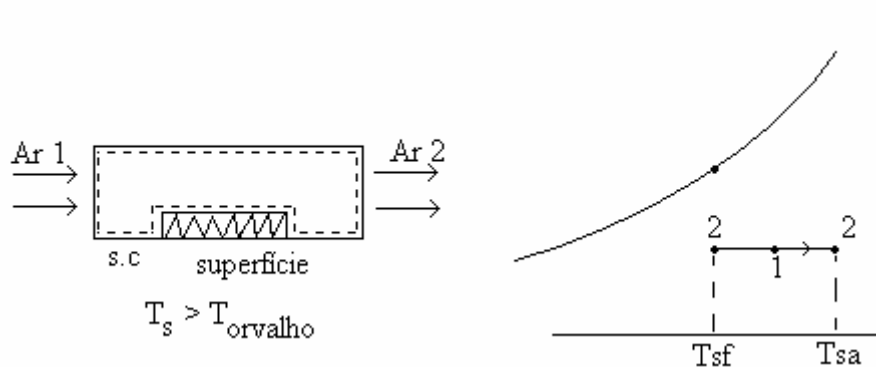
Se houvesse área úmida o suficiente o ar sairia do estado saturado (M), mas como não há, ele sai num estado intermediário (2), contudo, a superfície úmida deverá

ter sua temperatura igual a temperatura de bulbo úmido termodinâmico devido a lei da linha reta. Logo, o termômetro indica TBU do estado (1).

3.12 Processos

Os processos em ar úmido têm sua representação facilitada empregando-se a carta psicrométrica, que também pode ser utilizada para a determinação de propriedades. Alguns dos processos mais comuns serão vistos a seguir.

1. Processos de resfriamento e aquecimento (sem transferência de massa).



Balanço de massa:

$$m_{a1} = m_{a2}; m_{s1} = m_{s2}$$

Logo, $\omega_1 = \omega_2$

Balanço de Energia: $\frac{dE}{dt} = Q - W + m h_e - m h_s$

$$\frac{Q_{sup}}{m_a} = h_2 - h_1$$

$$Q_{sup} = h \cdot A \cdot (T_{sup} - T_1)$$

2. Processo de Umidificação

Algumas vezes é necessário aumentar a umidade do ar que circula em um ambiente. Para isto, pode-se injetar água líquida ou vapor d'água. A temperatura com a qual o ar deixa o umidificador depende do estado em que é introduzida. Quando se introduz vapor superaquecido, a umidade relativa e a temperatura de bulbo seco se elevam. Quando se borriafa água líquida a umidade relativa se eleva e a temperatura de bulbo seco do ar na saída é menor que a do ar na entrada. Este princípio é aplicado nos condicionamentos de ar evaporativos.

*Balanço de massa em regime permanente

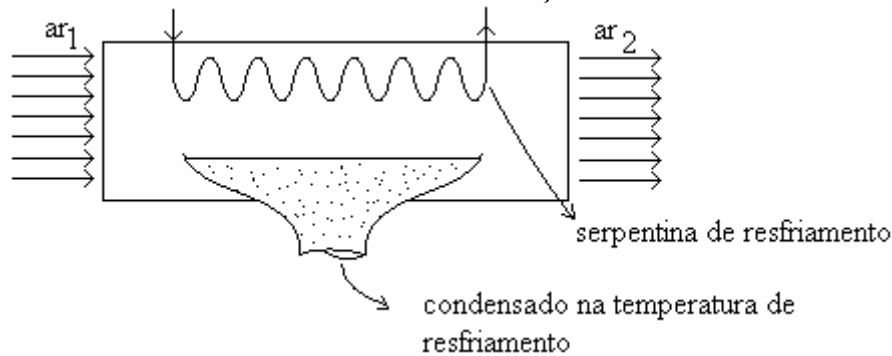
$$m_{a1} = m_{a2} + m_{H_2O inj} = m_{s2}, \text{ se } \phi_2 < 1 \text{ dividindo-se por } m_a, \text{ tem-se:}$$

$$\omega_1 + \frac{m_{H_2O inj}}{m_{ar}} = \omega_2$$

*Balanço de Energia em Regime permanente

$$Q - m_a (h_2 - h_1) + m_{w inj} \cdot h_{w inj} = 0$$

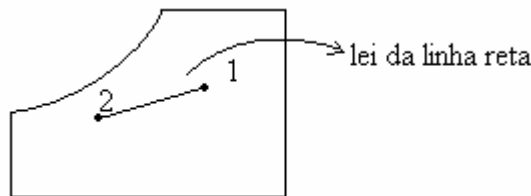
3. Processo de Resfriamento e desumidificação



$$T_{\text{sup líquida}} < T_{\text{orvalho}}$$

$$(1) T_1, \omega_1, h_1, v_1$$

$$(2) T_2, \omega_2, h_2, v_2$$



Quando o ar é resfriado por uma superfície que se encontra a uma temperatura abaixo da sua temperatura de orvalho, uma parte da umidade desse ar é condensada na superfície e tem-se, portanto, um processo de resfriamento desumidificado do ar. Durante o modelamento desse processo, é conveniente considerar que o vapor de água, que condensa na superfície da serpentina deixa esse equipamento na mesma temperatura da superfície da serpentina, ou seja, em equilíbrio térmico com a serpentina. Esse líquido comprimido pode ter suas propriedades aproximadas do líquido saturado na mesma temperatura. As propriedades do ar que sai da serpentina de resfriamento e desumidificação podem ser avaliadas através da carta psicrométrica, aplicando-se a lei da linha reta. Em regime permanente, tem-se:

*Balanço de massa:

$$\frac{dm_{a.v.c}}{dt} = m_{a1} - m_{a2} \rightarrow m_{a1} = m_{a2} = m_{ar}$$

Vapor líquido de H_2O .

$$\frac{dm_{s.v.c}}{dt} = m_{s1} - m_{s2} - m_{cond}, \text{ dividindo-se pela massa de ar seco:}$$

$$\omega_1 - \omega_2 - \frac{m_{cond}}{m_{s2}} = 0$$

*Balanço de Energia (hipóteses – sistema adiabático)

$$\frac{dE}{dt} = m_{a1} h_1 - m_{a2} h_2 - m_{cond} (Líq. Sat, Tsu) + m_f (h_e - h_s)$$

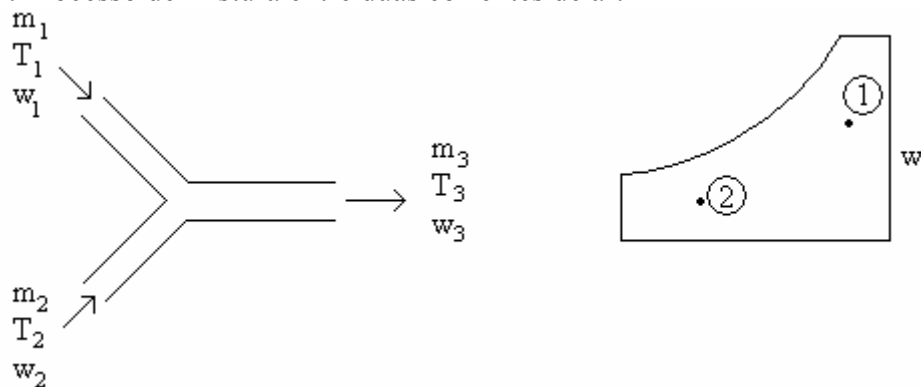
$$(1) h_1 - h_2 - (\omega_1 - \omega_2) h_{H_2O} (Líq. Sat, Tsu) = \frac{m_f}{m_a} (h_s - h_e)$$

$$(2) h_1 - h_2 - (\omega_1 - \omega_2)h_{H_2O}(\text{Liq. Sat, Tsu}) = \frac{\dot{Q}_{\text{serpentina}}}{\dot{m}_a}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\text{Vazão de ar (m}^3/\text{s)}}{v \text{ (m}^3/\text{kg)}}$$

Nota: o sistema foi considerado adiabático.

4. Processo de mistura entre duas correntes de ar:



A mistura entre duas correntes de ar é um processo muito comum em aplicações de refrigeração e ar condicionado. Para um processo adiabático e em regime permanente obtém-se as seguintes equações:

Balanço de massa:

$$\text{Ar seco: } m_{a1} + m_{a2} = m_{a3}$$

$$\text{Vapor: } m_{s1} + m_{s2} = m_{s3}$$

$$m_{s3} = m_{a3} \cdot \omega_3 \rightarrow m_{a3} \cdot \omega_3 = m_{a1} \cdot \omega_1 + m_{a2} \cdot \omega_2$$

$$(m_{a1} + m_{a2}) \cdot \omega_3 = m_{a1} \cdot \omega_1 + m_{a2} \cdot \omega_2$$

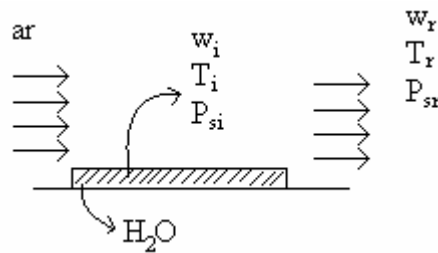
Balanço de energia:

$$\frac{dE}{dt} = m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2 - m_{a3} h_3, \text{ então, para regime permanente:}$$

$$(m_{a1} + m_{a2})h_3 = m_{a1} h_1 + m_{a2} h_2$$

Nota: os m e h estão em base de ar seco.

3.14 Transferência de calor sensível e latente em uma parede úmida



Quando o ar escoa ao longo de uma superfície úmida, pode ocorrer simultaneamente a transferência de calor sensível e latente. Se $T_A \neq T_B$ haverá transferência de calor, enquanto que se $P_{si} \neq P_{sr}$ haverá uma transferência de massa (vapor de água). Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário à vaporização ou condensação de água. Assim, se ocorrer condensação de vapor de água do ar, calor latente deve ser removido da água. Se ocorrer vaporização da água o calor latente deve ser removido do ar.

A transferência de calor sensível por convecção do ar para a água é dada por:

$$dq_s = h_c \cdot dA \cdot (T_i - T_r)$$

Onde, q_s é a taxa de transferência de calor sensível W, h_c o coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 K$).

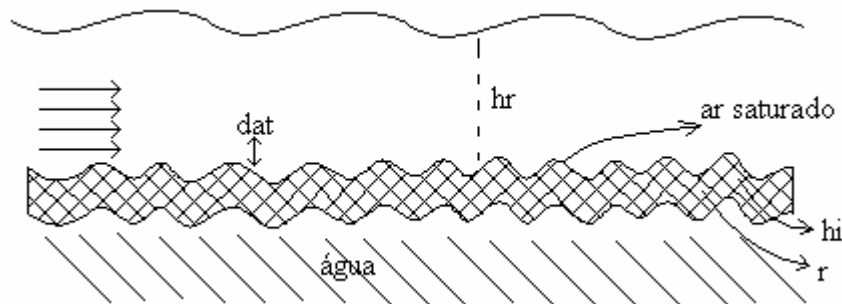
A transferência de massa do ar para a água é proporcional à diferença entre suas pressões parciais de vapor e, portanto, à diferença entre as umidades absolutas.

$$dq_i = h_d \cdot dA \cdot (\omega_i - \omega_r) h_{lv}$$

A relação entre h_c e h_d se dá por: $h_d = \frac{h_c}{c_{pu}}$, c_{pu} é o calor específico do ar úmido.

$$c_{pu} = c_p + \omega_a \cdot c_{ps}$$

3.15 Potencial de Entalpia



O potencial de entalpia pode ser empregado na determinação do calor total trocado em processos onde há contato da água com o ar:

$$dq_i = dq_s + dq_L$$

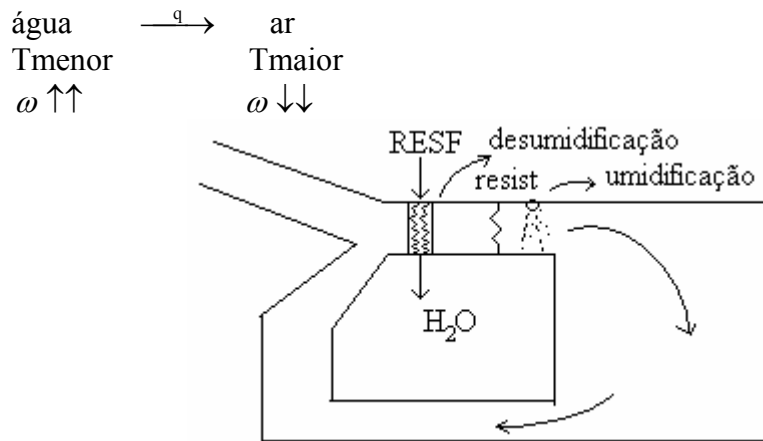
$$\text{Eq. 3.8: Calor sensível da água para o ar: } dq_s = h_c \cdot dA (T_i - T_r)$$

$$\text{Eq. 3.9: Calor latente da água para o ar: } dq_L = h_o \cdot dA \cdot h_{LV} (\omega_i - \omega_r)$$

$$dq_i = \frac{h_c \cdot dA}{c_{pu}} (h_i - h_r), \text{ o termo } (h_i - h_r) \text{ é o potencial de entalpia. Essa equação}$$

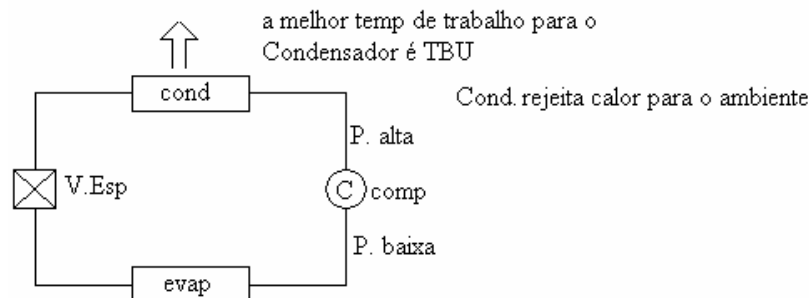
dá o calor total trocado na superfície ar-água.

Água para o ar:



CAPÍTULO XIX – Torres de resfriamento e condensadores Evaporativos

Os sistemas térmicos costumam rejeitar calor para o ambiente. As torres de resfriamento constituem uma alternativa compacta para dissipação de calor para atmosfera.

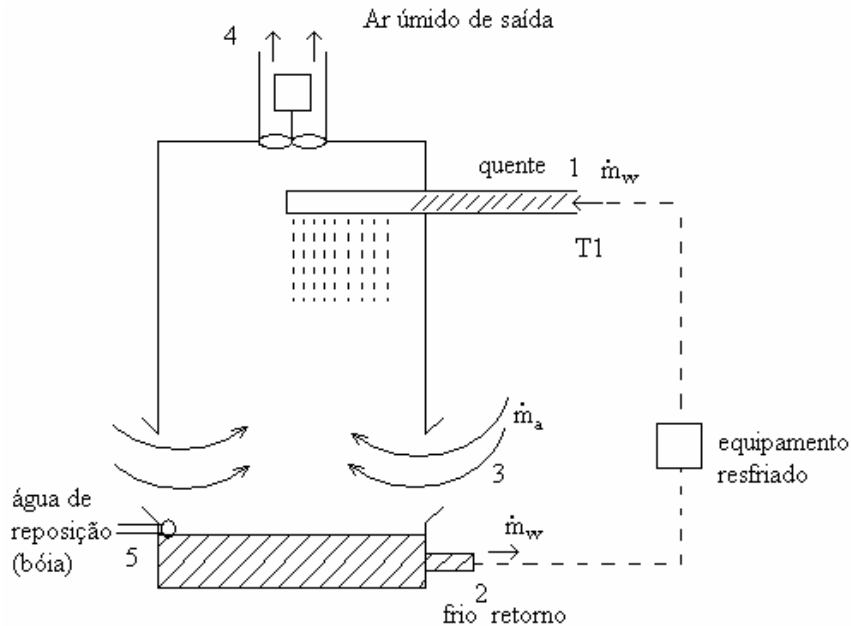


Além disso, o princípio do saturador adiabático também pode ser aplicado em casos nos quais seja necessária a obtenção de água em uma temperatura inferior a do ambiente, onde essa temperatura é a de TBU do ar ambiente. Um caso típico é o do condensador evaporativo.

MODELAGEM DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Duas abordagens podem ser adotadas ao se estudar uma torre de resfriamento: pode-se medir os estados do ar e da água que cruzam uma torre em operação e verificar aspectos como a taxa de reposição de água e o estado do ar na entrada e na saída da torre, a temperatura que a água deixa a torre, aplicando-se o balanço de massa e energia. A outra abordagem consiste em aplicar a equação potencial de entalpia para uma torre, integrando-a ao longo desse equipamento. Dessa maneira, os estados do ar e da água na saída da torre podem ser calculados previamente, caso o h_c já tenha sido determinado para uma torre operando em condições semelhantes. Ex 19.1

Balances de massa e energia para uma torre de resfriamento:
 Uma torre de resfriamento pode ser representada de acordo com o seguinte esquema:



PS: Se a torre não estiver dando conta você aumenta o nível d'água para que ela troque melhor com a parede do reservatório.

Balanco de massa:

Ar seco: $m_{as} = m_{a4} = m_a$

Água: $m_{s3}(3) + m_w(1) + m_5(5) = m_w(2) + m_{s4}(4)$

$m_5 = m_{s4} - m_{s3}$, dividindo-se pela massa de ar seco:

$$\frac{m_5}{m_a} = \omega_4 - \omega_3$$

Balanco de energia:

$$m_w(T_1).h_w + m_5.h_w(T_5) + m_a.h_3 = m_w.h_w(T_2) + m_a.h_4$$

$$m_a(h_3 - h_4) = m_w.c_{pa}(T_2 - T_1) - m_5.h_w(T_5)$$

$$h_3 - h_4 = \frac{m_w}{m_a}.c_{pa}(T_2 - T_1) - (\omega_4 - \omega_3).h_w(T_5)$$

Ou

$$m_a = \frac{m_w.c_{pa}(T_2 - T_1)}{h_3 - h_4 + \omega_4 - \omega_3.h_w(T_5)}$$

m_w : vazão mássica a ser resfriada

m_a : vazão mássica de ar seco na torre

c_{pw} : calor específico da água

T_1, T_2 : Temperaturas de saída e de entrada d'água em base de ar seco

ω_1, ω_2 : umidade absoluta do ar na saída e entrada

$h_w(T_5)$: entalpia da água de reposição $h_w(T_5) \cong h_{ls}(T_5)$

Problema 3-5.

Hipóteses:

- 1) Torre em regime permanente;
- 2) Efeitos de Variação de energia cinética e potencial negligenciáveis;
- 3) Carcaça da torre é adiabática.

Estado 1: água 38°C

Estado 2: água a ? °C

Estado 3: ar úmido. TBS = 35°C TBU = 24°C

$$\dot{V} = 15 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carta: $v_3 = 0,893 \text{ m}^3/\text{kga}$; $h_3 = 72 \text{ kJ/kga}$; $\omega_3 = 0,0143 \text{ kgs/kga}$;

$$\dot{m}_a = \frac{15 \text{ m}^3/\text{s}}{0,893 \text{ m}^3/\text{kg}} = 16,85 \text{ kga/s}$$

Estado 4: Ar saturado a 31°C; $\omega_4 = 0,029 \text{ kgs/kga}$; $h_4 = 105 \text{ kJ/kga}$

Estado 5: água a 24°C

Equações governantes:

$$\text{b) } \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_a} = \omega_4 - \omega_3 \Rightarrow \dot{m}_5 = 0,25 \text{ kg/s}$$

a) Solução 1: Potencial de entalpia

Torre grande: $dq \rightarrow 0$

$dq = cte(h_i - h_a)$, h_i : ar saturado ao redor da água; h_a : corrente de ar.

$$h_i(T = T_{\text{água}}, \phi = 100\%) = h_2 \rightarrow h_4, T_{\text{água}} \cong 31^\circ\text{C}$$

a) Solução 2

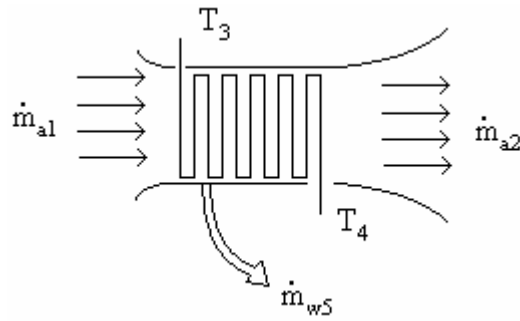
$$h_3 - h_4 = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \cdot c_{pa} (T_2 - T_1) - (\omega_4 - \omega_3) \cdot h_w(T_5)$$

$$72 - 105 = \frac{20}{16,85} \cdot 4,1868(T_2 - 38) - (0,029 - 0,0143) \cdot 100,59$$

$$T_2 = 31,66^\circ\text{C}.$$

Ar úmido a 30°C e $\phi = 60\%$ entra numa serpentina desumificadora que opera em regime permanente com fluxo de 280 m³/min. O condensado sai do desumificador como líquido saturado a 10°C, enquanto o ar saturado nessa temperatura também deixa o equipamento. A transferência de calor do desumificador para o ambiente pode ser desprezada. A pressão do ambiente é 1atm. Determine:

- a) O fluxo de massa de ar seco;
- b) A taxa de remoção de água por kg de ar seco;
- c) A capacidade de refrigeração requerida pela serpentina.



Hipóteses:

- 1) Regime permanente
- 2) Superfícies externas adiabáticas
- 3) Efeitos de Energia cinética e potencial desprezados.

Estado 1: $T_1 = 30^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 50\%$, $v_1 = 0,875\text{m}^3/\text{kg}$, $h_1 = 64,5\text{kJ/kg}$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = 320\text{kga/min}$$

Estado 2: $T_2 = 10^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 100\%$, $v_2 = ?$, $h_2 = 29,5\text{kJ/kg}$, $\omega_2 = 0,0075\text{kgs/kga}$

Condensado: $T_3 = 10^\circ\text{C}$, $h_3 = 41,95\text{kJ/kg}$

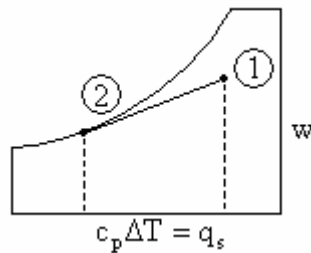
Conservação de massa de água:

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_2 - \omega_1 = 6,0\text{gs/kga}, \quad \omega_1 = 0,0135\text{kgs/kga}$$

Conservação de energia:

$$\dot{Q}_{\text{serp}} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) + (\dot{m}_w - \dot{m}_c) h_{\text{cond}}$$

$$\dot{Q}_{\text{serp}} = 320(29,5 - 64,5) + (0,006) \cdot 41,99 = -11,12\text{kJ/min}$$



$$\text{FCS} = \frac{q_s}{q_s - q_l} = \frac{c_{pa} (T_2 - T_1)}{h_1 - h_2} = 0,57$$

FCS: fator de calor sensível

q_s : calor sensível trocado pelo ar

q_l : calor latente trocado pelo ar

c_{pa} : calor específico do ar seco.

REVISÃO CAPÍTULO III

Exemplo 3.1 – Determine a umidade absoluta de ar com 60% de umidade relativa e uma temperatura de 30°C para uma pressão barométrica padrão de $101,3\text{kPa}$.

$$\phi = 60\%$$

$$T = 30^\circ\text{C}$$

$$P = 101,3\text{kPa}$$

$$\omega = \frac{\text{kg vapor de \u00e1gua}}{\text{kg ar seco}} = 0,622 \cdot \frac{P_s}{P_t - P_s}$$

Press\u00e3o parcial do vapor saturado a $30^\circ\text{C} = 4,241\text{kPa}$

$$\phi = \frac{P_s}{P_{\text{sat}}}, \text{ assim } P_{\text{sat}} \cdot \phi = P_s = 4,241 \cdot 0,6 = 2,545\text{kPa}$$

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{2,545}{101,3 - 2,545} = 0,0160\text{kgs/kg}$$

Exemplo 3.2 – Determine o ponto sobre a linha isoent\u00e1lpica de 95kJ/kg correspondente a uma temperatura de 50°C .

Da tabela A.1 para $T = 50^\circ\text{C}$, $h_g = 2592\text{kJ/kg}$

$$h = c_p \cdot t + \omega \cdot h_g \rightarrow \omega = \frac{h - c_p \cdot t}{h_g} = \frac{95 - 1 \times 50}{2592}$$

$$\omega = 0,0174\text{kgs/kg}$$

Exemplo 3.3 – Qual \u00e9 o volume espec\u00edfico de uma mistura ar-vapor de \u00e1gua cuja temperatura \u00e9 de 24°C e a umidade relativa de 20% a press\u00e3o atmosf\u00e9rica padr\u00e3o?

$$v = \frac{R_a \cdot T}{P_T - P_s}$$

$$P_T = 101,3\text{kPa}$$

$$R_a = \text{const. de g\u00e1s do ar seco} = 2875\text{J/kg.K}$$

$$T = 24^\circ\text{C} + 273,15\text{K} = 297,15\text{K}$$

$$P_s = 2,982 \cdot 0,2 = 0,5964\text{kPa}$$

$$v = 0,85\text{m}^3/\text{kg}_{\text{ar seco}}$$

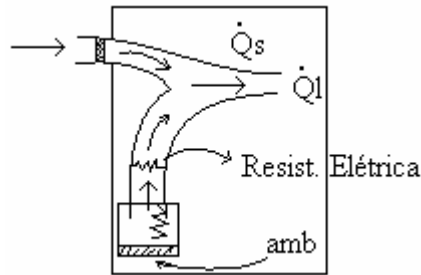
Cap\u00edtulo IV – Cargas t\u00e9rmicas de refrigera\u00e7\u00e3o e aquecimento

O conforto t\u00e9rmico em um ambiente \u00e9 assegurado quando os seguintes par\u00e2metros ambientais s\u00e3o satisfeitos: Temperatura operacional (m\u00e9dia entre TBS e a temperatura ambiente m\u00e9dia) – 20 a 26°C ; umidade (temperatura de orvalho de 2 a 17°C); Velocidade m\u00e9dia do ar (at\u00e9 $0,25\text{m/s}$).

Al\u00e9m do conforto t\u00e9rmico, a qualidade do ar tamb\u00e9m deve ser mantida em n\u00edveis aceit\u00e1veis, o que implica em uma renova\u00e7\u00e3o do ar ambiente condicionado obtida atrav\u00e9s do insulamento de ar externo. Boa parte da carga t\u00e9rmica de instala\u00e7\u00f5es de condicionamento de ar \u00e9 decorrente dessa necessidade de renova\u00e7\u00e3o do ar dos ambientes condicionados. A determina\u00e7\u00e3o da carga t\u00e9rmica originada pelos requisitos de conforto t\u00e9rmico e de qualidade do ar \u00e9 de import\u00e2ncia vital para a sele\u00e7\u00e3o ou projeto do sistema de condicionamento de ar, pois ela indica as propor\u00e7\u00f5es de calor sens\u00edvel e latente, que devem ser trocados nesse sistema de modo a assegurar o cumprimento dos requisitos mencionados acima.

A ades\u00e3o de uma temperatura da serpentina de resfriamento e desumidifica\u00e7\u00e3o correspondente ao valor mais elevado que \u00e9 capaz de satisfazer as condi\u00e7\u00f5es de

umidade para o conforto térmico costuma ser favorável em termos de economia de energia.



4.4 Qualidade do ar

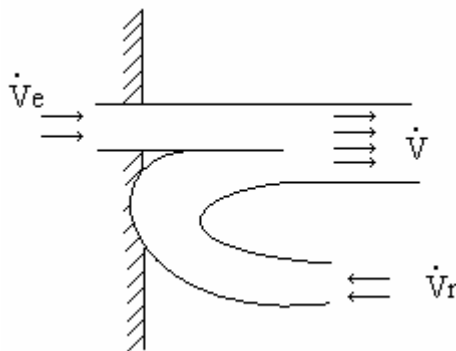
A ventilação, necessária para a renovação do ar no ambiente condicionado, é responsável por uma parte significativa da carga térmica de aquecimento ou de resfriamento desse ambiente. Por esse motivo, a possibilidade de se filtrar o ar recirculado também deve ser examinada, pois a recirculação do ar costuma reduzir a carga térmica. A norma ASHRAE recomenda a seguinte taxa de recirculação:

$\dot{V} = \dot{V}_r + \dot{V}_m$, onde: \dot{V} é a taxa de suprimento de ar para ventilação; \dot{V}_r é a taxa de recirculação de ar; \dot{V}_m é a taxa mínima de ar externo.

A taxa mínima de ar externo é sempre superior a 2,5L/s por pessoa, e seus valores são mostrados na tabela 4.1 do livro texto. Essa taxa vem, necessariamente, do ambiente externo, o resto de \dot{V} pode ser recirculado. Com a recirculação de ar tem-se:

$$\dot{V}_r = \frac{\dot{V}_o - \dot{V}_m}{E}, \quad \dot{V}_o \text{ é a taxa de ar externo dada para cada aplicação pela tabela}$$

4.1 do livro texto, enquanto E é a taxa de remoção do dispositivo de filtragem, que é dada na tabela 4.2.



O importante é o valor mínimo de ar externo

Nota: Quando o ambiente condicionado estiver desocupado, pode-se cortar a entrada de ar externo.

4.5 Estimativa das trocas térmicas

A transferência de calor para um ambiente depende de suas características geométricas, de sua orientação, de fatores climáticos e de suas características construtivas.

Uma série de procedimentos foi desenvolvida para o cálculo da carga térmica em um edifício, o livro texto segue a metodologia pela ASHRAE (antiga). Os fatores afetam a carga térmica divide-se em quatro categorias:

Transmissão: Transferência de calor devido à diferença de temperatura por meio dos componentes do edifício (clima, radiação solar, tipo de paredes, geometria, características de construção, etc...).

Solar: Transferência de energia solar através de um componente transparente ou semitransparente do edifício.

Infiltração: Perda ou ganho de calor por infiltração de ar externo.

Geração Interna: Liberação de energia, no interior do recinto (pessoas, iluminação, máquinas, chamas, etc...)

4.6 Condições de Projeto

Para processos de aquecimento as condições de projeto que costumam ser especificados são a TBS interno e externo. Para aquecimento, uma temperatura entre 20° e 22°C para o ambiente condicionado é admissível para operação nas condições mais críticas do ano, que costumam ser levantadas através do critério de 97%. Ex: Só 2,5% dos dias do ano fazem uma temp. inferior a desejada. Para fortaleza, a temperatura de 97% é de 21°C, como pode ser observado na TAB. 4.3. A umidade relativa do ambiente condicionado é limitada a um mínimo de 30% no inverno.

Para processos de refrigeração (resfriamento) as condições de projeto são mais difíceis de determinar. As condições no ambiente condicionado costumam ser dadas por 24°C < TBS < 26°C. e 40% < ϕ < 60%. As condições do ambiente devem levar em conta. A temperatura de bulbo seco, a umidade e a intensidade e orientação da radiação solar. As temperaturas externas de projeto da TAB 4.3 correspondem à coluna da direita e ao critério de 2,5% das horas dos meses de verão. A TBU da tabela é um TBU médio experimentado nesses 2,5% das horas.

4.7 Transmissão térmica

A transmissão de calor pode ser calculada como:

$$q = \frac{(T_o - T_i).A}{R_{total}} = U.A.(T_o - T_i), \text{ onde:}$$

T_o : temperatura externa, $T_o \rightarrow 2,5\%$

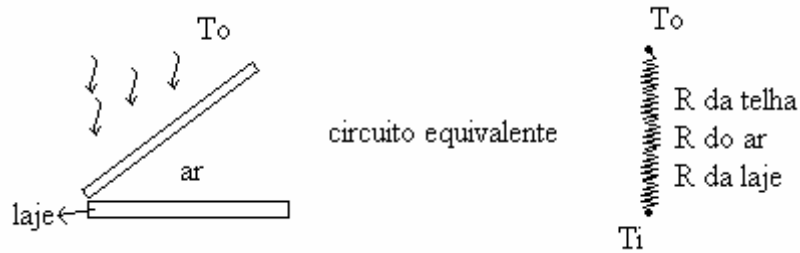
T_i : temperatura interna, (24 a 26 °C) para refrigeração

U: Coeficiente global de transferência de calor ($W/m^2 .K$).

R: Resistência térmica ($K.m^2 /W$) ver tabela 4.4

Em condição unidimensional,

$$R = \frac{1}{\frac{K}{L}}, \text{ onde L é a espessura da parede}$$



Pisos: caso haja um porão do recinto condicionado pode-se desprezar a condução de calor por essa superfície. Para piso de concreto a transferência de calor por é aproximadamente proporcional ao perímetro do piso:

$q_{\text{piso}} = F \cdot \text{perímetro} \cdot (T_o - T_i)$, $F = 1,4 \text{ W/m.K}$ para pisos não isolados. $F = 0,9$ para pisos isolados com isolamento de 2,5cm.

4.8 Cargas Térmicas de Ventilação e Infiltração

A entrada do ar ambiente no recinto condicionado afeta a sua umidade e temperatura. O efeito sobre a temperatura de bulbo seco traz uma carga térmica sensível, enquanto o efeito sobre a umidade absoluta traz uma carga térmica latente.

$$q_{\text{is}} = 1,23 \cdot \dot{V}_m \cdot (T_o - T_i), \quad q_{\text{il}} = 3000 \cdot \dot{V}_m \cdot (\omega_o - \omega_i)$$

q_{is} : é a carga térmica sensível devido à penetração do ar externo

q_{il} : é a carga térmica latente devido à penetração do ar externo

\dot{V}_m : é a vazão em volume de ar externo (renovação de ar)

A infiltração é definida como a entrada de ar não controlado no ambiente condicionado. Ela pode ser estimada em termos do número de renovação por hora.

$$N_{\text{renovações}} = a + b \cdot V + c \cdot (T_o - T_i), \text{ onde:}$$

a, b e c são constantes dadas na tab. 4.5

V é a velocidade do vento em m/s

A carga térmica resultante da infiltração pode ser calculada empregando-se as expressões anteriores para q_{is} e q_{il} .

Os componentes da carga térmica de uma operação de aquecimento acabaram de ser apresentados, e o livro texto apresenta um resumo do procedimento para levantar a carga térmica de aquecimento no item 4.9.

4.11 Carga térmica devido à geração de calor

Durante a determinação de cargas térmicas de resfriamento, a geração interna de calor deverá ser levada em conta. Essa carga tem como origem: as luzes, equipamentos e pessoas.

$$q = P \cdot F_u \cdot f_r \cdot \text{FCR}, \text{ onde:}$$

P: potencia nominal da lâmpada

F_u : é um fator de utilização dado pela fração do total da lâmpada ligada

f_r : é o fator de reator para lâmpadas fluorescentes ($f_r = 1,2$)

FCR: é o fator de carga de refrigeração (retardo) TAB. 4.6

Os equipamentos elétricos também devem ser considerados ao se estimar a geração interna de calor. Deve-se considerar a potência do equipamento e o período no qual ele permanece acionado, de maneira similar ao que foi feito com as lâmpadas.

Pode-se considerar que os equipamentos transfiram pouco calor por radiação, adotando-se $FCR = 1$.

A carga térmica imposta pelos ocupantes do recinto é função da atividade que eles exercem, sendo dada na TAB A-14 do livro texto. Caso o número de ocupantes de um recinto não seja fornecido, pode-se estimá-lo a partir da TAB 4-8. Como parte do calor liberado pelos ocupantes é trocada por radiação deve-se empregar o fator de carga de refrigeração (FCR) dado na TAB. 4-9 do livro texto para se compensar tal efeito.

Carga sensível:

$$q = N_{\text{pessoas}} \cdot \text{calor liberado, \% calor sensível} \cdot FCR$$

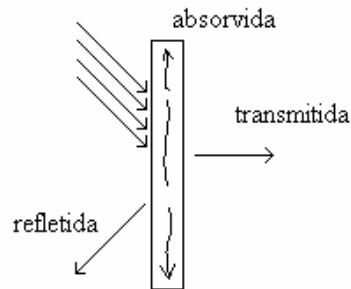
Carga latente:

$$q = N_{\text{pessoas}} \cdot \text{calor liberado, (1 - \% calor sensível)}$$

calor liberado } TAB 4 - 7 , FCR: TAB.4-8
% calor sensível }

4.12 Carga térmica de radiação através de superfícies transparentes

Considere a seguinte superfície transparente



Parte da energia incidente será refletida, parte absorvida e parte transmitida para o ambiente condicionado. As propriedades óticas da superfície são relacionadas por:

$$\tau + \rho + \alpha = 1$$

τ é a transmissividade; ρ é a refletividade; α é a absorvidade.

Para superfícies transparentes, a energia solar que atravessa a superfície é dada por:

$$q_{\text{sg}} = A \cdot (\tau \cdot I_T + N \cdot \alpha \cdot I_T) = A \cdot I_T \cdot (\tau + N \cdot \alpha)$$

A é a área da superfície, I_T é a irradiação exterior e N é a fração de energia solar absorvida que é transmitida por condução e convecção.

Em regime permanente pode-se demonstrar que:

$$q_{\text{sg}} = A \cdot I_T \cdot \left(\tau + \frac{U}{h_e} \cdot \alpha \right), \text{ onde } U \text{ é o coeficiente global de transferência de calor}$$

na janela e h_e é o coeficiente convectivo na superfície externa.

O termo $\left(\tau + \frac{U}{h_e} \cdot \alpha \right)$ é conhecido como fator de ganho de calor por insolação (FGCI).

A TAB. 4-10 apresenta os valores máximos do FGCI para duas latitudes do hemisfério norte.

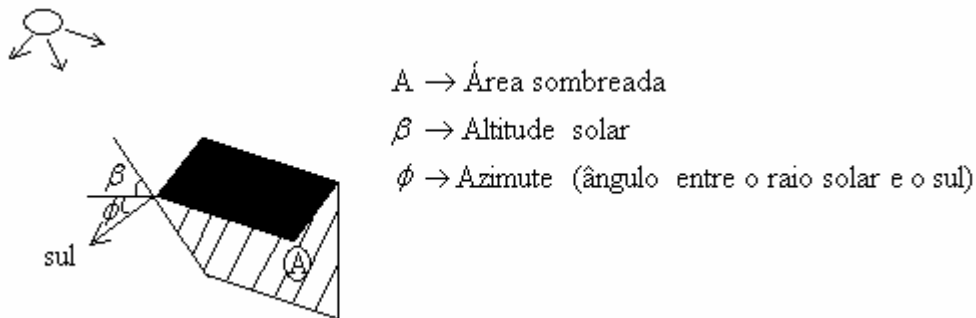
Para que se possa abater dos valores máximos dados pela TAB. 4-10 os efeitos de sombreamento (vidros translúcidos, persianas, cortinas, etc) deve-se adotar um fator de sombreamento, dado pela TAB 4-11 do livro texto. No caso de algum elemento

externo deixar a superfície em análise na sombra, deve-se adotar o valor do FGCI máximo correspondente à face sul.

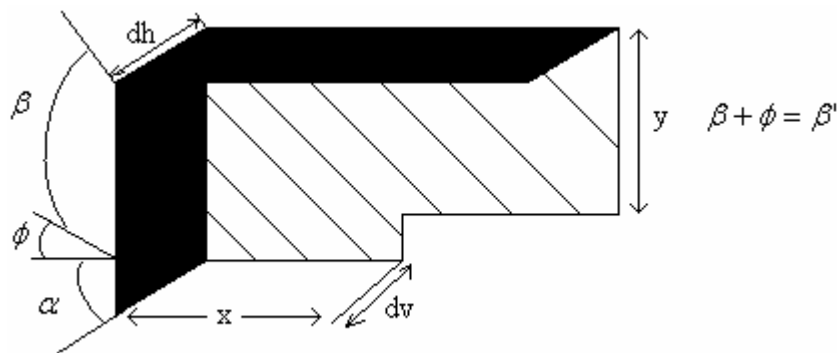
A tabela 4.12 traz os valores do fator de carga de refrigeração (FCR) para superfícies transparentes. Como parte da energia irradiada é absorvida pela superfície transparente, e que a utilização de um FCR seja necessária para se levantar a carga térmica de insolação. Desse modo tem-se a seguinte expressão para o ganho de calor solar por uma superfície transparente:

$$q_{sg} = A \cdot \text{FGCI}_{\text{máx}} (\text{TAB 4.10}) \cdot \text{FS} (\text{TAB 4.11}) \cdot \text{FCR} (\text{TAB 4.12})$$

O sombreamento externo deve ser considerado calculando-se a área, ou a região, sombreada e aplicando-se os valores de FGCI e FCR correspondentes à face sul nessa região da superfície transparente.



Desse modo, a posição solar pode ser definida a partir dos ângulos β e ϕ . A posição solar é dada em tabelas como a 4.13 do livro texto.



O ângulo de azimute da parede α é dado por:

$\alpha = \phi \pm \psi$, onde ψ é o ângulo que a parede faz com o sul. A profundidade da sombra na vertical é dada por $y = dh \cdot \frac{\text{tg} \beta}{\cos \alpha}$

A profundidade da sombra na horizontal é dada por:

$$x = dv \cdot \text{tg} \alpha$$

Nota! Os cálculos devem ser realizados com valores de β e ϕ correspondentes à hora que impõem a maior carga térmica total no ambiente.

4.13 Carga de insolação em superfícies opacas

Em uma superfície opaca, a radiação incidente pode ser absorvida ou refletida. Parte da energia absorvida acaba sendo retransmitida para o ambiente exterior por convecção ou por radiação, e a outra parte é retransmitida para o ambiente condicionado ou armazenada na parede.

Os efeitos da radiação, da convecção e do armazenamento térmico leve nas paredes podem ser englobados empregando-se a temperatura ar-sol, que é igual à temperatura operacional do ambiente externo acrescida de um valor que leva em conta os efeitos da radiação solar.

$$t_{eq} = \text{temperatura - ar - sol}$$

Em paredes “pesadas” o uso da temperatura ar-sol acarreta um erro significativo, pois esta temperatura não inclui os efeitos do armazenamento térmico. Nesse caso, deve-se empregar uma diferença de temperatura para carga de refrigeração (DTCR) que engloba os efeitos de armazenamento térmico. Assim, tem-se:

$$q_{parede} = U.A.DTCR \text{ (paredes com armazenamento térmico)}$$

$$q_{parede} = U.A.(T_{eq} - T_o) \text{ (paredes ultra-leves)}$$

As TAB 4.14 e TAB 4.15 do livro texto apresentam alguns valores de DTCR, que devem ser utilizados com muito cuidado e sempre avaliando se as condições nas quais eles serão empregados são similares as condições para as quais as tabelas foram obtidas. Que constem em suas notas de rodapé.

Capítulo V – Sistemas de condicionamento de ar

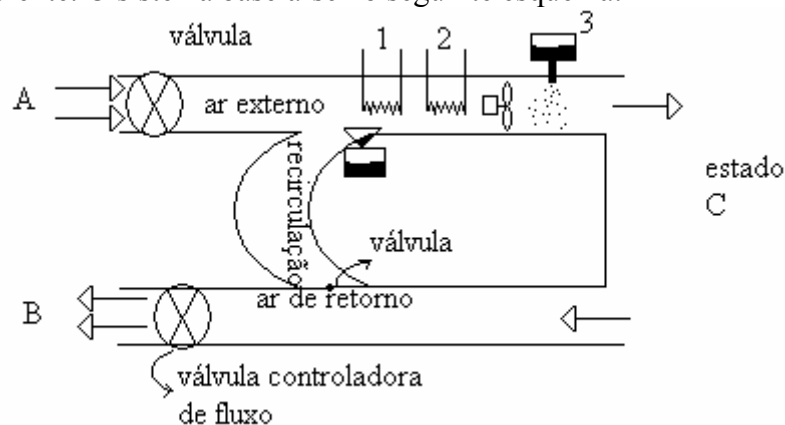
A determinação das cargas térmicas para condicionamento de ar foi abordada no capítulo anterior, resta agora tratar dos sistemas empregados para transferir esta carga térmica para o ambiente. Estes sistemas também são responsáveis pela introdução de ar externo (renovado) no ambiente condicionado, e recebem o nome de sistemas de distribuição térmica.

Geralmente, a carga térmica retirada em um sistema de distribuição térmica de médio ou grande porte é transferida para um fluido intermediário (água ou ar), que passa pelo evaporador do sistema de refrigeração (Chillei).

Os sistemas de condicionamento de ar assumem diversas configurações. Os sistemas zona simples servem uma única zona onde as condições térmicas devem ser mantidas com rigor, como por exemplo em um laboratório ou em um cinema, Todavia a maior parte dos sistemas serve várias zonas sendo, portanto sistemas de múltiplas zonas.

SISTEMA DE ZONAS SIMPLES

Um sistema de zonas simples pode controlar com rigor umidade temperatura do ar em um ambiente. O sistema baseia-se no seguinte esquema:



Ambiente condicionado:

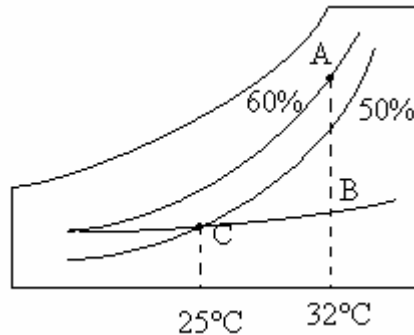
- (1) Resfriador e desumidificador (serpentina)
- (2) Aquecedor

(3) Umidificador

(a) Operação em ambiente de alta temperatura e alta umidade

(1) ligado, (2) ligado e (3) desligado.

Estado A: 30°C, 90%, 50% recirculação, FCS = 0,2. Estado C: 25°C, 50%.



Comentário I

A vazão de ar insuflado V_I que no livro é W :

$$m_I = \frac{q_s}{c_p(T_C - T_I)} = \frac{q_s + q_L}{h_C - h_I}$$

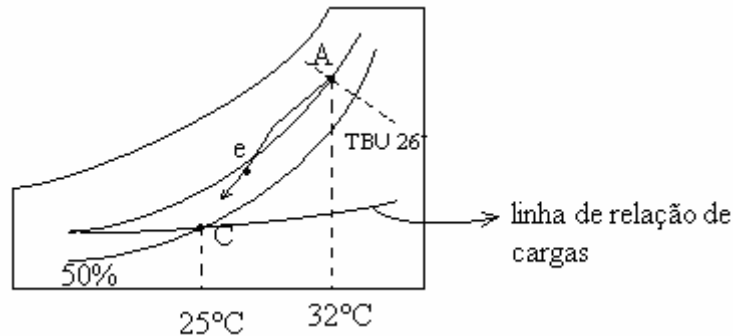
Obs: o ar que sai da serpentina de resfriamento sai $\cong 90\%$.

Comentário II: o estado E é dado pela mistura entre A e C.

$$m_e \cdot h_e = m_a \cdot h_a + m_c \cdot h_c$$

$$m_e = m_a + m_c$$

Estado A: critério a 2,5% Fortaleza. TBS = 32, TBU = 26



Comentário III: Situação 1 – existe um ponto de saída da serpentina que passa pela linha de relação entre cargas

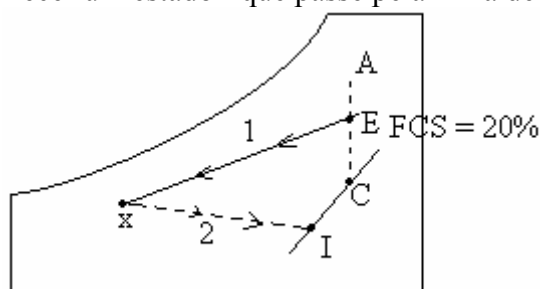
Suponhamos que o ar condicionado possua serpentina com o seguinte comportamento real:

Temp. de entrada de água fria na serpentina	Temp. de descarga do ar	
	TBS	TBU
4°C	10,7	10,5
5°C	11,6	11,5
6°C	12,5	12,4
7°C	13,6	13,2

OBS: O ponto de operação que “coincide” com a linha de relação de cargas corresponde à temperatura de água fria a 4°C, que dará um estado (I) com TBS 10,7 e TBU 10,5°C, isso levando-se em consideração FCS 75%.

Ver página 176 – catálogos de serpentina de resfriamento e desumidificações comerciais.

Comentário IV – Situação II – OFCS do ambiente é muito baixo, e não há serpentina capaz de fornecer um estado I que passe pela linha de relação entre cargas.



Nesse caso, escolhe-se um ponto x a partir do qual o ar será aquecido com umidade absoluta constante no equipamento 2. Do estado E ao estado x o ar passa pela serpentina de resfriamento e desumidificação, que deve ser selecionada com o critério apresentado no item III.

Comentário V – Os comentários anteriores referem-se ao dimensionamento do sistema em carga máxima (q_s e q_L máximos p/ o ambiente) e quantidade máxima de ar renovado em carga parcial, os sistemas 1, 2 e 3 devem ser controlados adequadamente para que a umidade e a temperatura do ambiente condicionado mantenha-se nas condições de projeto.

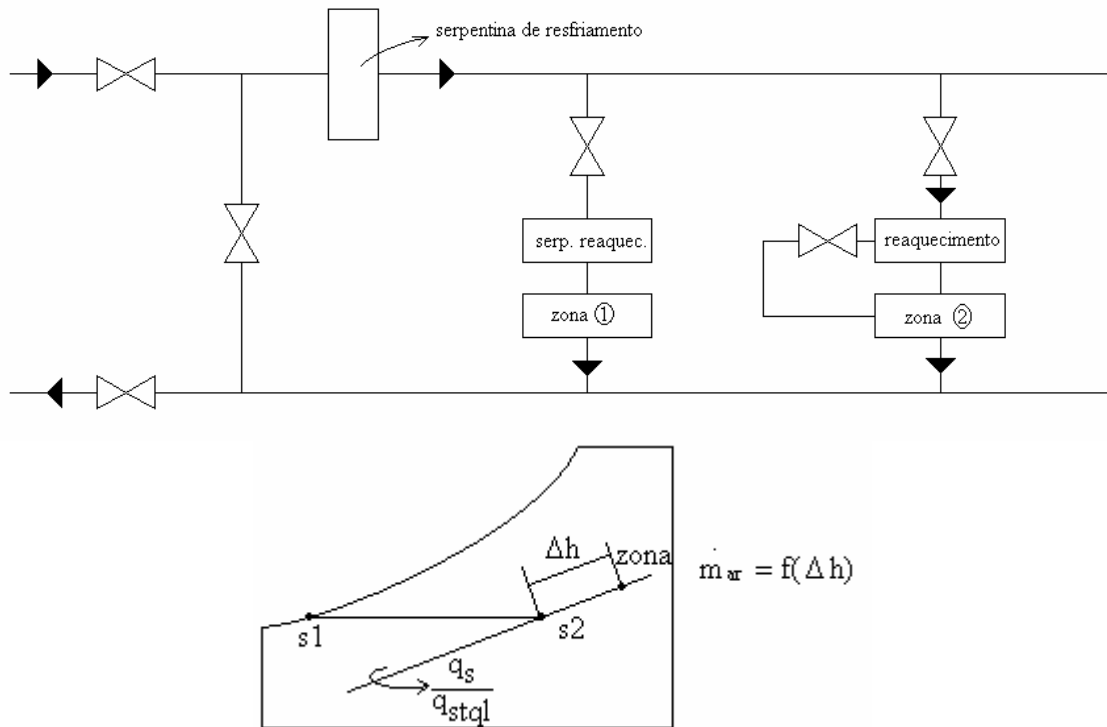
Em carga parcial, é muito difícil colocar o ponto I sobre a linha de relação entre cargas com apenas um dos equipamentos 1, 2 e 3 ligado. Nesse caso, os dados fornecidos pelo termômetro T e pelo higrômetro H instalados no ambiente condicionado serão utilizados para corrigir constantemente a posição de I através de um processo eletrônico.

SISTEMAS DE ZONAS MÚLTIPLAS

Os sistemas zona simples proporciona um controle preciso das condições de umidade e temperatura do ambiente condicionado, contudo, o custo da implantação de um sistema para cada ambiente de um edifício não costuma ser viável economicamente. Nesses casos, costuma-se empregar um sistema central que serve diversas zonas, cada qual com seu próprio termostato. Uma grande variedade de arranjos de dutos, serpentinas e estratégias de controle pode ser encontrada em aplicações com múltiplas zonas, e os principais casos serão apresentados a seguir:

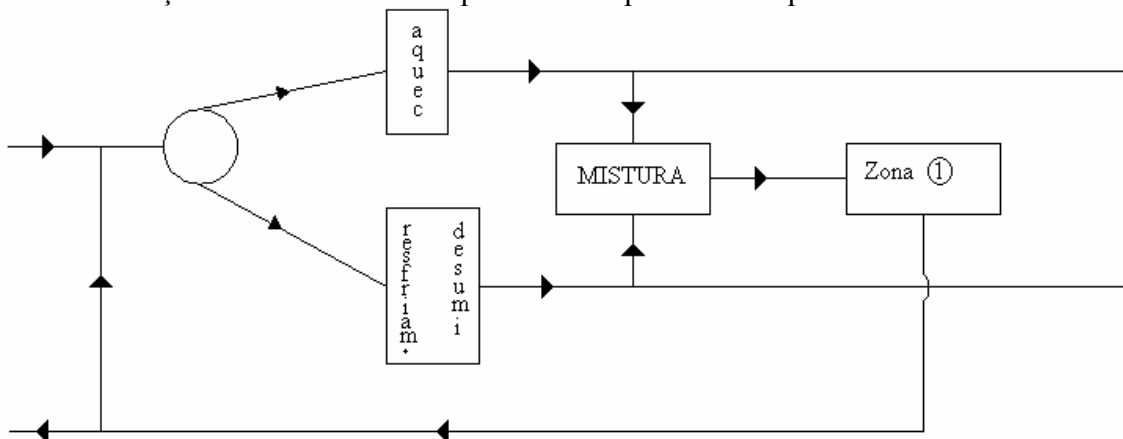
(a) Sistemas com reaquecimento terminal

Nesse tipo de sistema o ar é resfriado em uma serpentina central de modo a garantir a remoção de umidade a níveis adequados de conforto térmico, sendo em seguida reaquecido em cada zona de modo a atender cada condição específica.



(b) Sistema Duplo Duto ou Multizona

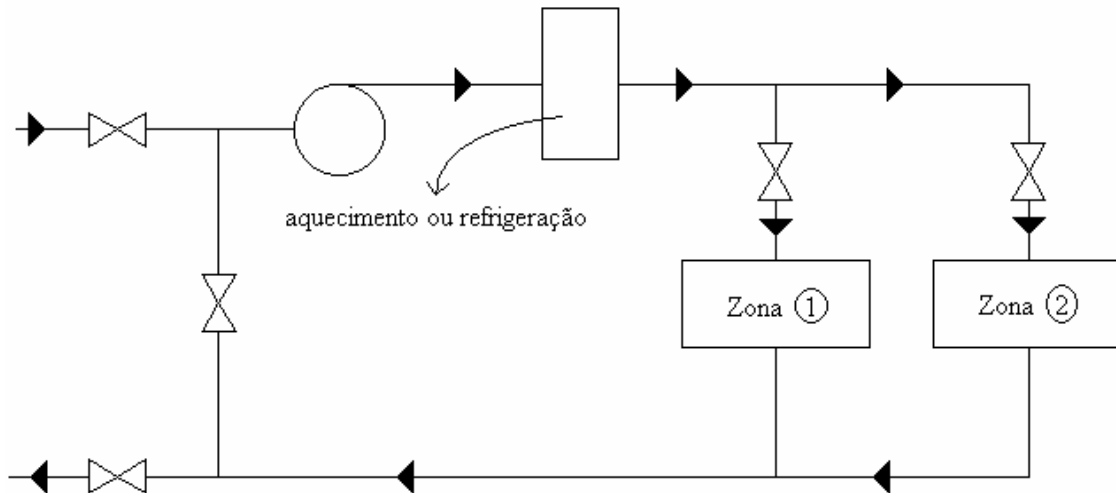
Nesse sistema uma parte do ar é enviada para uma serpentina de resfriamento e desumidificação e a outra é enviada para uma serpentina de aquecimento.



(c) Sistemas com volume de ar variável (VAV)

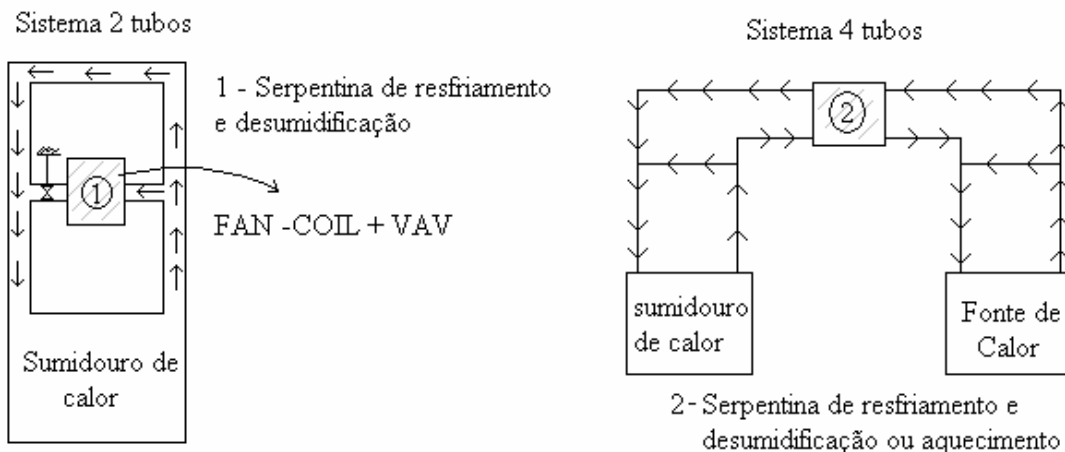
Os sistemas anteriores apresentam baixa eficiência em situações nas quais a temperatura operacional (T_o) é próxima a de conforto térmico ($23\sim 27^\circ\text{C}$), pois nesse caso tem-se a produção de duas correntes em diferentes temperaturas para depois misturá-las obtendo-se uma temperatura próxima da de entrada. Os sistemas VAV podem assumir diversas configurações, o aprimoramento sugerido no sistema de aquecimento terminal é um exemplo de sistema de ar variável. Nos sistemas VAV a quantidade de ar enviado para cada zona passa a ser controlada.

SISTEMA VAV SOMENTE AQUECIMENTO OU REFRIGERAÇÃO



(d) Sistemas de água

Os sistemas de água podem ser alimentados por dois tubos (apenas uma serpentina para resfriamento) ou de quatro tubos (uma serpentina de resfriamento e outra de aquecimento). Para alimentar os processos de transferência de calor costuma-se empregar um sistema de compressão a vapor de grande porte.



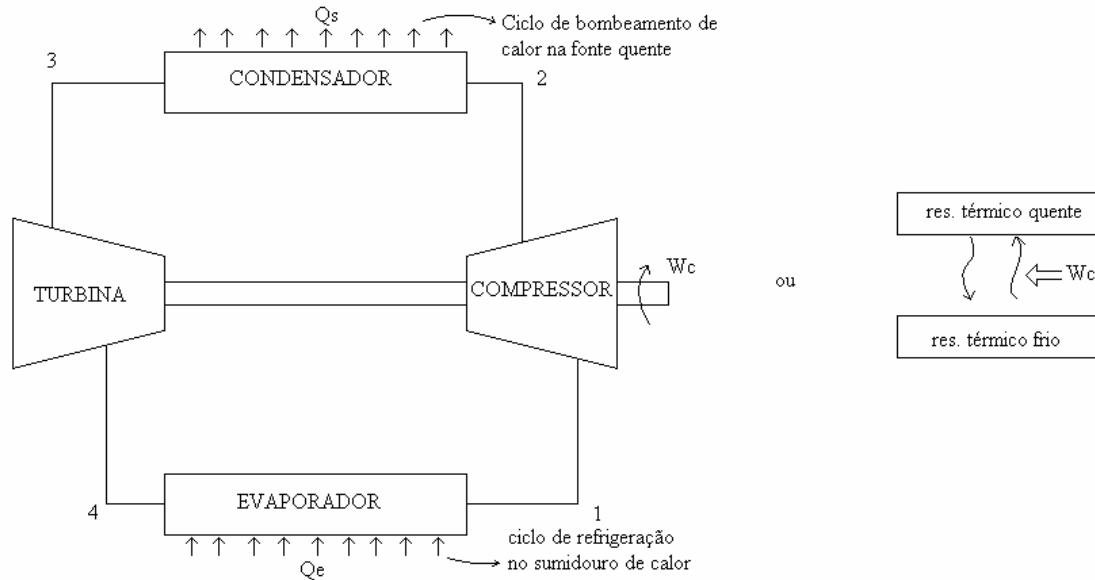
Capítulo X – O ciclo de compressão a vapor.

O sistema mais utilizado para a refrigeração é o ciclo de compressão a vapor. Seu princípio de funcionamento é baseado na transferência de calor que ocorre quando um fluido refrigerante muda de fase no interior de uma serpentina. Esse sistema opera com dois ou mais níveis de pressão, fazendo com que o fluido que passa a baixa pressão em uma serpentina evapore, atuando como um sumidouro de calor, e que o líquido que passa a alta pressão em um outro trocador de calor condense, atuando como uma fonte de calor.

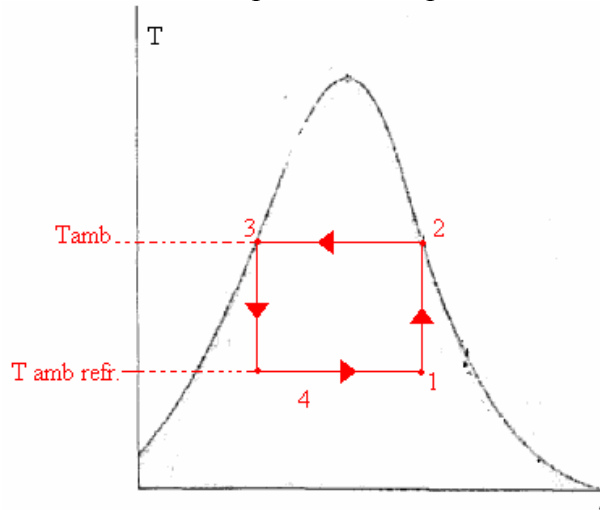
Assim, o trocador de calor é conhecido como evaporador, e o trocador que atua como fonte é conhecido como condensador. Para vencer a diferença de pressão dos dois reservatórios, usa-se compressores. Para baixar a pressão do fluido que deixa o

condensador e enviá-lo ao evaporador utilizam-se válvulas ou tubos capilares, que são dispositivos de expansão.

O ciclo de compressão a vapor ideal, empregaria uma turbina como dispositivo de expansão assumindo a seguinte forma:



Em um diagrama Txs esse ciclo poderia ser representado da seguinte forma:



Conservação de energia:

$$W_c = Q_e + Q_s$$

Para processos reversíveis:

$$Q_e = \int T ds$$

$$Q_e = T_f \cdot (S_1 - S_4)$$

$$Q_s = T_q \cdot (S_3 - S_2)$$

$$W_c = (T_f - T_q)(S_1 - S_4)$$

O desempenho do ciclo ideal pode ser identificado através de seu coeficiente de desempenho (COP):

$$COP = \frac{\text{produto}}{\text{insumo}}$$

Para um ciclo de refrigeração ideal:

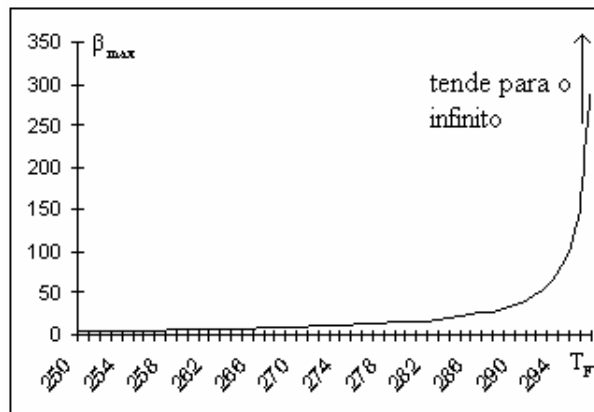
$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{Q_c}{-Q_w} = \frac{T_f}{T_q - T_f}$$

Para um ciclo de bombeamento de calor ideal:

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{Q_s}{-Q_w} = \frac{T_q}{T_q - T_f}$$

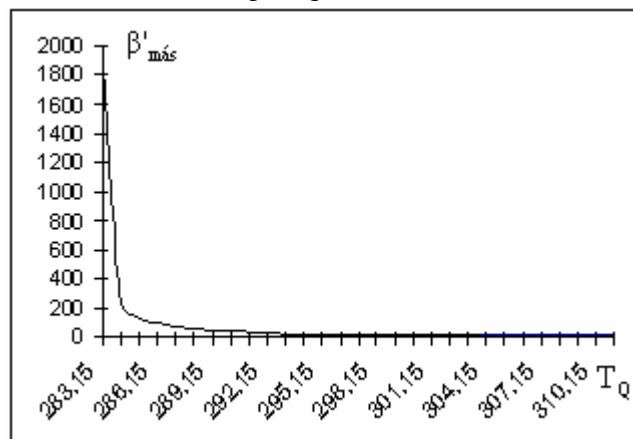
Em uma análise análoga, pode-se notar que COP ideal é reduzido ao reduzir T_f e ao se elevar T_e (maior aquecimento ambiente).

Verifique-se, por exemplo, o desempenho de um ciclo de refrigeração que opere com um ambiente externo a $T_q = 300\text{K}$



Nota-se que o rendimento ideal é reduzido ao abaixar a temperatura do evaporador. Portanto deve-se, sempre que possível, trabalhar com o evaporador a temperaturas muito baixas.

Agora, considere-se um ciclo que opere com um ambiente refrigerado a 280K:



Nota-se que a eficiência do ciclo ideal de bombeamento de calor cai com a elevação da temperatura do condensador.

10.16 Ciclo de compressão a vapor

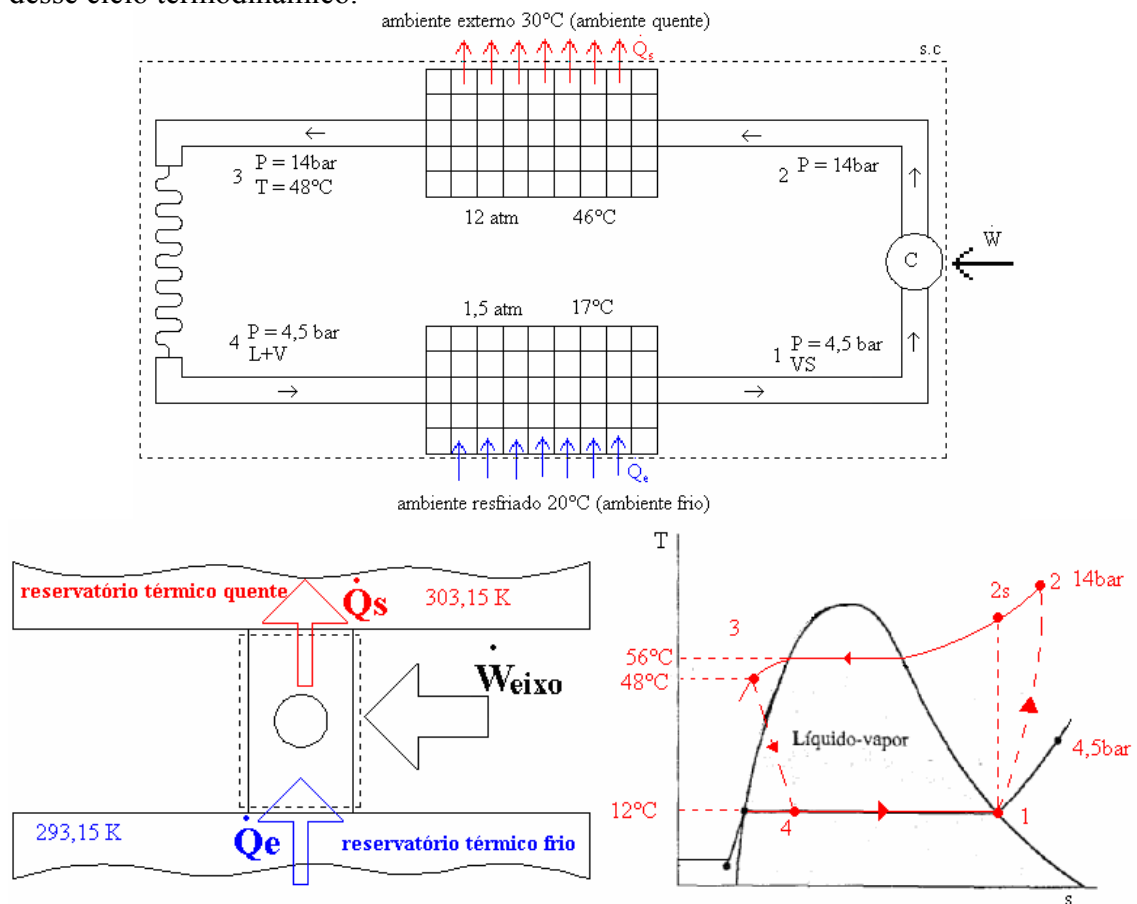
Em aplicações reais, não se utiliza uma turbina para se realizar a expansão do fluido que deixa o condensador, e sim um dispositivo de expansão incapaz de produzir trabalho (tubo capilar ou válvula de expansão). Antes do dispositivo de expansão, o fluido deve ser sub-resfriado até atingir o estado de líquido comprimido, para que o valor do seu título seja muito pequeno no final de sua expansão.

Além disso, o condensador deve ser mantido a uma temperatura superior a do ambiente quente, para que o mesmo possa rejeitar mais calor. Analogamente o evaporador deve estar mais frio que o ambiente refrigerado, para poder receber calor. Conforme se demonstrou, essas diferenças de temperatura pioram o desempenho do ciclo e devem ser evitadas. Contudo o projeto do condensador e do evaporador também deve evitar perdas de carga associadas a longos trajetos do fluido refrigerante no interior desses sistemas, e a redução das diferenças de temperatura nos trocadores de calor assumem um compromisso em relação às perdas de carga. Obviamente, a ocorrência de perdas de carga implica em uma maior potência requerida. Para a compressão do refrigerante, reduzindo a eficiência do ciclo.

A última não-idealidade do ciclo refere-se ao compressor, que no ciclo real apresenta irreversibilidades, consumindo uma maior quantidade de trabalho.

A seguir será dado um exemplo da análise de um ciclo real.

Um ciclo de refrigeração por compressão opera entre dois reservatórios térmicos a 20°C e 30°C, com uma pressão de 14 bar no condensador e 4,5 bar no evaporador. O fluido de trabalho é R12, que deixa o condensador a 48°C e entra no compressor como vapor saturado. O compressor é adiabático e possui uma eficiência isentrópica de 80%. O ambiente no qual o sistema opera se encontra a 30° C 1 bar. Analise o desempenho desse ciclo termodinâmico.



$$\text{COP} = \beta_{\text{máx}} = \frac{T_F}{T_Q - T_F} = 29,315$$

*Hipóteses:

- 1) O sistema e seus componentes operam em regime permanente;
- 2) Os estados 1, 2s, 2, 3 e 4 são estados de equilíbrio;

- 3) Efeitos de variação de energia cinética e potencial negligenciáveis;
- 4) Os efeitos da perda de carga no condensador e no evaporador são negligenciáveis para fins de cálculo de propriedades termodinâmicas;
- 5) Compressor e válvula de expansão adiabáticos.

*Análise do compressor

Colocando-se o volume de controle ao redor do compressor:

Balço de energia:

$$\frac{\dot{W}_{COMP}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Eficiência isentrópica:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_2}$$

Segunda Lei + teorema de Goug-Stodola:

$$\frac{\dot{W}_{perdCOMP}}{\dot{m}} = T_{amb}(s_2 - s_1)$$

(1) Tabela VS 12°C $\Rightarrow h_1 = 192,56 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 0,6912 \text{ kJ/kg.K}$

(2s) $s_{2s} = s_1 = 0,6913 \text{ kJ/kg.K}$; $P_{2s} = P_2 = 14 \text{ bar}$

Tab: $h_{2s} = 212,702 \text{ kJ/kg}$

$$(2) 0,8 = \frac{192,56 - 212,702}{192,56 - h_2} \Rightarrow \left. \begin{matrix} h_2 = 217,745 \text{ kJ/kg} \\ P_2 = 14 \text{ bar} \end{matrix} \right\} s_2 = 0,705964 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{COMP}}{\dot{m}} = 25,185 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{perdCOMP}}{\dot{m}} = 4,45 \text{ kJ/kg}$$

Complementar:

Determinação do estado insuflado do ar:



$$\dot{n}_i = \frac{q_s + q_L}{h_c - h_i}$$

Diferença entre infiltração e a “insuflação” de ar

Separando ar para dentro: entra no sistema e o que está puxando

Balço de energia: igual

Se tiver diferença é devido a infiltração

Carga térmica é tudo o que não passa na serpentina. Diferença de entalpia mata a carga térmica.

*Análise do condensador

Volume de controle no condensador:

Balço de energia:

$$\frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{m}} = h_3 - h_2$$

Segunda Lei + teorema de Goug-Stodola:

$$\frac{\dot{W}_{perd COND}}{\dot{m}} = T_{amb} \left(\frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{m} \cdot T_{amb}} + s_3 - s_2 \right)$$

(3) L,C, 14 bar, 48°C

$$h_3 \cong 82,83 \text{kJ/kg} ; s_3 \cong 0,2973 \text{kJ/kg.K}$$

$$\frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{m}} = -134,92 \text{kJ/kg} ; \frac{\dot{W}_{perd COND}}{\dot{m}} = 11,03 \text{kJ/kg}$$

*Análise da válvula de expansão

Volume de controle na válvula:

Balço de energia:

$$h_3 = h_4$$

Segunda Lei +Goug-Stodola

$$\frac{\dot{W}_{perd V.E}}{\dot{m}} = T_{amb} (s_4 - s_3)$$

(4) L + V: $h_3 = h_4 = 82,83 \text{kJ/kg}$ $P_4 = 4,5 \text{bar}$, $T = 12^\circ\text{C}$.

$$82,83 = (1 - x_4) \cdot 47,26 + x_4 \cdot 192,56 ; x_4 = 24,48\%$$

$$s_4 = (1 - x_4) \cdot 0,1817 + x_4 \cdot 0,6913 ; s_4 = 0,3065 \text{kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{perd V.E}}{\dot{m}} = 2,77 \text{kJ/kg}$$

*Análise do evaporador

Volume de controle no evaporador:

Balço de energia:

$$\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Segunda Lei + teorema de Goug-Stodola:

$$\frac{\dot{W}_{perd EVAP}}{\dot{m}} = T_{amb} \left(\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{m} \cdot T_{amb \text{ refr.}}} + s_1 - s_4 \right)$$

$$\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{m}} = 109,71 \text{kJ/kg} ; \frac{\dot{W}_{perd EVAP}}{\dot{m}} = 3,2 \text{kJ/kg}$$

*ANÁLISE DO SISTEMA GLOBAL:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = 4,356 ; \beta_{m\acute{a}x} = 29,315$$

$$\frac{\dot{W}_{COMP}}{m} = 25,185 \text{kJ/kg} ; \quad \frac{\dot{W}_{perd}}{m} = \sum \frac{\dot{W}_{pl}}{m} = 21,45 \text{kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{min}}{m} = \frac{\dot{W}_{COMP}}{m} - \frac{\dot{W}_{perd}}{m} = 3,735 \text{kJ/kg}$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{W}_{min}}{\dot{W}_{COMP}} = 14,83\% \quad \text{ou} \quad \eta_2 = \frac{\beta}{\beta_{m\acute{a}x}} = 14,86\%$$

EQUIPAMENTO	% Total da Irreversibilidade
Condensador	51,42% (transf. de calor e perda de carga)
Compressor	20,75% (Escoamento, atrito, etc...)
Evaporador	14,92% (Transf. de calor e perda de carga)
Válvula	12,91% (escoamento, expansão não resistida)

Solução: Diminuir a pressão do condensador.

Projete um sistema de condicionador de ar para a sala 1030 empregando um equipamento cujo comportamento da serpentina seja similar o da serpentina de expansão direta para R22 da companhia Trane (ver tabela 8.1 do livro texto). A determinação da carga térmica da sala foi realizada pelo aluno Irandé Lopes da Silva.

Dados:

Ambiente externo → Fortaleza ^{2,5}

TBS = 32°C; TBU = 26°C (A)

$h_A = 80,5 \text{kJ/kg}$; $v_A = 0,889 \text{m}^3/\text{kg}$

$\omega_A = 0,0189 \text{kgs/kg}$

Ambiente condicionado:

TBS = 25°C

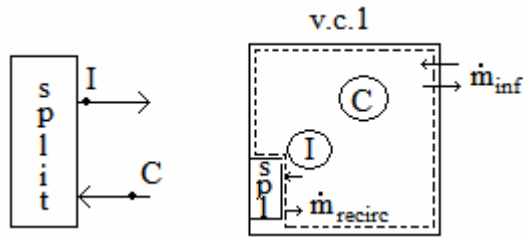
$\phi = 50\%$

$h_c = 50,5 \text{kJ/kg}$; $v_c = 0,859 \text{m}^3/\text{kg}$

$\omega_c = 0,01 \text{kgs/kg}$

Opção I – Split sem renovação de ar.

$$\left. \begin{array}{l} \dot{q}_s = 10,92 \text{kW} \\ \dot{q}_L = 0,70 \text{kW} \\ fcs_{\odot} = 93,98\% \\ \dot{v}_{inf} = 15,7 \text{L/s} \end{array} \right\} \text{carga térmica}$$



Hipóteses:

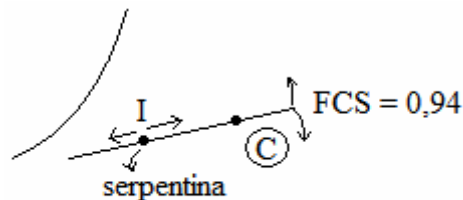
- (1) Sala possui propriedades termodinâmicas uniformes;
- (2) Operação em regime permanente;

(a) Vazão de ar recirculado no split, temperatura do refrigerante na serpentina e arranjo da serpentina

O estado do ar insuflado I e a vazão no split:

$$\dot{m}_I = \frac{q_s + q_L}{h_c + h_I} \quad (1) \text{ conservação de energia para v.c.1.}$$

Além disso, o estado I deve estar sobre a linha de relação entre cargas:



* cálculo iterativo em \dot{m}_I
e no estado I

Traçar a linha de relação entre cargas na carta:

$$fcs = \frac{1 \cdot (TBS_p - TBS_c)}{h_p - h_c} \text{ com } TBS_p \text{ arbitrário de } 20^\circ \text{ tem-se:}$$

$$0,9398 = \frac{1 \cdot (20 - 25)}{h_p - 50,5}, \text{ logo } P = P(TBS = 20^\circ\text{C } h = 45,18)$$

Ponto I \rightarrow TBS = 14,6°C; TBU = 14°C (3m/s de velocidade frontal, 4 fileiras e 1,7°C de temperatura do refrigerante).

$$h_I = 39,2 \text{kJ/kg}; \omega_I = 0,00975 \text{kgs/kg}; v_I = 0,828 \text{m}^3/\text{kg}$$

na equação 1:

$$\dot{m}_I = \frac{10,92 \text{kW} + 0,7 \text{kW}}{50,5 \text{kJ/kg} - 39,2 \text{kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_I = 1,028 \text{kga/s}$$

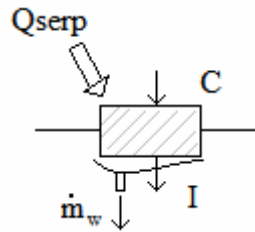
$$\dot{V}_c = v_c \dot{m}_c = 0,883 \text{m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_c = \vec{v}_c A_{\text{serp}}; A_{\text{serp}} = \frac{0,883 \text{m}^3/\text{s}}{3 \text{m/s}}$$

$$A_{\text{serp}} = 0,294 \text{m}^2$$

(b) Capacidade de Refrigeração

Balanco térmico na serpentina:



$$\dot{m}_I = (h_c + h_I) - \dot{m}_w \cdot h_{LS} \cdot (T = TBU_I) = Q_{serp}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_I (\omega_c - \omega_I)$$

$$\dot{m}_w = 1,028 \text{kg/s} (0,01 \text{kgs/kg} - 0,00975 \text{kgs/kg}) = 2,57 \cdot 10^{-4} \text{kg/s}$$

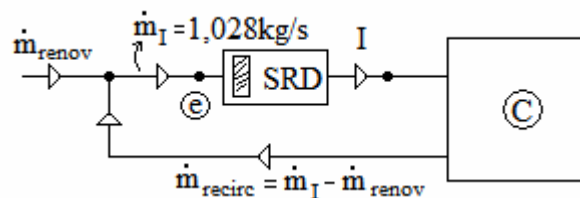
$$Q_{serp} = +1,028 \cdot (50,5 - 39,2) - 2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 58,75 = 11,6 \text{kW}$$

$$Q_{serp} = 39590 \text{ Btu/h}, 2 \text{ split de } 20000 \text{ Btu}$$

Opção II – Sistema zona simples com 3,5 L/s de ar renovado por pessoa.

A carga térmica permanece inalterada nesse caso, pois os 3,5 L/s.pessoa passam por dentro do sistema de condicionamento e não constituem sem a infiltração (fato que ocorreria com ventiladores!).

$$\left. \begin{array}{l} q_s = 10,92 \text{kW} \\ q_L = 0,70 \text{kW} \\ fcs_{\odot} = 93,98\% \\ V_{inf} = 15,7 \text{L/s} \\ V_{renova\c{c}\tilde{a}o} = 178,5 \text{L/s} \end{array} \right\} \text{carga térmica}$$



Por simplicidade, será admitido que o comportamento da serpentina é o mesmo do exercício anterior ao se aplicar ar no estado (e) em sua entrada. Obviamente, deve-se solicitar ao fabricante dados correspondentes à operação com a entrada de ar no estado (e) e re-projetar o sistema. Contudo com a hipótese anterior, tem-se o mesmo estado de insuflamento I e o mesmo fluxo de massa \dot{m}_I , pois nesse caso a aplicação da Equação (1) e do catálogo do fabricante levariam a resultados idênticos para \dot{m}_I , TBS_I e TBU_I .

Balço de Energia para o processo de mistura no ponto O:

$$\dot{m}_{renov} \cdot h_a + \dot{m}_{recirc} \cdot h_c = \dot{m}_I \cdot h_e \text{ (mistura adiabática).}$$

$$\dot{m}_{recirc} = \dot{m}_I - \dot{m}_{renov}$$

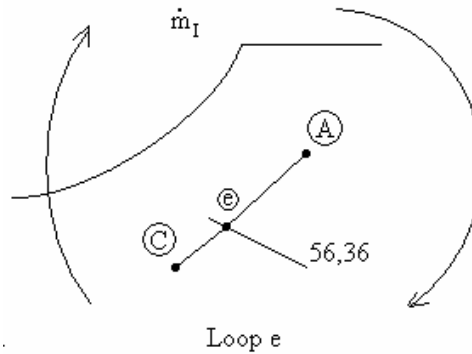
$$\dot{m}_{\text{renov}} = \frac{\dot{V}_{\text{renovação}}}{v_A} = \frac{178,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{0,889 \text{ m}^3/\text{kga}} = 0,20 \text{ kga/s}$$

$$\dot{m}_I = 1,028 \text{ kg}_e/\text{s}; \quad \dot{m}_{\text{recirc}} = 0,827 \text{ kg}_e/\text{s}$$

$$0,2 \times 80,5 + 0,827 \times 50,5 = 1,028 \times h_e$$

$$h_e = 56,36 \text{ kJ/kga}$$

Ponto e:



$$h_e = 56,36 \text{ kJ/kga}$$

$$\omega_e = 0,0118 \text{ kgs/kga}$$

$$v_e = 0,874 \text{ m}^3/\text{kga}$$

$$\text{TBS}_e = 26,8^\circ \text{ C}; \quad \text{TBU}_e = 20^\circ \text{ C}$$

Serpentina: $\text{TBS} = 30^\circ \text{ C}; \quad \text{TBU} = 21^\circ \text{ C}$ † perto.

Correção na área da serpentina:

$$\dot{V}_e = v_e \cdot \dot{m}_I = 0,898 \text{ m}^3/\text{s}; \quad A_{\text{serp}} = \frac{\dot{V}_e}{v_e} = \frac{0,898}{3} = 0,299 \text{ m}^2$$

Balço térmico na serpentina:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_I (\omega_c - \omega_I) = \dot{m}_w = 1,028 (0,0118 - 0,00975) = 2,1 \text{ g/s}$$

$$\dot{Q}_{\text{serp}} = \dot{m}_I \cdot (h_e - h_I) - \dot{m}_w \cdot h_{\text{ls}} (14^\circ \text{ C}) = 17,64 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{serp}} = \dot{m}_I \cdot (h_e - h_I) - \dot{m}_w \cdot h_{\text{ls}} (14^\circ \text{ C}) = 17,64 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{serp}} = 60204 \text{ Btu/h}$$

Uma outra opção seria a instalação de exaustores com vazão de $51 \times 3,5 \text{ L/s}$ e a utilização de splits. Nesse caso, os exaustores dariam origem a uma carga térmica de infiltração adicional que resultaria em uma elevação da demanda por capacidade de refrigeração, obtendo-se um valor total próximo dos 60000 Btu/h.