

Gabarito da Prova 2

Questão 1: Um aparelho de ar condicionado que opera com fluido refrigerante R134a é usado para manter uma sala a 26°C rejeitando calor para o ar externo a 34°C . A sala ganha calor através das paredes e janelas a uma taxa de 250 kJ/min , enquanto o calor gerado pelo computador, pela TV e pelas luzes somam 900 W . Uma quantidade desconhecida de calor também é gerada pelas pessoas que estão na sala. As pressões do condensador e do evaporador são 1200 kPa e 500 kPa , respectivamente. O refrigerante é líquido saturado à saída do condensador e vapor saturado à entrada do compressor. Existe uma válvula de expansão no caminho do refrigerante que sai do condensador e vai para o evaporador. Se o refrigerante entrar no compressor a uma taxa de 100 L/min e a eficiência isoentrópica do compressor for de 75% , determine:

- A temperatura do refrigerante na saída do compressor, em $^\circ\text{C}$ (**1,5 ponto**);
- A taxa de geração de calor pelas pessoas que estão na sala, em kW (**1,0 ponto**);
- O coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração (**1,0 ponto**);
- Admitindo que a temperatura média do R134a no condensador seja de 48°C e que o compressor e a válvula de expansão estejam perfeitamente isolados, determine a taxa de geração de entropia para o ciclo completo do R134a (**1,5 ponto**).

Solução: Todos os valores de propriedades foram extraídos das tabelas B.5.1 e B.5.2 do livro texto. Designa-se por 1 a entrada no compressor (estado de vapor saturado); 2 a entrada no condensador; 3 a entrada na válvula de expansão (estado de líquido saturado); e 4 a entrada no evaporador. O diagrama esquemático, $T - s$, do ciclo é mostrados na Figura 1.

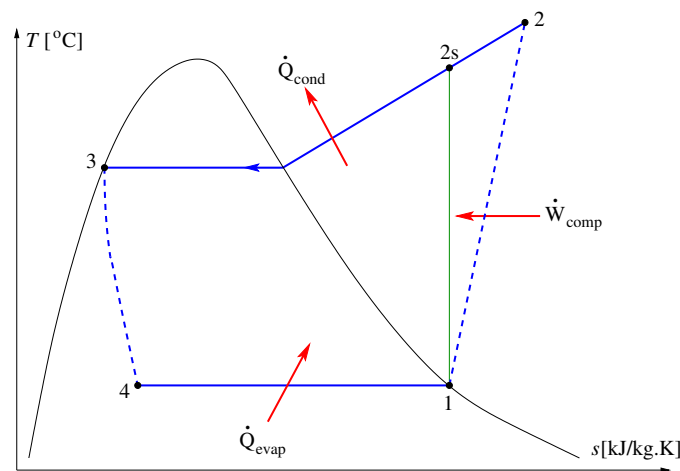


FIGURA 1 – Diagrama $T - s$ do ciclo.

Estado 1: $p_1 = 500\text{ kPa}$ e $x_1 = 1$. Por interpolação: $v_1 = 0,04136\text{ m}^3/\text{kg}$; $h_1 = 407,42\text{ kJ/kg}$; e $s_1 = 1,7198\text{ kJ/kg.K}$.

Estado 2s: $p_{2s} = p_2 = 1200\text{ kPa}$ e $s_{2s} = s_1$. Por interpolação: $h_{2s} = 425,58\text{ kJ/kg}$.

Estado 3: $p_3 = 1200\text{ kPa}$ e $x_3 = 0$. Por interpolação: $h_3 = 266,06\text{ kJ/kg}$.

Estado 4: Processo na válvula de expansão é isoentálpico: $h_4 = h_3 = 266,06\text{ kJ/kg}$.

(a) T_2 será obtido em tabelas por meio do conhecimento de p_2 e h_2 , e h_2 é calculado utilizando

a eficiência isoentrópica do compressor, η_c .

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} = 407,42 + \frac{425,58 - 407,42}{0,75} = 431,63 \text{ kJ/kg}$$

Com o par p_2 e h_2 conhecidos, da tabela, por interpolação:

$$T_2 = 54,26 \text{ °C} \cong 54,3 \text{ °C} \quad \boxed{1,5 \text{ pt}}$$

(b) A vazão mássica de R134a pode ser calculada em função da sua vazão volumétrica em 1 (conhecida) e o volume específico neste estado.

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{100}{0,04136} = 0,04030 \text{ kg/s}$$

A taxa de transferência de calor no evaporador é dada por:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 0,04030 \cdot (407,42 - 266,06) = 5,697 \text{ kW}$$

Para situação de regime permanente, a taxa de transferência de calor no evaporador (taxa de resfriamento) deve ser igual à taxa de transferência de calor para o ambiente a ser refrigerado. Por sua vez esta segunda é dada pela soma da taxa de transferência de calor através das paredes e janelas, $\dot{Q}_{paredes}$; da taxa de transferência de calor pelo computador, pela TV e pelas luzes, \dot{Q}_{equip} ; e da taxa de transferência de calor das pessoas, $\dot{Q}_{pessoas}$. Assim,

$$|\dot{Q}_{evap}| = |\dot{Q}_{pessoas}| + |\dot{Q}_{equip}| + |\dot{Q}_{paredes}|$$

$$|\dot{Q}_{pessoas}| = 5,697 - 0,9 - \frac{250}{60} = 0,63 \text{ kW} \quad \boxed{1,0 \text{ pt}}$$

(c) O coeficiente de desempenho do ciclo é calculado diretamente em função das entalpias nos estados 1, 2 e 4:

$$\beta = \frac{|\dot{Q}_{evap}|}{|\dot{W}_{comp}|} = \frac{\dot{m} \cdot (h_4 - h_1)}{\dot{m} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{h_4 - h_1}{h_1 - h_2} = \frac{266,06 - 407,42}{407,42 - 431,63} = 5,8389 \cong 5,84 \quad \boxed{1,0 \text{ pt}}$$

(d) O balanço de entropia para o ciclo do R134a é dado por:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}} + \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{cond}} + \dot{S}_{ger}$$

uma vez que os termos $\dot{m} \cdot s$ são iguais para um ciclo. Assim,

$$\dot{S}_{ger} = - \left(\frac{\dot{Q}_{evap}}{T_{evap}} + \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{cond}} \right)$$

onde $\dot{Q}_{evap} = 5,697 \text{ kW}$ (calculado no item b); $T_{evap} = T_{sat @ 500 \text{ kPa}} = 15,63 \text{ °C} = 288,63 \text{ K}$; e $T_{cond} = 48 \text{ °C} = 321 \text{ K}$ (segundo enunciado). A taxa de transferência de calor no condensador

vale:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 0,04030 \cdot (266,06 - 431,63) = -6,673 \text{ kW}$$

Voltando à equação para cálculo de \dot{S}_{ger} :

$$\dot{S}_{ger} = - \left[\frac{5,697}{288,63} + \frac{(-6,673)}{321} \right] = 1,050 \times 10^{-3} \text{ kW/K}$$

$$\dot{S}_{ger} = 1,050 \text{ W/K} \quad \boxed{1,5 \text{ pt}}$$

Caso se tenha utilizado $T_K = T_C + 273,15$ para cálculo de T_{evap} e \bar{T}_{cond} , a resposta dá 1,051 W/K.

Questão 2: Estamos em 2040 e você é um(a) engenheiro(a) de produção bem sucedido(a), diretor(a) de uma grande empresa multinacional. Depois de um ano de trabalho duro, você resolve tirar férias para praticar seu hobby preferido, o mergulho autônomo, nas tépidas águas do Caribe. Depois de alguns dias, você já criou um bom relacionamento pessoal com a empresa que lhe fornece os equipamentos de mergulho e eles lhe convidam para conhecer a sede deles. Lá você observa como é feito o enchimento dos tanques de ar comprimido, que são do tipo alumínio-80 (volume interno de 11 L): para atingir a condição final de uso (cilindro cheio com pressão de 210 bar à temperatura ambiente, 27 °C), o funcionário conecta o tanque repetidas vezes à linha de ar comprimido, onde o fluido circula à temperatura ambiente com uma pressão de 300 bar. Ele diz que isso é necessário porque quando o cilindro esfria após o enchimento, a pressão cai e é necessário colocar mais ar até que a pressão atinja o valor desejado. No desejo de ajudar a empresa, que até agora vem lhe prestando um ótimo serviço, você resolve fazer uso dos conhecimentos de PME2398 para melhorar este processo, recomendando-lhes que façam o enchimento uma vez só atingindo uma pressão mais alta, p_2 , e depois deixem o cilindro esfriar que chegará à temperatura ambiente com a pressão desejada, $p_3 = 210$ bar. Sabendo que no início do enchimento os tanques contém ar a pressão atmosférica ($p_1 = 100$ kPa) e temperatura ambiente, e que o processo de enchimento é rápido o suficiente para ser considerado adiabático, determine qual deve ser o valor da pressão ao final do enchimento, p_2 (**2,0 pontos**). Quais serão as entropias geradas no processo de enchimento (**1,0 ponto**) e no resfriamento (**1,0 ponto**) de cada tanque?

A empresa resolve seguir sua recomendação e o dono, impressionado com seus atributos e empolgado com o ganho de eficiência, vem lhe pedir um conselho a respeito de um sistema de enchimento com recuperação energética que lhes foi oferecido há alguns dias atrás. A promessa do vendedor era que o sistema seria capaz de gerar uma economia de 30% no consumo de energia do sistema de compressão, podendo ser acoplado diretamente à linha de ar comprimido que utilizam. O dono da empresa está bastante cético quanto a este número e lhe pergunta se isso é mesmo possível. O que você responde? (**1,0 ponto**)

Solução: O processo de enchimento do tanque pode ser tratado como um processo em regime uniforme. Trataremos o ar como um gás ideal ($R = 0,287$ kJ/(kg · K)), com calores específicos variáveis (modelagem com calores específicos constantes também será considerada correta). Desprezando os efeitos de energia cinética e potencial, e designando o estado inicial do ar no tanque por 1, o estado do ar no tanque após o enchimento por 2 e o estado do ar na linha de fornecimento por e , temos

Conservação de massa: $m_2 = m_1 + m_e$ **0,2 pt**

1ª Lei: $m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_e h_e$ **0,2 pt**

Estado 1: $p_1 = 100$ kPa, $T_1 = 300$ K, $V_1 = 0,011$ m³

Tabela: $u_1 = 214,36$ kJ/kg. **0,2 pt** $m_1 = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = 0,01278$ kg **0,2 pt**

Estado 2: $V_2 = 0,011$ m³

A massa é a mesma do estado final (após o resfriamento), 3, quando a pressão é $p_3 = 210$ kPa, a temperatura $T_3 = 300$ K e o volume $V_3 = 0,011$ m³ $\Rightarrow m_2 = m_3 = \frac{p_3 V_3}{RT_3} = 2,683$ kg. **0,2 pt**

Estado e : $p_e = 30$ MPa, $T_e = 300$ K. Tabela: $h_e = 300,47$ kJ/kg **0,2 pt**

Da conservação de massa: $m_e = m_2 - m_1 = 2,670$ kg. **0,2 pt**

Da 1ª Lei: $u_2 = \frac{m_e h_e + m_1 u_1}{m_2} = 300,05 \text{ kJ/kg}$. 0,2 pt

Com o valor de u_2 , encontramos $T_2 = 418,6 \text{ K}$, interpolando na tabela. 0,2 pt

$$p_2 = \frac{m_2 R T_2}{V_2} = 29302 \text{ kPa} \quad \text{0,2 pt}$$

2ª Lei para o processo de enchimento: $m_2 s_2 - m_1 s_1 - m_e s_e = {}_1\sigma_2$ 0,2 pt

Para achar a entropia gerada, precisamos adotar um estado de referência para obter os valores de entropia do ar a partir dele. Aqui adotaremos o estado 1, tal que $s_1 = 0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$. 0,3 pt

As entropias dos outros estados são:

$$s_2 = (s_{T_2}^0 - s_{T_1}^0) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = (7,20529 - 6,86926) - 0,287 \times \ln\left(\frac{29302}{100}\right) = -1,2942 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad \text{0,2 pt}$$

$$s_e = \cancel{(s_{T_e}^0 - s_{T_1}^0)} - R \ln\left(\frac{p_e}{p_1}\right) = -0,287 \times \ln\left(\frac{30000}{100}\right) = -1,6370 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad \text{0,2 pt}$$

Substituindo na expressão da 2ª Lei: ${}_1\sigma_2 = m_2 s_2 - m_1 s_1 - m_e s_e = 0,8985 \text{ kJ/K}$ 0,1 pt

1ª Lei para o resfriamento (sistema): $m_2(u_3 - u_2) = {}_2Q_3$ 0,2 pt

2ª Lei para o resfriamento (sistema): $m_2(s_3 - s_2) = \int_2^3 \frac{\delta Q}{T} + {}_2\sigma_3$ 0,2 pt

Estado 3 (final): $T_3 = 300 \text{ K}$, $p_3 = 21 \text{ MPa}$. Tabela: $u_3 = 214,36 \text{ kJ/kg}$ 0,2 pt

$$s_3 = \cancel{(s_{T_3}^0 - s_{T_1}^0)} - R \ln\left(\frac{p_3}{p_1}\right) = -0,287 \times \ln\left(\frac{21000}{100}\right) = -1,5346 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad \text{0,2 pt}$$

Da 1ª Lei: ${}_2Q_3 = m_2(u_3 - u_2) = -229,91 \text{ kJ}$ 0,1 pt

Da 2ª Lei: ${}_2\sigma_3 = m_2(s_3 - s_2) + \frac{{}_2Q_3}{T_{\text{amb}}} = 0,1213 \text{ kJ/K}$ 0,1 pt

Para analisar qual seria a maior economia possível de energia, consideramos o processo que vai do estado inicial 1 ao estado final 3.

1ª Lei: $m_3 u_3 - m_1 u_1 = {}_1Q_3 - {}_1W_3 + m_e h_e \Rightarrow {}_1W_3 = {}_1Q_3 + m_e h_e - m_3 u_3 + m_1 u_1$ 0,1 pt

2ª Lei: $m_3 s_3 - m_1 s_1 - m_e s_e = \int_1^3 \frac{\delta Q}{T} + {}_1\sigma_3 \Rightarrow {}_1Q_3 = T_{\text{amb}}(m_3 s_3 - m_1 s_1 - m_e s_e - {}_1\sigma_3)$ 0,1 pt

Como os estados 1, 3 e e são fixos, vemos pela expressão da 1ª lei que para maximizar ${}_1W_3$ temos que maximizar ${}_1Q_3$. Pela 2ª Lei vemos que para maximizar ${}_1Q_3$ temos que minimizar ${}_1\sigma_3$. Ou seja, ${}_1W_3$ será máximo quando ${}_1\sigma_3 = 0$. 0,2 pt

Da 2ª Lei: ${}_1Q_3 = T_{\text{amb}}(m_3 s_3 - m_1 s_1 - m_e s_e) = 76,04 \text{ kJ}$ 0,1 pt

Da 1ª Lei: ${}_1W_3 = {}_1Q_3 + m_e h_e - m_3 u_3 + m_1 u_1 = 305,95 \text{ kJ}$ 0,1 pt

A energia gasta pelo sistema de compressão é $m_e h_e = 802,25$ kJ. **0,2 pt**

Assim, a economia máxima possível gerada por um sistema de recuperação energética é

$$\frac{{}_1W_3}{m_e h_e} = \frac{305,95}{802,25} = 38\%$$

Portanto, teoricamente é possível construir um sistema que gere a economia prometida. **0,2 pt**