

TERMODINÂMICA E ESTRUTURA DA MATÉRIA 2012 - 2013
Exame de 2ª Época, 25 de Junho de 2013, 8h-10h30min – B
Grupo I (6 valores)

Indique a resposta correta assinalando a \bigcirc com uma cruz. Cada resposta certa corresponde a 0,5 valores, cada resposta errada desconta 0,25 valores, quem não responder tem 0 valores.

1 – Um sistema fechado é caracterizado por: a) Não ter trocas de energia e de massa com o exterior b) Não ter trocas de calor e de massa com o exterior c) Não ter troca de massa com o exterior	<input type="radio"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/>
2 – A utilização de uma ventoinha elétrica para "refrescar" uma sala: a) Aumenta a energia interna da sala b) Mantém constante a energia interna da sala c) Diminui a energia interna	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
3 – Num sistema fechado cilindro-pistão ocorre um processo reversível, à pressão constante de 1 bar, onde o volume aumenta $2,3\text{m}^3$. Neste caso: a) Foi realizado trabalho no valor de 230 kJ b) Foi libertado calor no valor de 23 MJ c) Não houve variação da energia interna	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
4 – A variação de entropia de um sistema que recebe 773,15 kJ de calor através duma superfície com uma temperatura uniforme de 500°C é: a) 1 kJ/K b) 1,546 kJ/k c) A entropia não varia A variação de entropia através de uma superfície é dada por $\Delta S = \oint_1^2 \frac{\delta Q}{T} = \frac{\Delta Q}{T} = \frac{773,15 \text{ MJ/s}}{273,15+500 \text{ K}} = 1 \text{ kJ/k}$	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
5 – Num processo termodinâmico real, a variação de entropia do universo é sempre a) positiva b) igual a 0 c) depende das temperaturas envolvidas	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
6 – A pressão a que ocorre mudança de fase da água a 100°C é de a) 1 bar b) 101,325 kPa c) 100 kPa	<input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/>
7 – Considere um processo termodinâmico adiabático num sistema fechado com um gás ideal à temperatura 300K e uma pressão de 100kPa no estado inicial. Sabendo que no estado final o volume é comprimido 8 vezes e que a temperatura é de 613 K, a pressão é: a) 1,634 MPa b) 800 kPa c) 3,923 Mpa Como se trata de um gás perfeito, temos que $PV = nRT$ logo $P_1V_1 = nRT_1 \Leftrightarrow P_2V_2 = nRT_2$. Temos ainda $\frac{V_2}{V_1} = 8$. Então, $nR = \frac{P_1V_1}{T_1} \Leftrightarrow P_2 = \frac{P_1V_1T_2}{T_1V_2} \Leftrightarrow P_2 = \frac{100\text{kPa} \cdot 613\text{K} \cdot 8}{300\text{K}} = 1,634\text{MPa}$	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
8 – A energia de um fóton com um comprimento de onda de $3 \times 10^{-3} \text{ m}$ é de a) $6,626 \times 10^{-23} \text{ J}$ b) $1,987 \times 10^{-23} \text{ J}$ c) $2,209 \times 10^{-23} \text{ J}$ A energia de um fóton é dada por $E = hf = \frac{hc}{\lambda} = \frac{h=6,626 \times 10^{-34} \text{ Js} \times 3 \times 10^8 \text{ ms}^{-1}}{3 \times 10^{-3} \text{ m}} = 6,626 \times 10^{-23} \text{ J}$	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>

Nome	
Número	

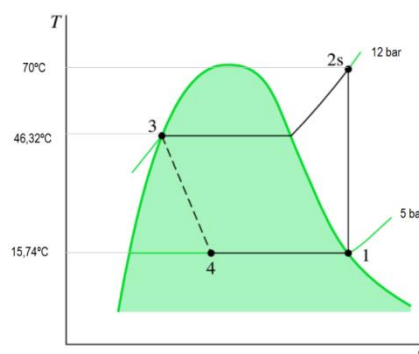
<p>9 – Um corpo negro cuja radiação emitida com maior intensidade tem um comprimento de 10×10^{-6} m, está a uma temperatura de:</p> <p>a) 289°C b) 289 K c) A esta temperatura não emite radiação</p> <p>Pela Lei de Wien $T = \frac{2,897768 \times 10^{-3} mK}{\lambda_{max}} = \frac{2,897768 \times 10^{-3} mK}{10 \times 10^{-6} m} = 289 K$</p>	<input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/>
<p>10 – O comprimento de onda associado a um fóton associado a um eletrão de um átomo de hidrogénio que muda do estado 1 para o 2 é de</p> <p>a) 122×10^{-9} m b) 103×10^{-9} m c) $97,3 \times 10^{-9}$ m</p> <p>Utilizando a expressão $\frac{1}{\lambda_n} = RZ^2 \left(\frac{1}{n_f^2} - \frac{1}{n_i^2} \right) = 1,097 \times 10^7 \times 1^2 \times \left(\frac{1}{2^2} - \frac{1}{1^2} \right) = 122 \times 10^{-9} m$</p>	<input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/> <input type="radio"/>
<p>11 – O rendimento de Carnot de uma máquina térmica é</p> <p>a) Depende da diferença de temperatura entre a fonte fria e a fonte quente b) Sempre inferior a 100% c) Depende apenas da temperatura da fonte quente</p>	<input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/> <input type="radio"/>
<p>12 – A transferência de calor por convecção depende, por unidade de tempo, de área e de temperatura:</p> <p>a) Do tipo de fluido b) Da velocidade do fluido c) Do tipo de fluido e da sua velocidade</p>	<input type="radio"/> <input type="radio"/> <input checked="" type="radio"/>

Grupo II (8 valores)

Considere que está a projetar o sistema de climatização da sala de estar de um edifício em Lisboa com 40m² de área e 2,5m de pé direito. Para isso, está a analisar o funcionamento de um determinado equipamento para as condições típicas de um dia de verão, assumindo que funciona com um ciclo de compressão de vapor ideal:

<p>Características do equipamento</p> <p>Pressão no evaporador: 5 bar Pressão no condensador: 12 bar Temperatura à entrada do condensador: 70° C Título à saída da válvula de expansão: 30% vapor Fluido Refrigerante: R134a Caudal: 0,05 kg/s</p>
--

- a) Desenhe o diagrama Ts do ciclo, indicando os valores já conhecidos no gráfico. **(1,5 valor)**



Nome	
Número	

- b) Calcule a potência do compressor nas condições indicadas. **(2 valor)**

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

Directamente da tabela de vapor sobreaquecido para 70°C temos $h_2 = 298,96 \text{ kJ/kg}$

Directamente da tabela de vapor saturado ($P=5\text{bar}$) temos que $h_1 = 256,07 \text{ kJ/kg}$

$$\text{Então } \dot{W}_c = \dot{m}(h_1 - h_2) = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (256,07 - 298,96) = -2,14 \text{ kW}$$

- c) Calcule a quantidade de calor que o sistema retira da sala por unidade de tempo. **(2 valores)**

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

Directamente da tabela de vapor saturado ($P=5\text{bar}$) temos que $h_1 = \frac{256,07 \text{ kJ}}{\text{kg}}$

Alternativa A

Directamente da tabela de vapor saturado ($P=5\text{bar}$) temos que $h_{1s} = 71,33 \text{ kJ/kg}$

Como o título é 30%, sabemos que $h_4 = h_{1s} + 0,3 \times (h_{vs} - h_{1s}) = 71,33 + 0,3 \times (256,07 - 71,33) = 126,785 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$\text{Então } \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (256,03 - 126,785) = 6,46 \text{ kW}$$

Alternativa B

Se o ciclo é ideal então $h_4 = h_3 = 115,76 \text{ kJ/kg}$

$$\text{Então } \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (256,03 - 115,76) = 7,01 \text{ kW}$$

- d) Calcule rendimento real do equipamento nestas condições e compare com o rendimento de Carnot para as mesmas condições **(1 valor)**.

O rendimento real do ciclo frigorífico é $COP_F = \frac{Q_{in}}{W_c} = \frac{6,46}{2,14} = 3,02$, o que é um valor típico neste tipo de equipamentos

O rendimento real de carnot é dado $COP_{F_{max}} = \frac{T_c}{T_H - T_c} = \frac{15,74 + 273,15}{(46,32 - 15,74)} = 9,45$

Como seria de esperar o rendimento de Carnot é muito superior ao rendimento real do ciclo

Nota 1: Se não resolveu as alíneas b) e c), considere que o compressor tem uma potência de 3 kW e que a capacidade de refrigeração é de 7 kW.

- e) Sabendo que a temperatura exterior é de 30 °C, calcule as taxas de variação de entropia do processo de condensação (no condensador) e do exterior (calor de condensação rejeitado para o exterior). Comente. **(1,5 valor)**.

Para calcular a variação de entropia no processo de evaporação $\Delta s = (s_3 - s_2)$.

Nome	
Número	

Diretamente da tabela de vapor sobreaquecido para 70°C (P=12bar) temos que $s_2 = \frac{0,9868 \text{ kJ}}{\text{kg}}$

Diretamente da tabela de vapor líquido saturado (P=12bar), temos que $s_3 = \frac{0,4164 \text{ J}}{\text{kg}}$.

Temos então que no evaporador $\Delta s = (s_3 - s_2) = -0,5704$, o que faz sentido, visto que se trata de um processo de condensação.

Em relação à variação de entropia no exterior, sabendo que no evaporador a temperatura é 46,32 e que o calor no evaporador é $\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3) = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (115,76 - 298,96) = -9,16 \text{ kW}$, temos então que

$$0 = \frac{\dot{Q}_B}{T_{R134a}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{ambiente}} + \dot{S}_{gen} \Leftrightarrow \dot{S}_{gen} = \frac{\dot{Q}_B}{T_{ambiente}} - \frac{\dot{Q}_B}{T_{R134a}} = \frac{-9,16}{303,15} - \frac{-9,16}{319,47} = 0,169 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$$

Líquido Saturado, Vapor Saturado (R134a)									
Pressão (bar)	Temp (°C)	Volume Específico (m³/kg)		Energia Interna (kJ/kg)		Entalpia (kJ/kg)		Entropia kJ/(kgK)	
		Líquido Saturado	Vapor Saturado	Líquido Saturado	Vapor Saturado	Líquido Saturado	Vapor Saturado	Líquido Saturado	Vapor Saturado
2	-10,09	0,7532	0,0993	36,69	221,43	26,84	241,30	0,1481	0,9253
5	15,74	0,8056	0,0409	70,93	235,64	71,33	256,07	0,2723	0,9117
10	39,39	0,8695	0,0202	104,42	247,77	105,29	267,97	0,2828	0,9043
12	46,32	0,8928	0,0166	114,69	251,03	115,75	270,99	0,4164	0,9023
14	52,43	0,9159	0,0140	123,98	253,74	125,26	273,40	0,4453	0,9003

Vapor Sobreaquecido (P=12bar, Tsat=46,32°C)				
Temp (°C)	Volume Específico (m³/kg)	Energia Interna (kJ/kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia kJ/(kgK)
Sat	0,01663	251,03	270,99	0,9023
50	0,01712	254,98	275,52	0,9164
60	0,01835	265,42	287,44	0,9527
70	0,01947	275,59	298,96	0,9868
80	0,02051	285,62	310,24	1,0192

Grupo III (6 valores)

Considere agora que está a projetar o sistema de climatização da sala da questão II para o inverno.

- a) Considere que as chamas de uma lareira a queimar lenha estão a 850 °C, que a lareira tem uma abertura para a sala com uma área de 0,5m² e que por essa abertura são visíveis apenas as chamas. Qual a taxa de transferência de calor por radiação para a sala se as paredes, o teto e o chão estiverem a 14 °C? **(1 valor)**

Nota 2: Considere que a lareira se comporta como um corpo negro, com uma emissividade de 0,8.

Como toda a radiação da lareira chega às paredes, tecto e chão da sala, temos que

$$\dot{q}_{rad} = A\epsilon\sigma(T_{chama}^4 - T_{sala}^4) = 0,25 \times 1 \times 5,67 \times 10^{-8} \times [(850 + 273,15)^4 - (14 + 273,15)^4] = 22,46 \text{ kW}$$



Nome	
Número	

- b) Suponha que o ar dentro da lareira está a 500 °C, que a lareira tem um vidro de espessura de 1 cm, com condutibilidade térmica é de 0,9 Wm⁻¹K⁻¹, e que o coeficiente de convecção natural do ar em ambas as faces do vidro é 5 Wm⁻²K⁻¹. Sabendo que a temperatura do ar na sala é 14 °C, calcule a quantidade total de calor que é transferida para a sala por unidade de tempo. **(1,5 valor)**

Nota: Considere que o vidro é transparente a todos os comprimentos de onda da radiação da lareira e despreze a radiação emitida pelo próprio vidro por se encontrar a uma temperatura superior à da sala.

O calor não radiativo que atravessa o vidro encontra uma série de resistências térmicas em série: convecção na superfície interior da lareira, condução no vidro e convecção na superfície exterior da lareira:

$$\dot{q} = UA\Delta T$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{k_v} + \frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{5} + \frac{0,01}{0,9} + \frac{1}{5}} = 2,43 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$\dot{q} = UA\Delta T = 2,43 \times 0,25 \times (500 - 14) = 0,30 \text{ kW}$$

$$\dot{q}_{tot} = 0,30 + 22,46 = 22,76 \text{ kW}$$

- c) Sabendo que as perdas na sala através das paredes e das janelas é de 4 kW, e que em geral estão duas pessoas na sala que libertam calor 150 W cada, calcule quanto tempo demora a aquecer a sala nas condições da alínea b) até uma temperatura de 20 °C. **(2 valor)**

Nota 3: Considere que a sala (ar + paredes + teto + chão) tem um calor específico equivalente de C_p = 850 kJ/(kg · K) e uma massa equivalente de m = 1000 kg.

O balanço de calor que é fornecido à sala é:

$$\dot{q}_{sala} = 22,46 - 4 + 2 \times 0,15 = 18,76 \text{ kW}$$

Para aquecer a sala necessitamos de

$$Q_{sala} = mC_p\Delta T = 1000 \times 850 \times (20 - 14) = 5,1 \text{ MJ}$$

Para aquecer a sala com a lareira, necessitamos de

$$\Delta t = \frac{5,1 \times 10^6}{18,76 \times 10^3} = 272 \text{ s} = 4,5 \text{ min}$$

- d) Suponha agora que utilizava o equipamento de ar condicionado da questão II, com as mesmas condições de operação (mesma potência do compressor e mesma eficiência) mas no modo de bomba de calor. Calcule sua a potência de aquecimento e compare com a lareira. (1,5 valor)

Nota 4: Caso não tenha resolvido a questão II considere uma potência de 3kW no compressor e uma eficiência de 3 no modo de funcionamento de verão.

Num equipamento de climatização, COP_{BC} = COP_F + 1, logo COP_{BC} = 4,3

$$\text{Como } COP_{BC} = \frac{Q_{out}}{W_c}, \text{ então } Q_{out} = COP_{BC} \times W_c = 4,3 \times 2,1 = 9,0 \text{ kW}$$

Nome	
Número	

As lareiras em geral são mais potentes que os sistemas de ar condicionado domésticos (é preciso no entanto ter cuidado pois uma lareira mal concebida e que puxe ar frio da rua para o interior da casa pode até arrefecer mais do que aquece.

Nota: esta alínea tem soluções alternativas que conduziriam ao mesmo resultado

Formulário de TEM (25 de Junho 2013)

Leis da termodinâmica	Ciclo Frigorífico / Bomba de Calor
$W = \int_1^2 P dV$ $h = u + Pv$ $c_v = \left(\frac{\delta u}{\delta T}\right)_v$ $c_p = \left(\frac{\delta h}{\delta T}\right)_p$ 1ª Lei da Termodinâmica: $\Delta E = Q - W$, $\Delta E = \Delta PE + \Delta KE + \Delta U$ 1ª Lei da Termodinâmica: (sistemas abertos): $\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) - \sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right)$ 2ª Lei da Termodinâmica: $\eta = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \leq 1 - \frac{T_C}{T_H}$ $\Delta S \geq \oint_1^2 \frac{\delta Q}{T} = \oint_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{gen}$ $S_{gen} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{exterior} \geq 0$ $TdS = dU + PdV$ Expansão linear $\Delta L = \alpha L \Delta T$ Rendimentos de ciclos de Carnot: $\eta_{max} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$ $COP_{BC,max} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$ $COP_{F,max} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$ $COP_{BC,max} = COP_{F,max} + 1$	$\frac{W_c}{\dot{m}} = h_1 - h_2$ $\frac{Q_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$ $\frac{Q_{out}}{\dot{m}} = h_3 - h_2$ $COP_F = \frac{Q_{in}}{W_c}$ $COP_{BC} = \frac{Q_{out}}{W_c}$ Gases Perfeitos $PV = nRT$, n n.º moles $R = 8,3145 \text{ J}/(\text{K} \cdot \text{mol})$ $PV = mR_{gas}T$, $R_{gas} = R/M_{gas}$ $c_v = \frac{3}{2}R$ $c_p = \frac{5}{2}R$ $C_p = C_v + R$ $\Delta s = u \bar{c}_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)$ $\Delta s = \bar{c}_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$ Física Quântica e Estrutura da Matéria Energia de um fóton: $E = hf = hc/\lambda$ Constante de Plank: $h = 6,626 \times 10^{-34} \text{ Js}$ Momento linear de um fóton: $p = \frac{h}{\lambda}$ Comprimento de onda de uma partícula $\lambda = \frac{h}{p}$ $\frac{1}{\lambda_n} = RZ^2 \left(\frac{1}{n_f^2} - \frac{1}{n_i^2} \right)$, $R = 1.097 \times 10^7 \text{ m}^{-1}$
Transmissão de calor	
Lei de Fourier $\dot{q} = kA \frac{T_1 - T_2}{L}$ $\dot{q} = k \frac{T_1 - T_2}{L}$ $\dot{q} = UA \Delta T$, $U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_A}{k_A} + \frac{L_B}{k_B} + \frac{L_C}{k_C} + \frac{1}{h_4}}$ Lei de arrefecimento de Newton: $\dot{q} = hA(T_s - T_f)$, $\ddot{q} = h(T_s - T_f)$	Lei de Stefan-Boltzmann $\ddot{q} = \epsilon \sigma T^4$ Transferência entre 2 corpos com um fator de forma de 1 $\dot{q} = A_1 \epsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4)$ Constante Boltzmann $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \text{ K}^4$ Lei de Wien $T = \frac{2,897768 \times 10^{-3} \text{ mK}}{\lambda_{max}}$