

Problema Proposto #2

Eduardo Vila Nova - 166711

ES624 – Sistemas Fluidotérmicos I

Prof. Arnaldo César Walter

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

04/05/2020

Questão

Considere um espaço de 1000 m^2 em que as cargas térmicas estimadas em um dia típico de verão correspondem ao que é mostrado nas Figuras 1a e 1b (A figura 1a mostra a carga sensível total e latente total e figura 1b mostra o detalhamento das cargas). As cargas térmicas correspondem às parcelas devido à ocupação por pessoas (cargas latente e sensível), energia dissipada por equipamentos eletrônicos e iluminação, trocas de calor pelas paredes e pelo teto, energia solar que incide pelas janelas, etc. O sistema de controle térmico é central, e água gelada a até 2°C , proveniente de um chiller (equipamento de refrigeração que reduz a temperatura da água), é usada para reduzir a temperatura do fluxo de ar que é insuflado no espaço. Um esquema de instalação similar é apresentado na Figura 2.

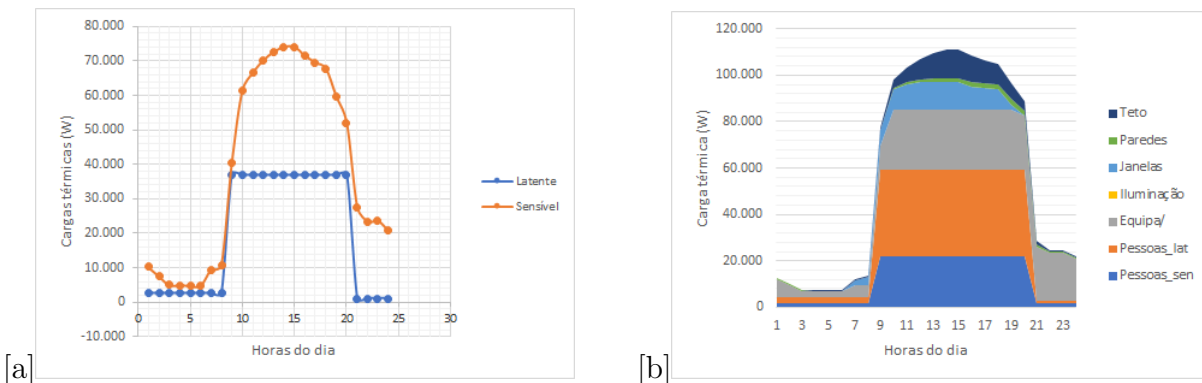


Figure 1: Cargas térmicas no interior da edificação, em W, em um dia típico

Suponha um equipamento de refrigeração por compressão de vapor de R134a que deve operar de forma a resfriar a água até 2°C , e que a temperatura ambiente externa no local em que a unidade vai ser instalada pode chegar a 35°C . No condensador do sistema de refrigeração, como a troca de calor é com o ar, a diferença de temperatura entre os fluidos deve ser 10°C ; já no evaporador, como

a troca de calor é com água, a diferença de temperatura entre os fluidos deve ser 5°C . Suponha que o compressor, que opera com rotação constante, tenha eficiência isoentrópica 85%.

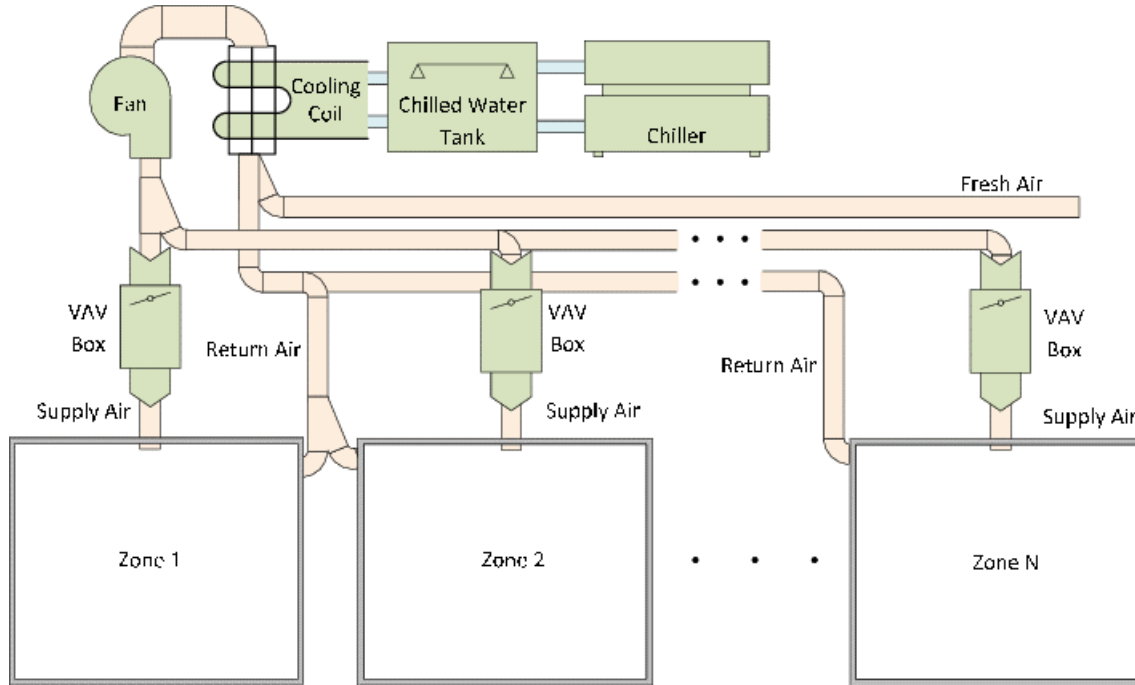


Figure 2: Esquema do sistema de controle térmico central

As cargas térmicas máximas são observadas às 14 e 15 horas, correspondendo a 37 kW de carga latente e (arredondando) 74 kW de carga sensível. Simplificadamente, as menores cargas térmicas são observadas na madrugada, alcançando em média 7,5 kW (no total).

Na Tabela 1 são apresentados os estados termodinâmicos que correspondem à operação do sistema de controle térmico, na condição de máxima carga térmica. O estados correspondem aos pontos A, E, C (S=C), e Z(ver figura 3).

Ponto	Localização	Temp. bulbo seco ($^{\circ}\text{C}$)	Umid. relat. (%)	Umid. esp. (g/kg)	Fluxo de ar (kg/s)
A	Ambiente externo	28	70	16,69	0,48
Z	Dentro do espaço	22	60	9,89	
E	Fluxos misturados	22,5	61	10,45	5,84
C=S	Ar insuflado no espaço	9,5	100	7,40	5,84

Table 1: Estados termodinâmicos e fluxos mássicos (de ar úmido) na condição de operação do sistema de controle térmico para anular as cargas térmicas máximas

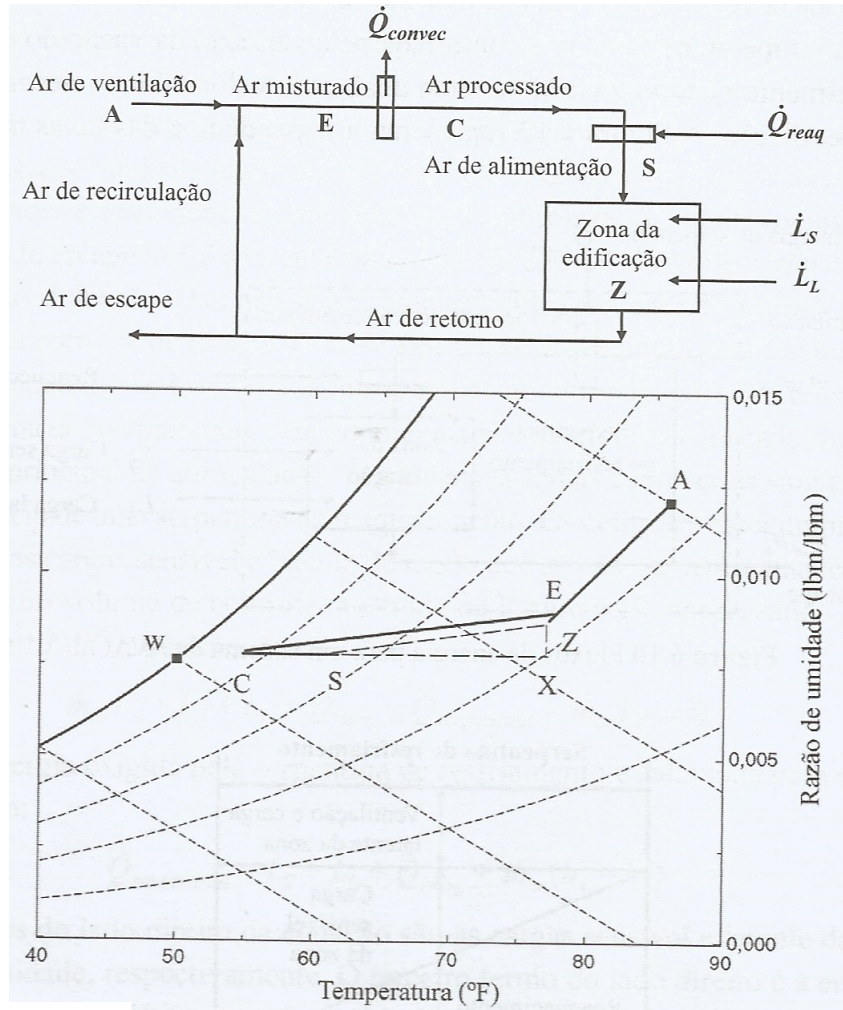


Figure 3: Esquema do sistema de controle térmico central e indicação dos estados termodinâmicos em carta psicrométrica

Considerações iniciais: Foi considerado que a água líquida é incompressível e que o transporte da água entre o chiller e o cooling coil é adiabático.

Questão a

Para a máxima carga térmica, qual o fluxo necessário de água gelada no cooling coil? Suponha que há perdas de 5% (em relação ao efeito útil – i.e. ar resfriado), que a mínima diferença de temperaturas entre os fluxos de ar e de água seja 5°C , e que a elevação de temperatura da água no processo é de 4°C .

O balanço de energia para a água no cooling coil, se considerado que o ponto 1 é antes da troca de calor e o ponto 2 após a troca, pode ser descrito pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (1)$$

A água entre no cooling coil a $2^{\circ}C$ e sai a $6^{\circ}C$. Como a água está sendo considerada incompressível pode se aproximar os valores das propriedades termodinâmicas para os valores da água líquida saturada a mesma temperatura, portanto:

- $T_1 = 2^{\circ}C$
- $h_1 = 8.36 \text{ kJ/kg}^*$
- $T_2 = 6^{\circ}C$
- $h_2 = 25.17 \text{ kJ/kg}^*$

*Valores obtido a partir de interpolação.

O enunciado diz que há uma perda de 5% em relação ao efeito útil, e a carga total pode ser descrita como a soma da carga latente e da carga sensível, portanto é possível afirmar que o calor recebido pela água é:

$$\dot{Q}_{cooling} = (37kJ + 74kJ)/0.95 = 116.84kJ$$

Isolando \dot{m} a partir da equação 1 e substituindo os valores apresentados obtemos que:

$$\dot{m} = 6.95kg/s$$

Questão b

Para as condições de carga máxima, calcule o COP do sistema de refrigeração. Qual a potência necessária para acionamento do compressor do chiller? Suponha que há perdas de 2% no evaporador (em relação ao efeito útil – i.e. água resfriada).

O chiller é um sistema de refrigeração que, se utilizar um compressor isentrópico, pode ser descrito pela Figura 4.

As informações que temos a respeito deste ciclo são as temperaturas dos pontos 1 e 3. Essas temperaturas foram dadas implicitamente pelo enunciado ao dizer qual deveria ser a diferença de temperatura nos trocadores de calor.

Como o Refrigerante está em região de saturação para ambos os pontos, é trivial a extração das outras propriedades termodinâmicas.

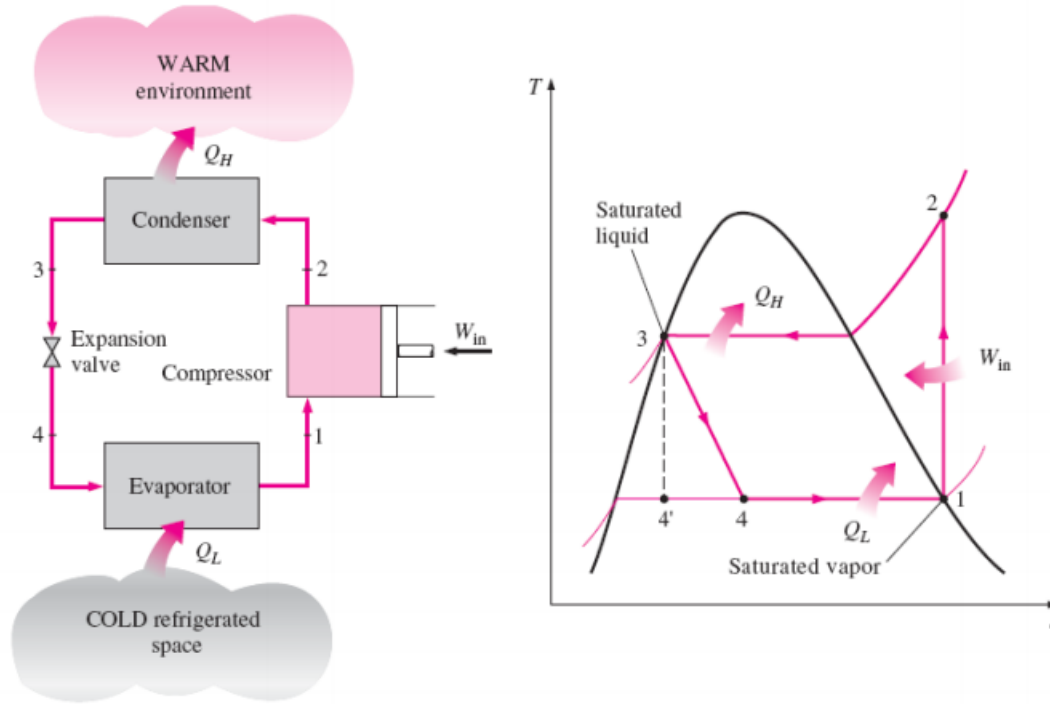


Figure 4: Ciclo de refrigeração e diagrama T-s

Valores inicialmente conhecidos:

- $T_1 = -3^\circ C$
- $h_1 = 245.48 \text{ kJ/kg}^*$
- $s_1 = 0.9207 \text{ kJ/(kg} \cdot K)^*$
- $T_3 = 45^\circ C$
- $P_3 = 11.605 \text{ bar}^*$
- $h_3 = 113.75 \text{ kJ/kg}^*$

*Valores obtido a partir de interpolação.

Inicialmente o compressor do chiller será considerado isentrópico. Com essa consideração, duas propriedades do fluido no estado 2 são conhecidas, a entropia e a pressão. Com essas duas informações é possível encontrar as demais propriedades.

- $P_2 = 11.605 \text{ bar}$
- $s_2 = 0.9207 \text{ kJ/(kg} \cdot K)$
- $T_2 = 49.75^\circ C^*$
- $h_2 = 276.15 \text{ kJ/kg}^*$

*Valores obtido a partir de interpolação dupla.

Sobre o ponto 4 sabe-se que o fluido é uma mistura líquido-vapor e que $h_4 = h_3$, essas informações seriam suficiente para obter as demais propriedades porém para os calculos a serem desenvolvidos a entalpia em 4 é suficiente.

É bem razoavel imaginar que o calor que entra na água no cooling coil tem que sair da agua no chilling, portanto pode-se afirmar que $\dot{Q}_{evaporador} = \dot{Q}_{cooling}$, valor que foi obtido na questão a.

A vazão mássica pode ser obtida pela razão do fluxo de calor no evaporador pela variação da entalpia no mesmo, portanto:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{h_1 - h_4} = 0.887 \text{ kg/s}$$

entretanto, o enunciado diz que existe uma perda de 2% no evaporador, logo:

$$\dot{m} = 0.887/0.98 = 0.905 \text{ kg/s}$$

Tendo os valores da vazão mássica e das entalpias em 1 e 2 podemos obter os valores da potência requerida pelo sistema.

$$\dot{W}_s = \dot{m} \times (h_{2s} - h_1) \quad (2)$$

A partir da equação 2 chegamos que $\dot{W}_s = 27.76 \text{ kW}$, porém a eficiência isentrópica do compressor é de 85%, logo:

$$\dot{W} = \dot{W}_s/0.85 \quad (3)$$

então:

$$\dot{W} = 32.65 \text{ kW}$$

O COP é definido como:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}} \quad (4)$$

Substituindo os valores temos que:

$$\beta = 3.58$$

Questão c

Indique os processos termodinâmicos (PTAC) que estão associados à transição entre os estados (i.e. os processos A-E, E-C, etc.). Indique esses estados em uma carta psicrométrica.

O processo A-E é uma Mistura adiabática de duas correntes de ar úmido. A corrente de ar que se junta com A é a Z.

O processo E-C é Resfriamento e desumidificação de ar úmido.

O processo S-Z é Ganho de calor e ganho de umidade.

A representação dos processos na carta está demonstrado na figura 5.

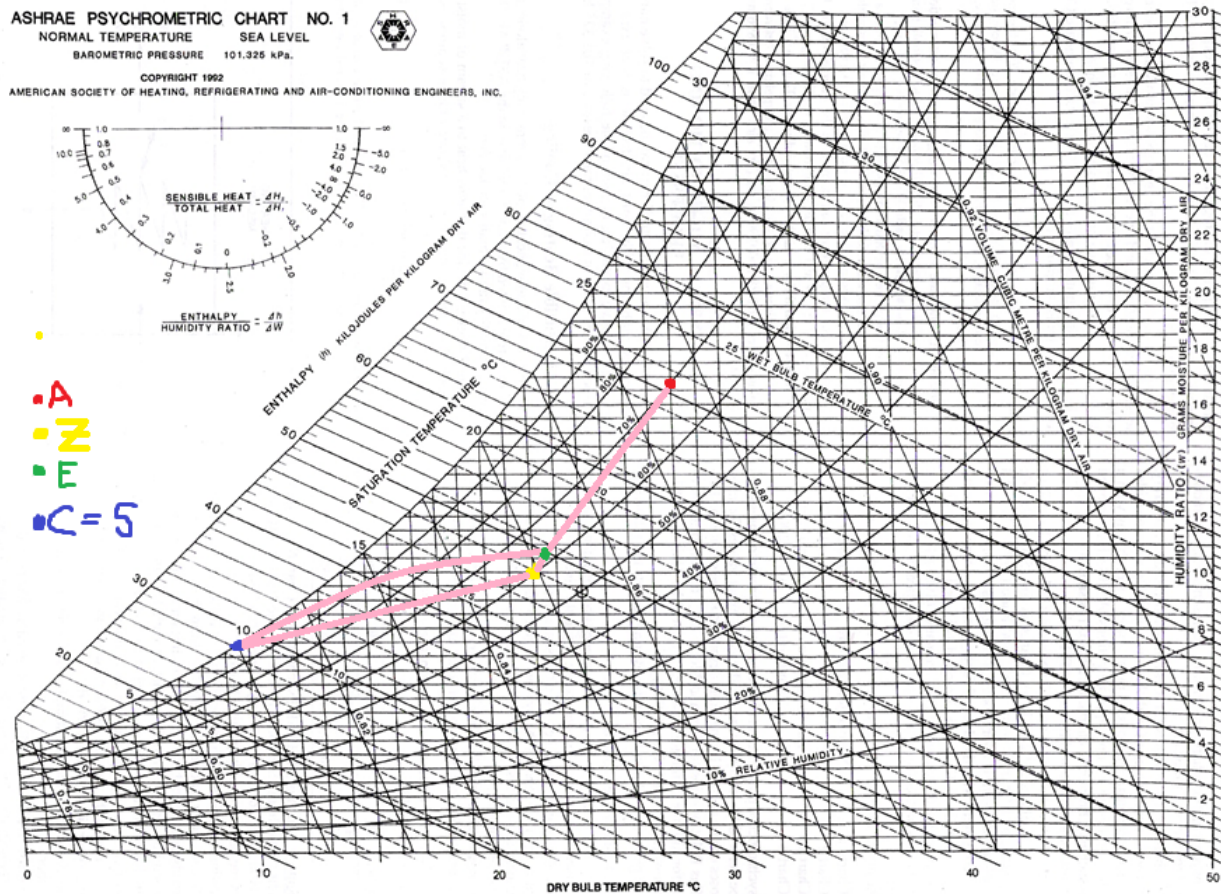


Figure 5: Representação dos processos termodinâmicos

Questão d

Como é feito o controle operacional do sistema? Por exemplo, se o sistema foi dimensionado e está ajustado para “anular” as cargas térmicas às 15 horas, o que é feito para que opere adequadamente, às 8 horas?

A refrigeração do ambiente é feita com base na liberação de ar resfriado. O sistema sempre tem que ser projetado visando atender a maior demanda possível, isso quer dizer, maior temperatura externa e maior carga. Como o sistema está ajustado para a maior demanda, quando a necessidade é inferior o sistema resfriaria o ambiente além da conta. Para contornar isso o sistema de refrigeração pode controlar a quantidade de ar resfriado que é liberado no ambiente. A taxa de remoção de calor do ar é constante mas a quantidade de ar liberada varia.

Questão e

Supondo que a tarifa elétrica seja variável durante o dia , qual a alternativa para que o sistema opere adequadamente, mas com menor custo operacional?

Uma alternativa viável é programar o sistema para que nos momentos em que tarifa elétrica é menor o sistema remova mais calor do ambiente, aliviando o desempenho do sistema nos momentos de máxima demanda e de maior valor da tarifa elétrica. Uma outra alternativa é a utilização de um compressor de rotação variável no chiller.