

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo



PME 3344

Exercícios - Ciclos

13) Exercícios sobre ciclos

Exercício 01



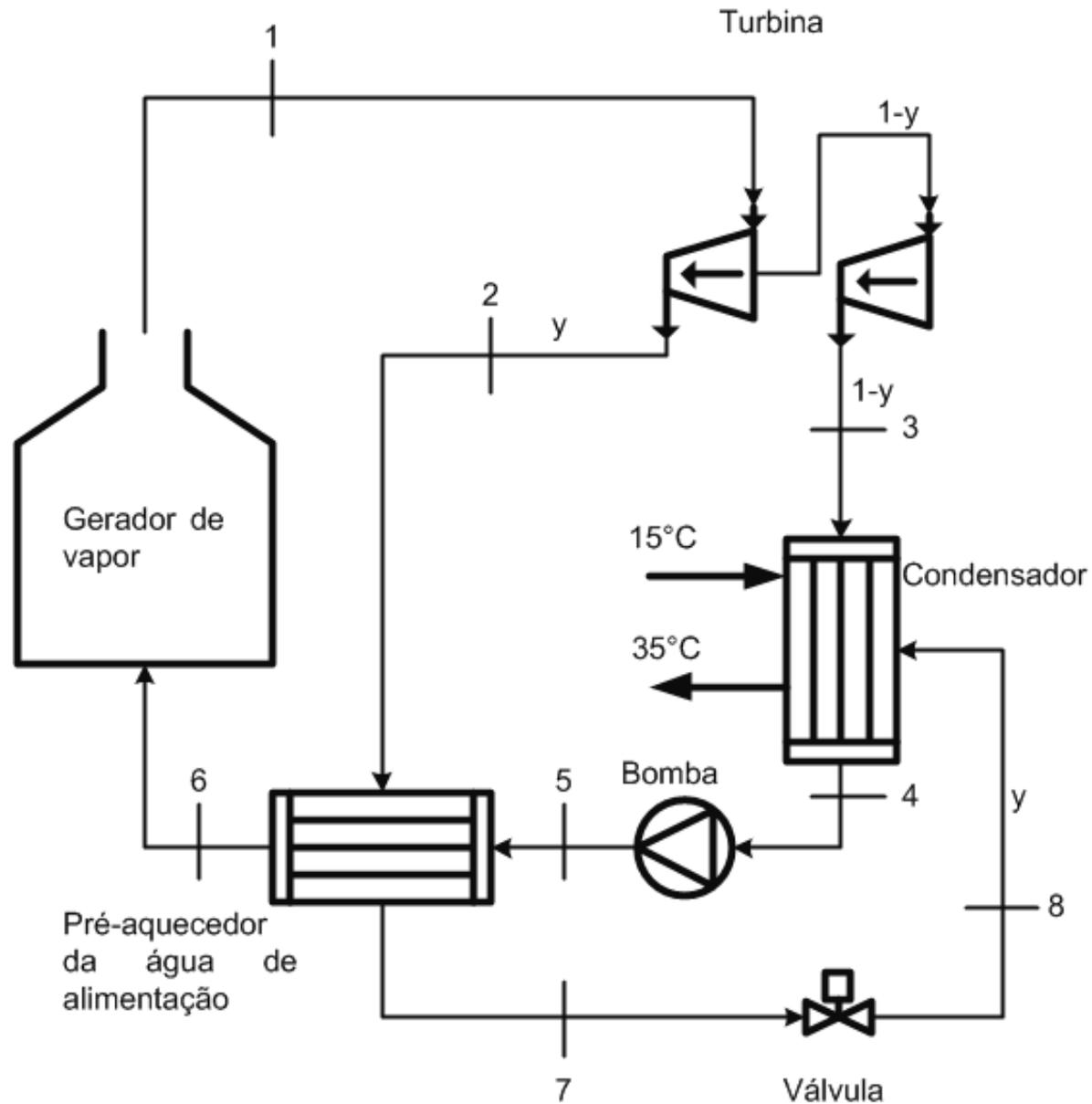
Água é utilizada como fluido de trabalho em um ciclo Rankine no qual vapor superaquecido entra na turbina a 8 MPa e 380°C. A pressão no condensador é 80 kPa e é utilizado um pré-aquecedor para água de alimentação por meio de uma extração de vapor a 0,7 MPa. O condensado é drenado como líquido saturado a 0,7 MPa e a água de alimentação é fornecida na pressão de 8 MPa e na temperatura de saturação para a pressão de 0,7 MPa. Sendo que a potência líquida gerada é de 100 MW. Calcule:

- A taxa de transferência de calor no gerador de vapor
- A eficiência térmica do ciclo
- A vazão de água de condensação sabendo-se que a temperatura de entrada da água no condensador é 15°C e a temperatura de saída é de 35°C

Exercício 01



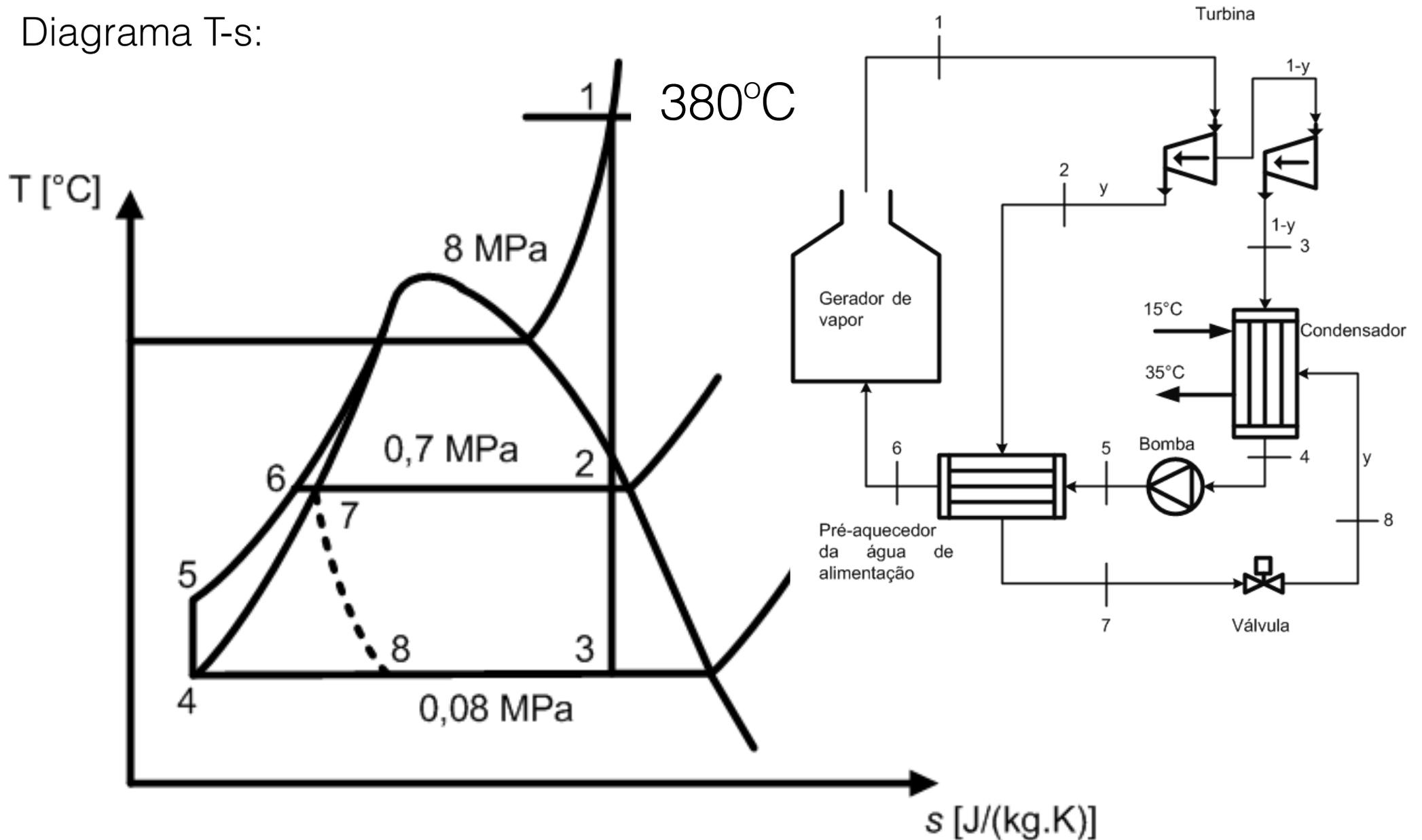
Ciclo:



Exercício 01



Diagrama T-s:



Exercício 01



Solução:

Hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Estágios das turbinas adiabáticos reversíveis;
4. Trocadores de calor adiabáticos (ambiente);
5. Válvula de expansão isentálpica;
6. Perdas de carga desprezíveis (menos na válvula)

Exercício 01

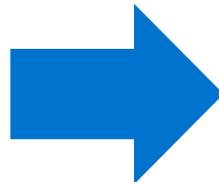


Solução:

Estado 1: vapor superaquecido

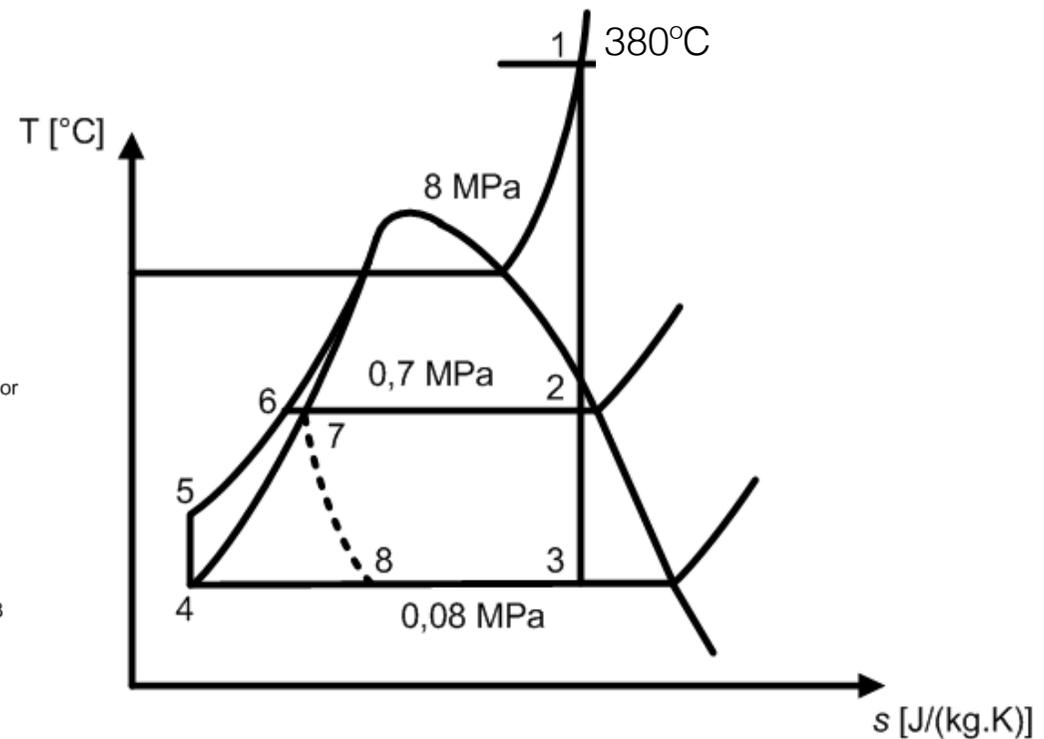
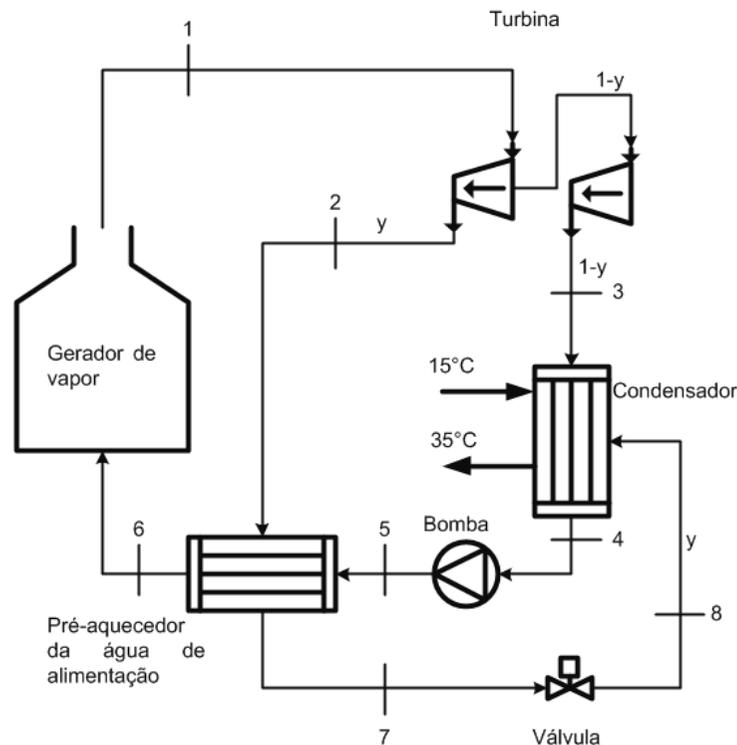
$$P_1 = 8000 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 380^\circ\text{C}$$



$$h_1 = 3077,89 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 6,2700 \text{ kJ/kg.K}$$



Exercício 01

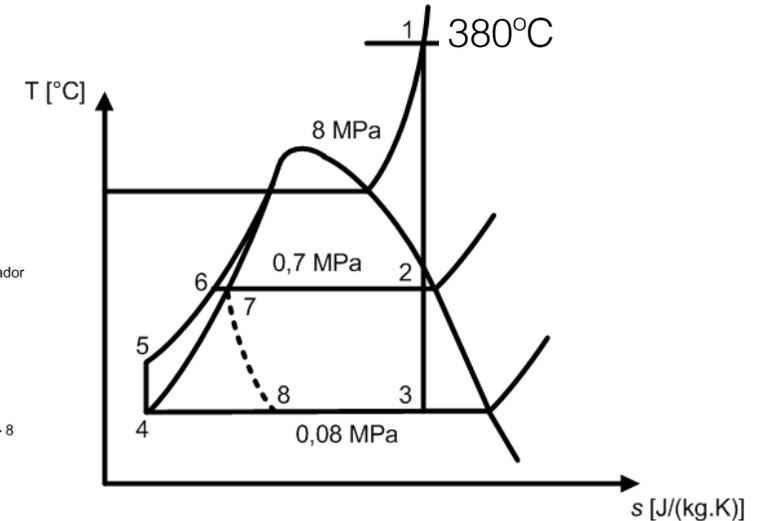
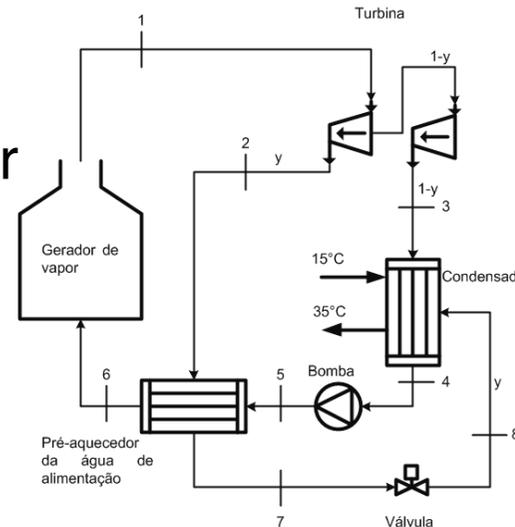


Solução:

Estado 2: mistura líquido+vapor

$$P_2 = 700\text{kPa}$$

$$s_2 = s_1 = 6,2700 \text{ kJ/kg.K}$$



Da tabela de vapor saturado com P_2 :

$$s_{l,2} = 1,9922 \text{ kJ/kg.K} ; s_{v,2} = 6,7080 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_{l,2} = 697,20 \text{ kJ/kg} ; h_{v,2} = 2763,50 \text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{l,2}}{s_{v,2} - s_{l,2}} = \frac{6,2700 - 1,9922}{6,7080 - 1,9922} = 0,91$$

$$\begin{aligned} h_2 &= x_2 h_{v,2} + (1 - x_2) h_{l,2} = 0,91 \cdot 2763,50 + (1 - 0,91) \cdot 697,20 \\ &= 2577,53 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Exercício 01

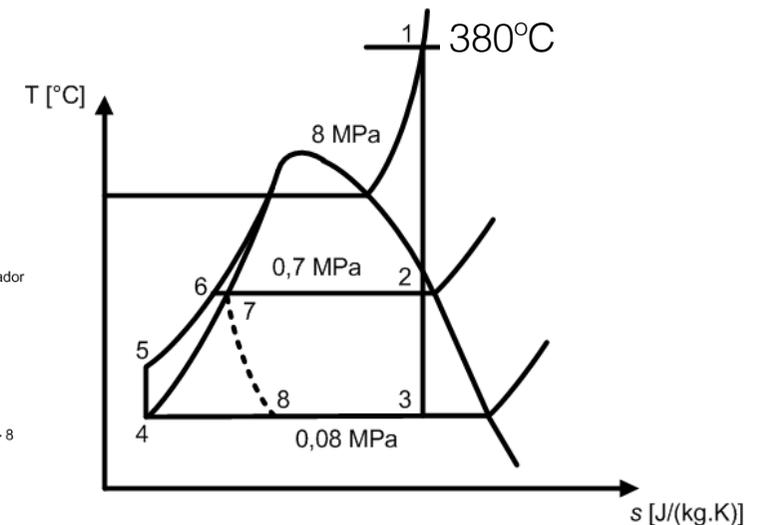
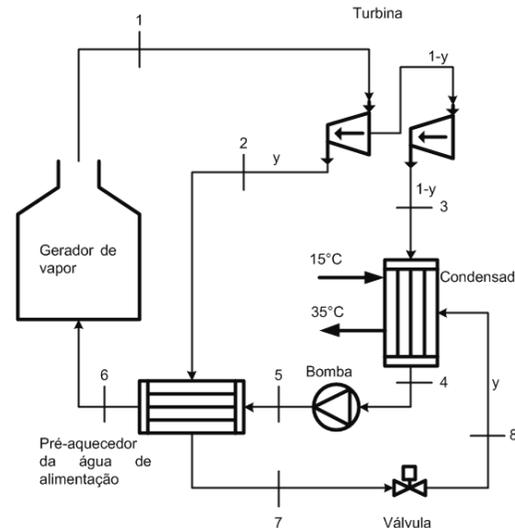


Solução:

Estado 3: mistura líquido+vapor

$$P_3 = 80 \text{ kPa}$$

$$s_3 = s_2 = s_1 = 6,2700 \text{ kJ/kg.K}$$



Da tabela de vapor saturado com P_3 :

$$s_{l,3} = 1,2308 \text{ kJ/kg.K} ; s_{v,3} = 7,4369 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_{l,3} = 390,98 \text{ kJ/kg} ; h_{v,3} = 2665,46 \text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = \frac{s_3 - s_{l,3}}{s_{v,3} - s_{l,3}} = \frac{6,2700 - 1,2308}{7,4369 - 1,2308} = 0,81$$

$$\begin{aligned} h_3 &= x_3 h_{v,3} + (1 - x_3) h_{l,3} = 0,81 \cdot 2665,46 + (1 - 0,81) \cdot 390,98 \\ &= 2233,29 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Exercício 01

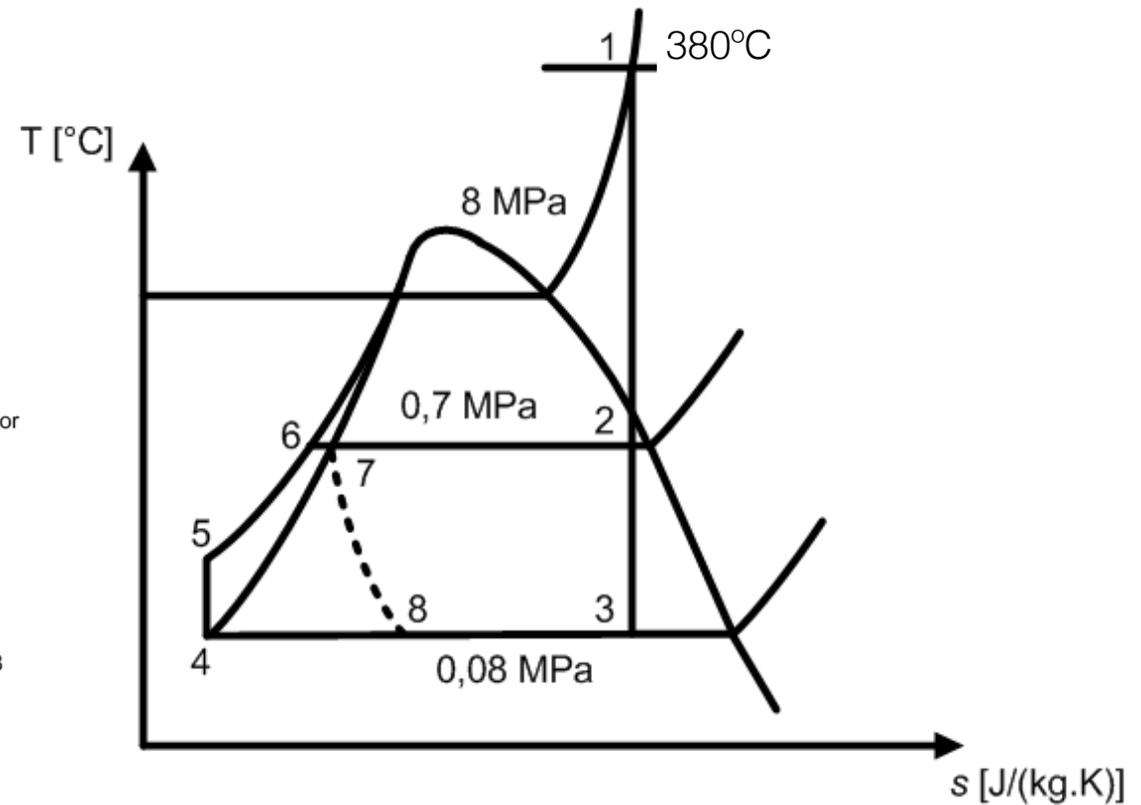
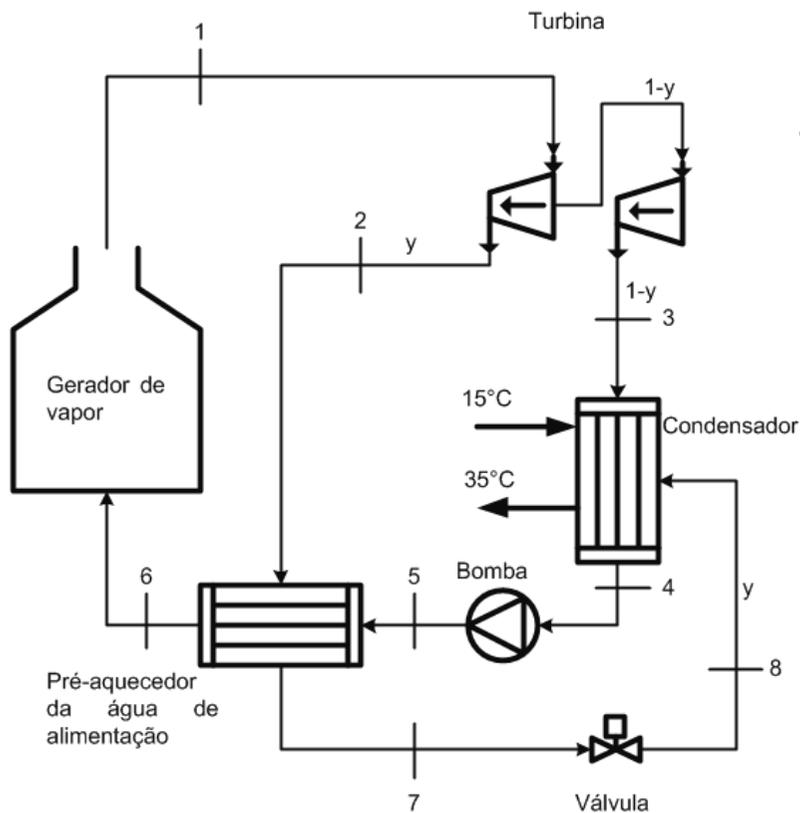


Estado 4: líquido saturado a $P_4 = 80 \text{ kPa}$

$$s_4 = s_1 = 1,2308 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h_4 = h_1 = 390,98 \text{ kJ/kg}$$

$$v_4 = v_1 = 0,001038 \text{ m}^3/\text{kg}$$



Exercício 01



Solução:

Estado 5: líquido comprimido

$$P_5 = 8000 \text{ kPa}$$

$$s_5 = s_4 = 1,2308 \text{ kJ/kg.K}$$

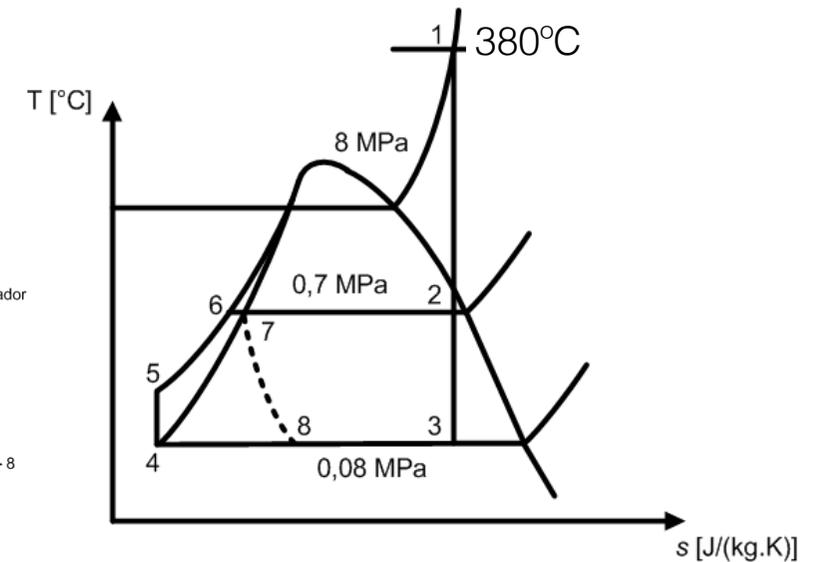
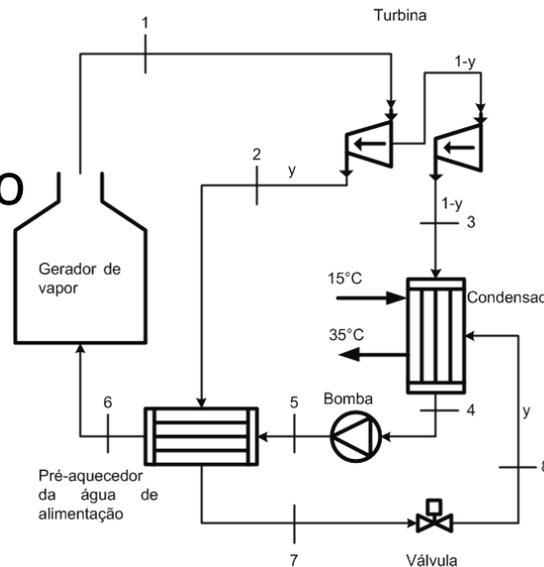
$$h_5 = h_4 + v_4 (P_5 - P_4)$$

$$= 390,98 + 0,001038 \cdot (700 - 80)$$

$$= 391,62 \text{ kJ/kg}$$

Estado 7: líquido saturado a $P_7 = 700 \text{ kPa}$

$$h_7 = h_l = 697,20 \text{ kJ/kg}$$



Exercício 01



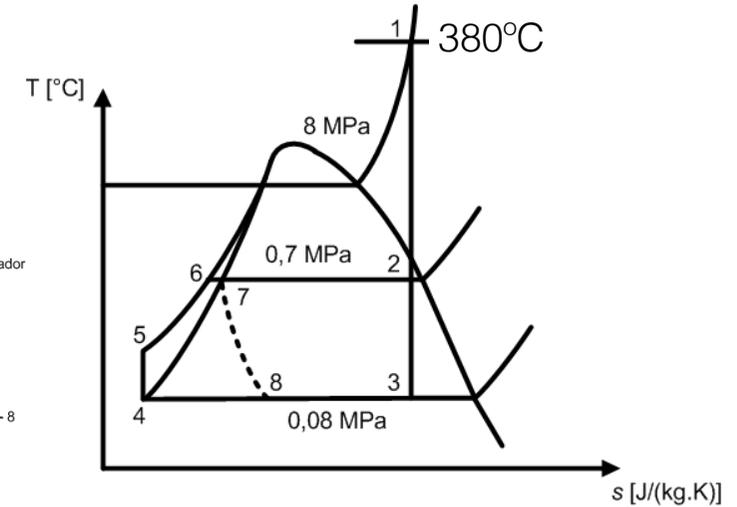
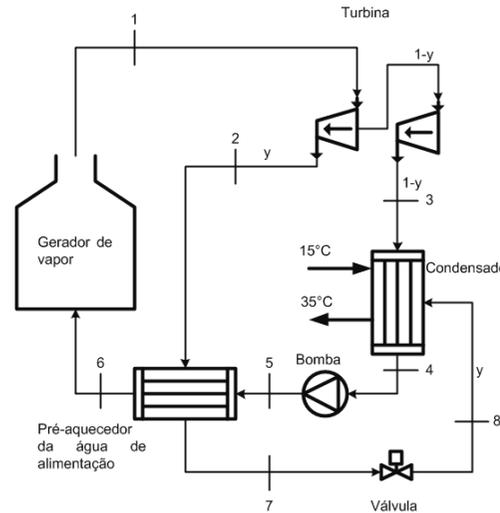
Solução:

Estado 6: líquido comprimido

$$P_6 = 8000 \text{ kPa}$$

$$T_6 = T_{\text{sat a } P=700\text{kPa}} = 164,97^\circ\text{C}$$

$$h_6 \cong h_{l \text{ a } P=700\text{kPa}} = 697,20 \text{ kJ/kg}$$



Balço de massa no pré-aquecedor: $\dot{m}_6 = \dot{m}_5$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_7 = y\dot{m}_6$$

1ª Lei no pré-aquecedor:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 \Rightarrow \dot{m}_6 h_6 + y\dot{m}_6 h_7 = y\dot{m}_6 h_2 + \dot{m}_6 h_5$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} = \frac{697,20 - 391,62}{2577,53 - 697,20} = 0,16$$

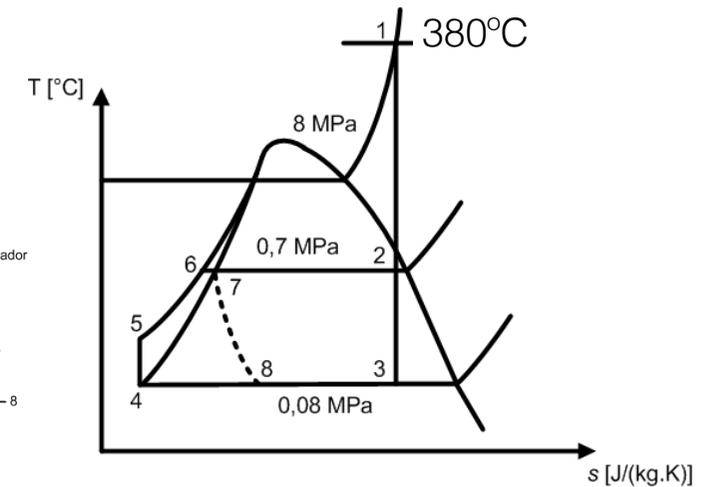
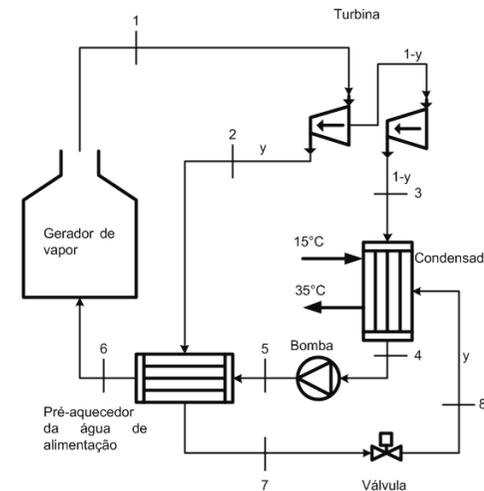
Exercício 01



Solução:

Balances de massa:

- 1) Turbina $\rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$
- 2) Condensador $\rightarrow \dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_8$
- 3) Bomba $\rightarrow \dot{m}_4 = \dot{m}_5$
- 4) Válvula $\rightarrow \dot{m}_7 = \dot{m}_8$
- 5) Gerador de vapor $\rightarrow \dot{m}_6 = \dot{m}_1$

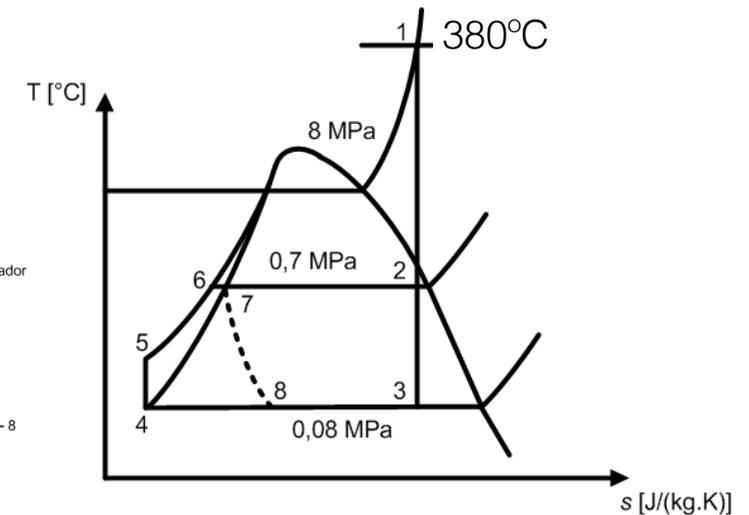
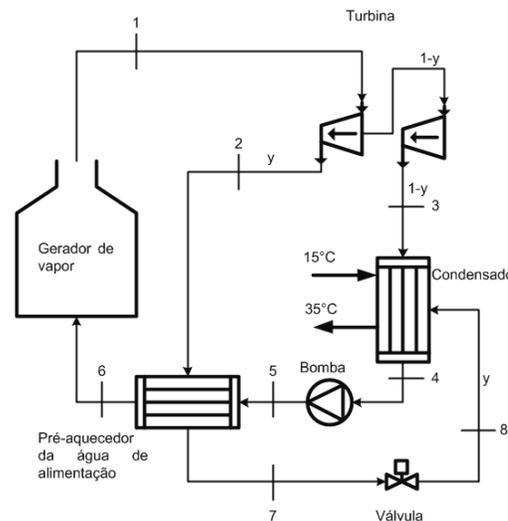


Exercício 01



Solução:

1ª Lei para o
gerador de vapor:



$$\begin{aligned}
 -\dot{Q}_{\text{gerador}} &= \dot{m}_6 (h_6 - h_1) = 126,7 \cdot (697,20 - 3077,89) \\
 &= 301.633,42 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

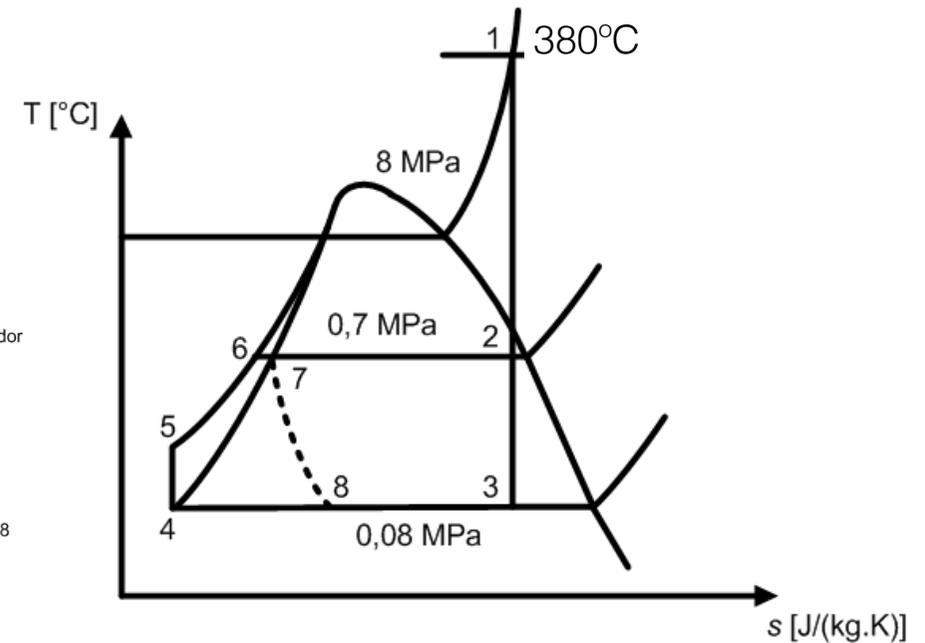
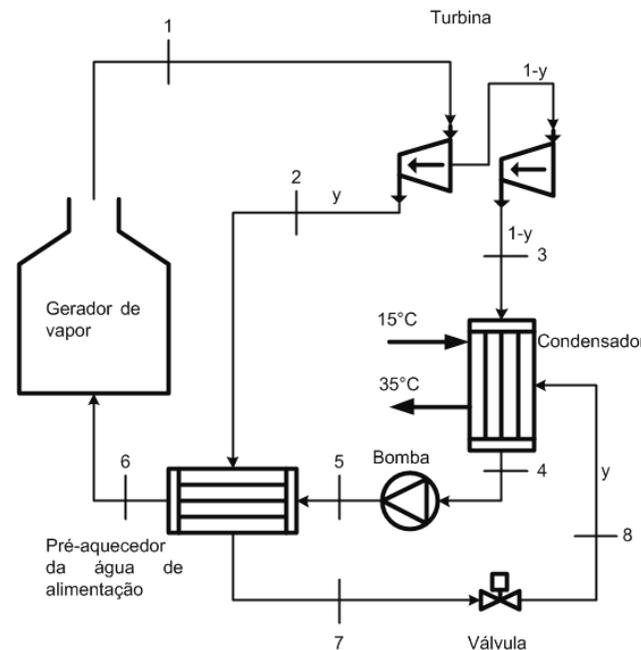
A eficiência do ciclo pode ser calculada como :

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}}}{\dot{Q}_{\text{gerador}}} = \frac{100.000}{301.633,42} = 0,332$$

Exercício 01



Solução:



1ª Lei para o condensador:

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{\text{resfriamento}} h_{\text{saída, resfriamento}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{\text{resfriamento}} h_{\text{entrada, resfriamento}}$$

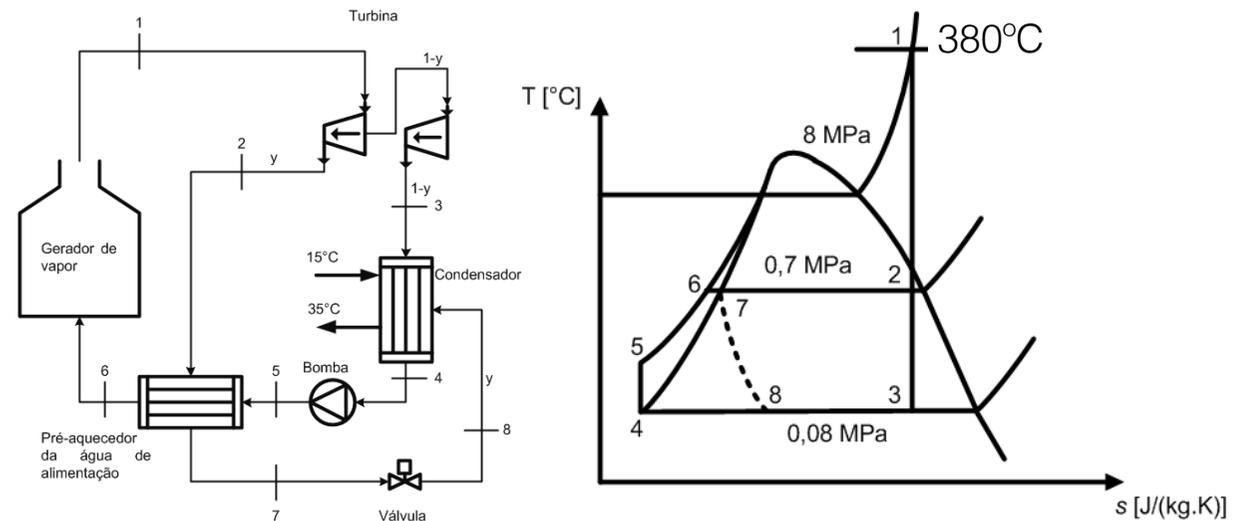
Para a água de resfriamento pode-se adotar: $h = c_p T$; $c_p = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

$$\dot{m}_4 [h_4 - (1-y)h_3 - yh_8] = \dot{m}_{\text{resfriamento}} c_p (T_{\text{saída, resfriamento}} - T_{\text{entrada, resfriamento}})$$

Exercício 01



Solução:



$$\dot{m}_{\text{resfriamento}} = \dot{m}_4 \frac{[(1-y)h_3 + yh_8 - h_4]}{c_p (T_{\text{saída, resfriamento}} - T_{\text{entrada, resfriamento}})}$$

$$= 126,6 \cdot \frac{[(1-0,16) \cdot 2233,29 + 0,16 \cdot 697,20 - 390,98]}{4,180 \cdot (35 - 15)}$$

$$\dot{m}_{\text{resfriamento}} = 2419,6 \text{ kg/s}$$



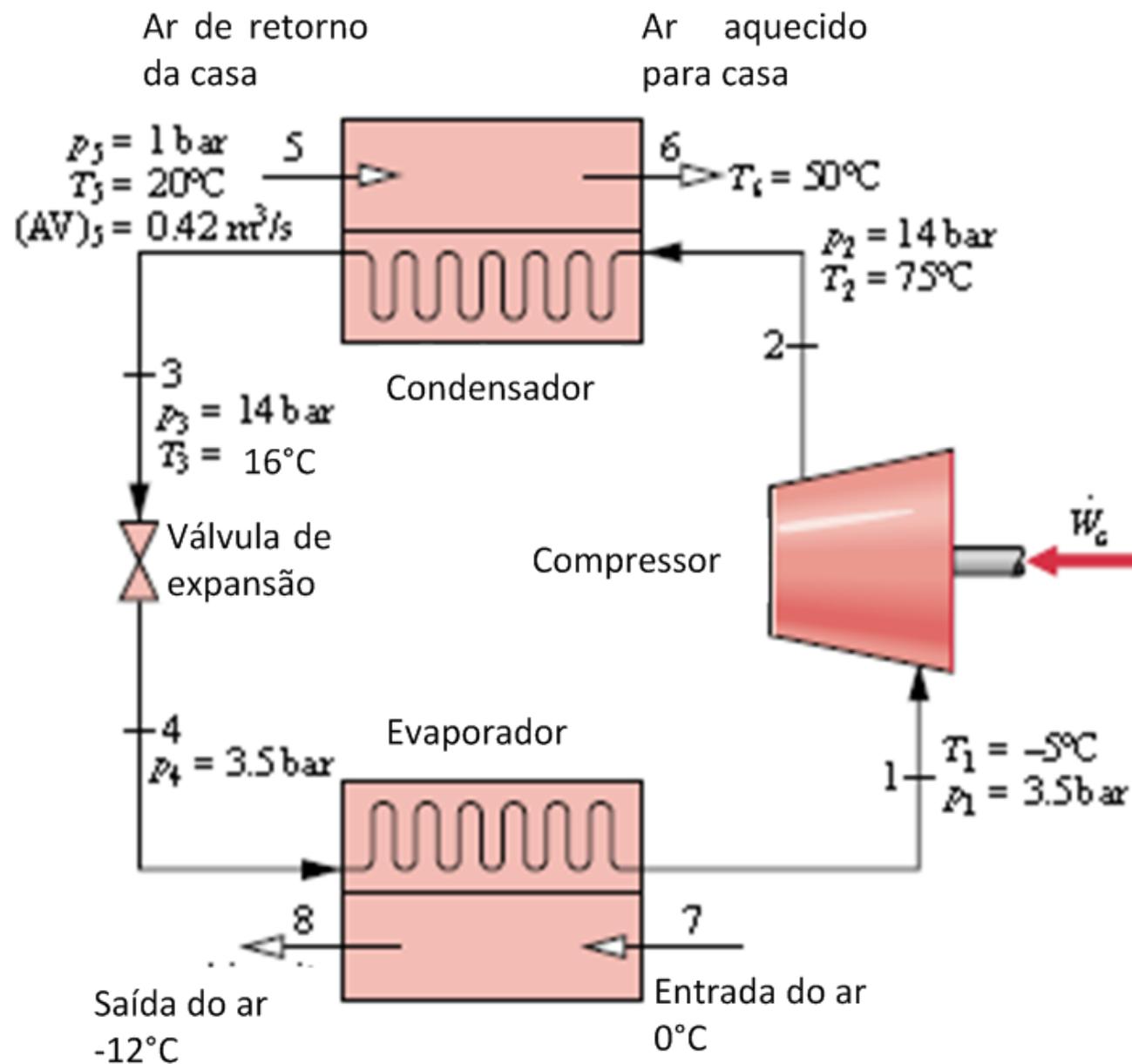
Uma bomba de calor opera em regime permanente como mostrado na figura a seguir. Fluido refrigerante R410A circula pelo sistema e os estados são apresentados na figura. Assuma que o processo no compressor pode ser considerado adiabático e as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas bem as perdas de pressão nos trocadores de calor são desprezíveis. Nestas condições, calcule:

- a) A potência requerida pelo compressor em kW
- b) A eficiência isentrópica do compressor
- c) O coeficiente de desempenho do ciclo

Exercício 02



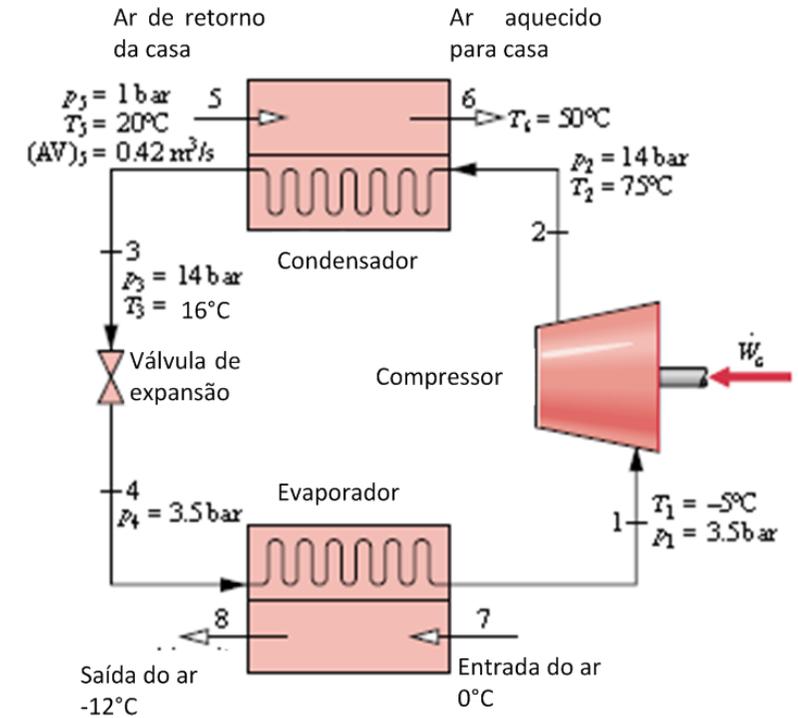
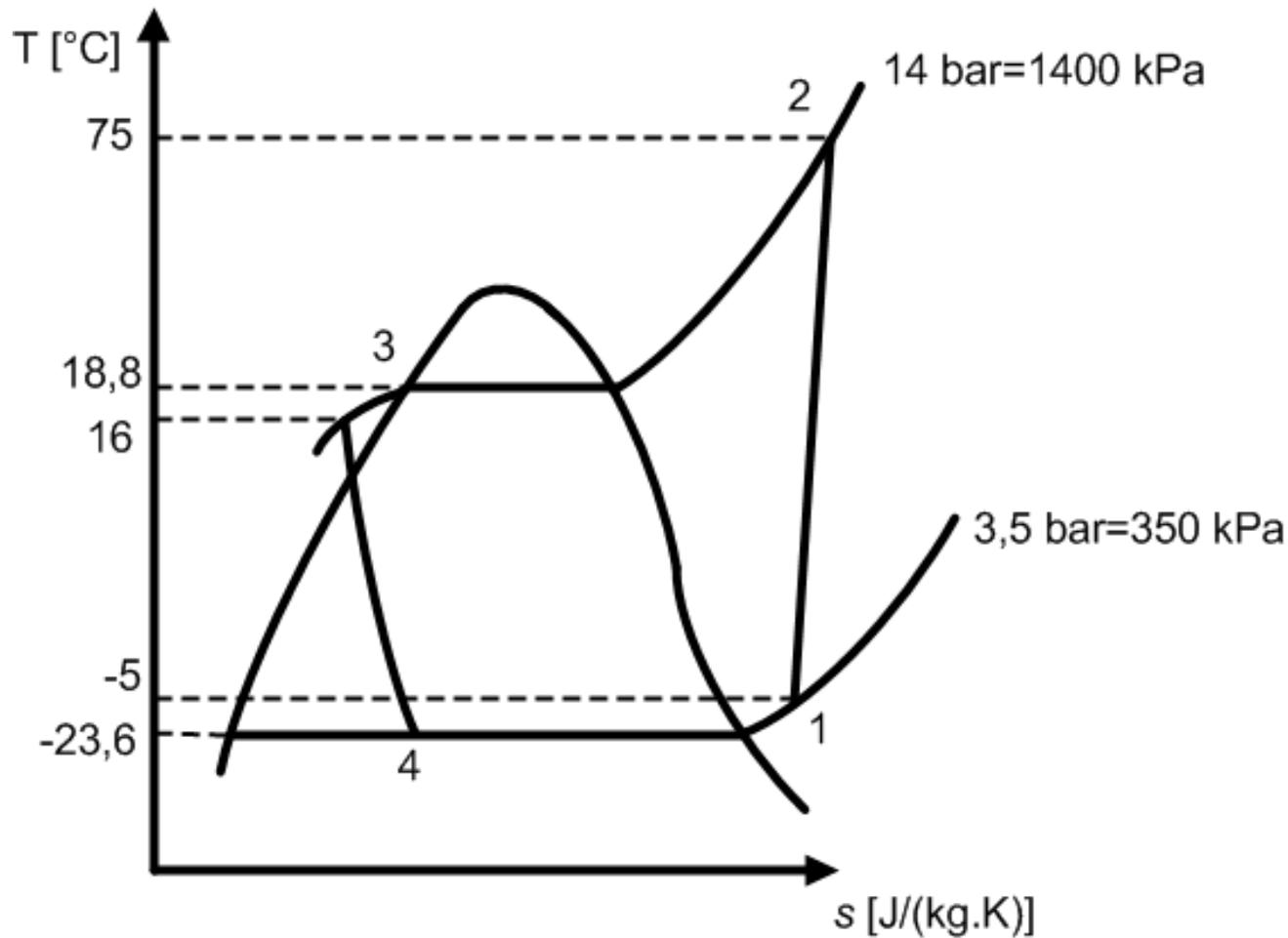
Ciclo:



Exercício 02



Diagrama T-s



Exercício 02



Solução:

Hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Válvula de expansão isentálpica;
4. Perdas de carga desprezíveis (menos na válvula)

Exercício 02



Solução:

Estado 1: vapor superaquecido

$$P_1 = 350 \text{ kPa}$$

$$T_1 = -5^\circ\text{C}$$

$$\therefore h_1 = 262,66 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,0428 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

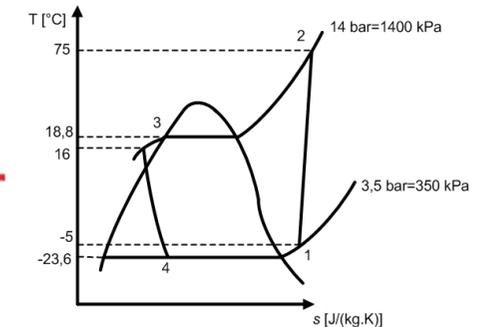
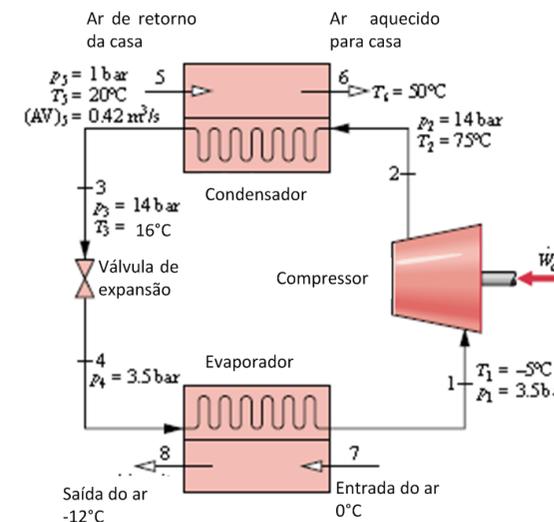
Estado 2: vapor superaquecido

$$P_2 = 1400 \text{ kPa}$$

$$T_2 = 78^\circ\text{C}$$

$$\therefore h_2 = 348,53 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 1,2045 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$



Exercício 02



Solução:

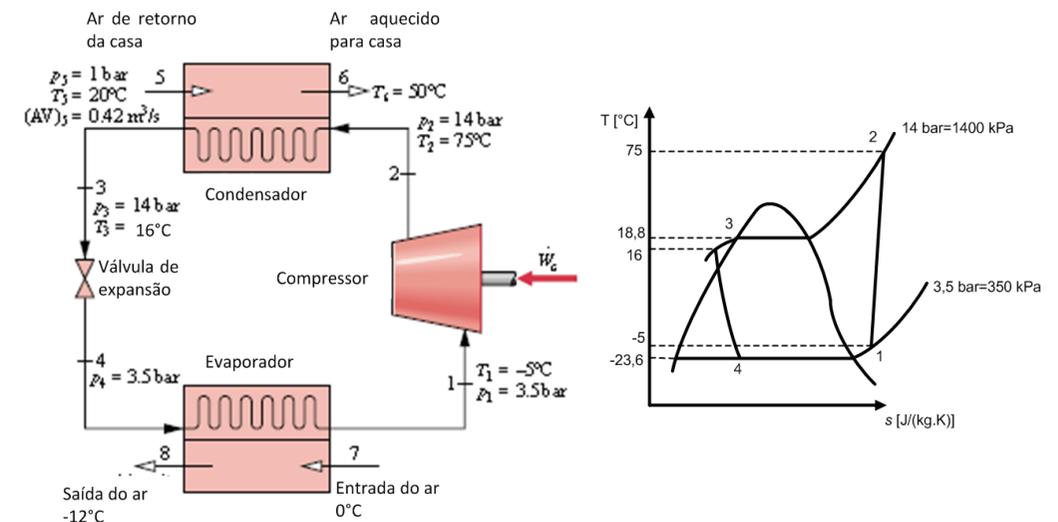
Balço de massa para o compressor:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{R410A}$$

1ª Lei para o compressor:

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{R410A} (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{R410A} (262,66 - 348,53) = -85,87 \dot{m}_{R410A}$$



Exercício 02



Solução:

Balanço de massa para o condensador (lado do ar):

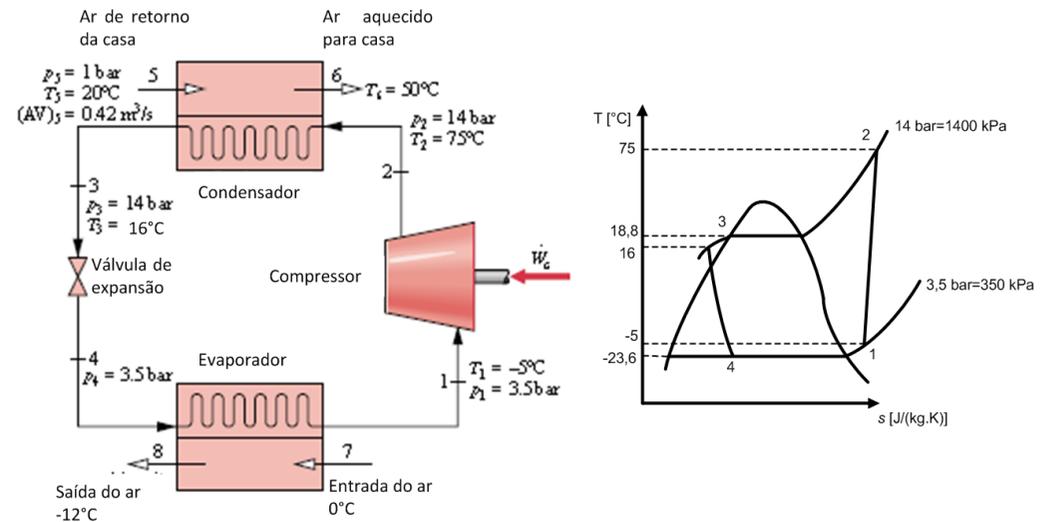
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ar}$$

Balanço de massa para o condensador (lado do R410A):

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{R410A}$$

1ª Lei para o condensador:

$$\dot{m}_{R410A} h_2 + \dot{m}_{ar} h_5 = \dot{m}_{R410A} h_3 + \dot{m}_{ar} h_6 \Rightarrow \dot{m}_{R410A} = \dot{m}_{ar} \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3}$$



Exercício 02



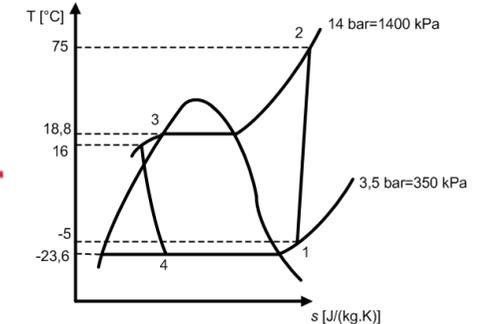
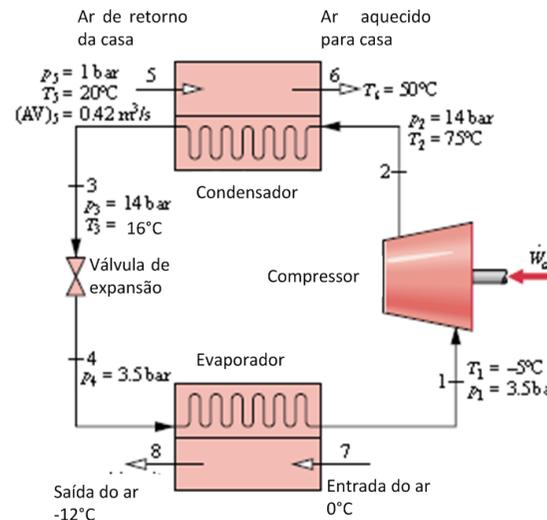
Solução:

Estado 3: líquido comprimido

$$P_3 = 350 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 16^\circ\text{C}$$

$$h_3 = h_{l, T=16^\circ\text{C}} = 82,77 \text{ kJ/kg}$$



Assumindo que o ar seja considerado gás perfeito: $h = c_p T$

$$h_6 - h_5 = c_{p,ar} (T_6 - T_5)$$

Como $c_{p,ar} = 1,004 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ e $\rho_{ar} = 1,169 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$h_6 - h_5 = 1,004 \cdot (50 - 20) = 30,12 \text{ kJ/kg}$$

Exercício 02



Solução:

Retomando a 1ª Lei para o condensador:

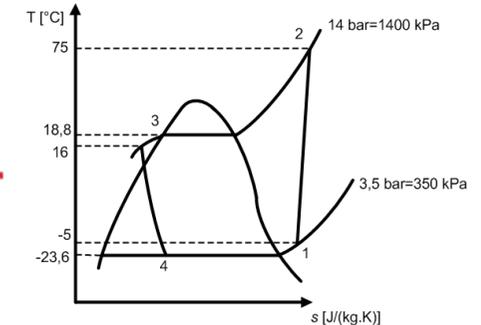
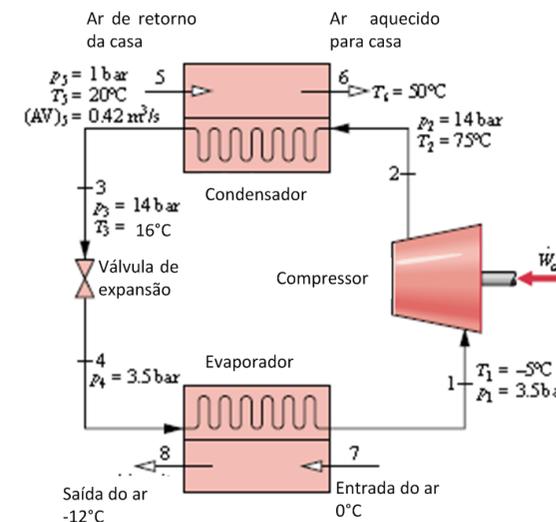
$$\dot{m}_{R410A} = \dot{m}_{ar} \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3}$$

$$\dot{m}_{R410A} = \rho_{ar} (AV)_{ar} \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3} =$$

$$= 1,169 \cdot 0,42 \cdot \frac{30,12}{348,53 - 82,77} = 0,056 \text{ kg/s}$$

Retomando a 1ª Lei para o compressor:

$$\dot{W}_{compressor} = -85,87 \dot{m}_{R410A} = -85,87 \cdot 0,056 = -4,81 \text{ kW}$$



Exercício 02



Solução:

Eficiência isentrópica do compressor:

$$\eta_{s,comp} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{compressor}}$$

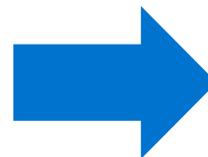
Para avaliar o trabalho ideal do compressor, é necessário determinar o estado 2 ideal que se teria em uma compressão isentrópica:

Estado 2 ideal

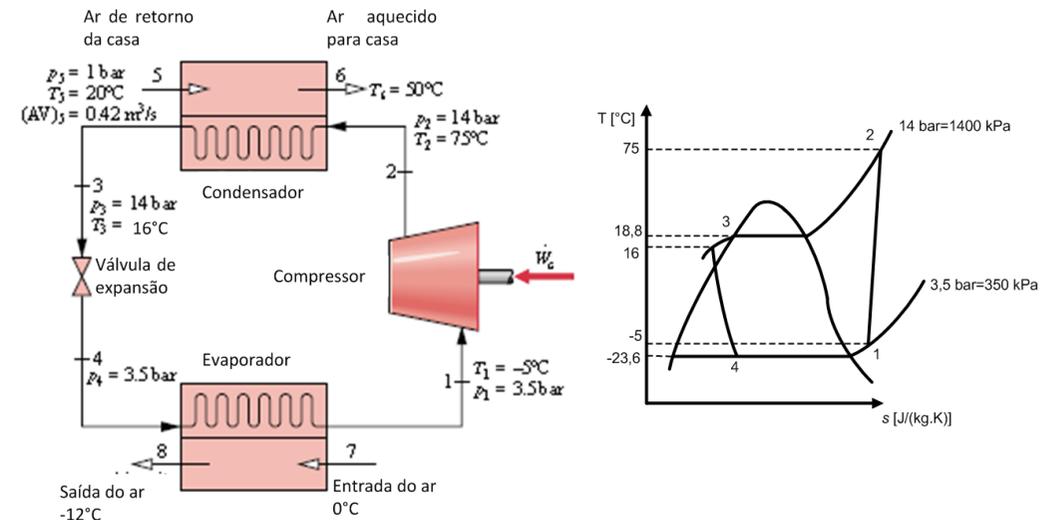
$$P_2 = 1400 \text{ kPa}$$

$$s_{2s} = s_1 = 1,0428 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$\therefore h_{2s} = 296,14 \text{ kJ}/\text{kg}$$



$$\begin{aligned} \dot{W}_{ideal} &= \dot{m}_{R410A} (h_1 - h_{2s}) \\ &= 0,056 \cdot (262,66 - 296,14) \\ &= -1,88 \text{ kW} \\ \eta_{s,comp} &= \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{compressor}} = \frac{-1,88}{-4,81} = 0,39 \end{aligned}$$



Exercício 02



Solução:

Coefficiente de desempenho do ciclo

$$\beta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{W}_{\text{compressor}}}$$

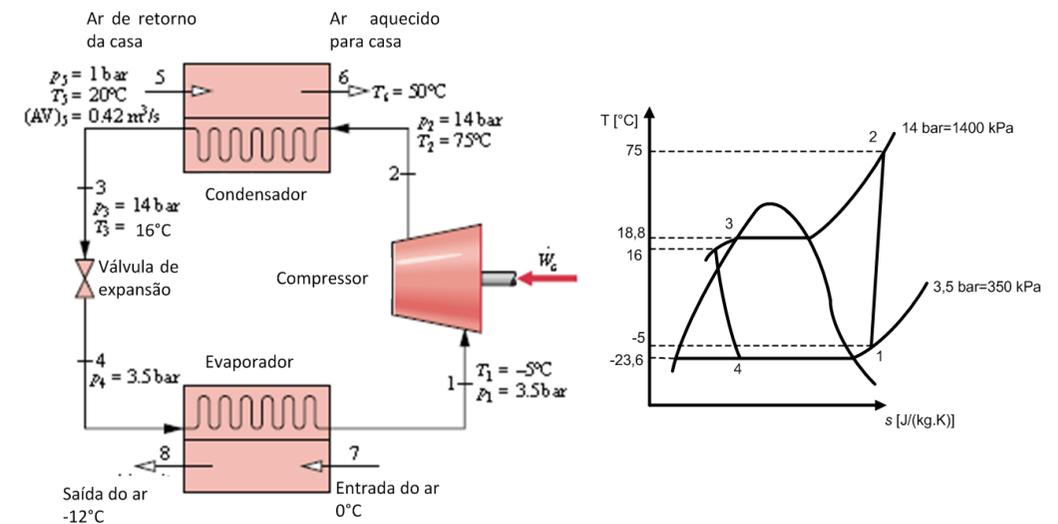
1ª Lei para o evaporador:

$$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{\text{R410A}} (h_1 - h_4)$$

Estado 4: processo 3-4 \Rightarrow isentálpico

$$\therefore P_4 = 350 \text{ kPa}$$

$$h_4 = h_3 = 82,77 \text{ kJ/kg}$$



Exercício 02



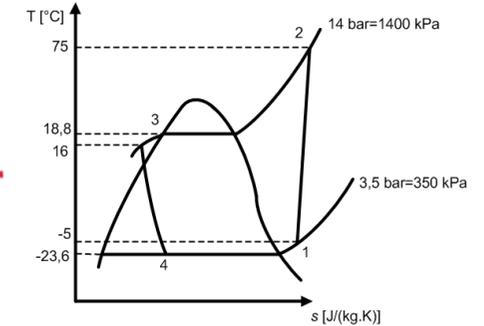
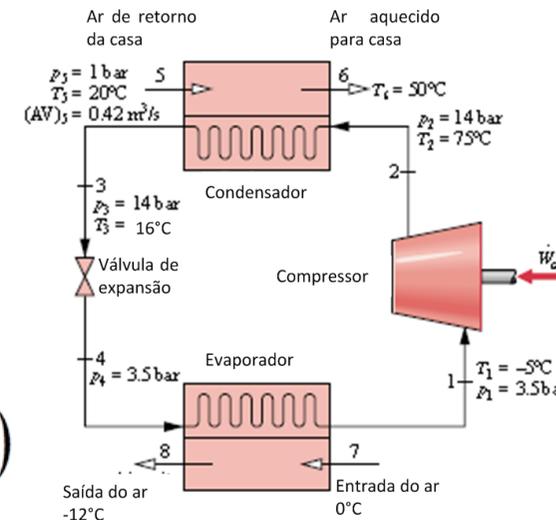
Solução:

1ª Lei para o evaporador:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{evaporador}} &= \dot{m}_{\text{R410A}} (h_1 - h_4) \\ &= 0,056 \cdot (262,66 - 82,77) \\ &= 10,07 \text{ kW}\end{aligned}$$

Portanto:
$$\beta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{W}_{\text{compressor}}} = \frac{10,07}{4,81} = 2,09$$

$$\beta_{\text{ideal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{\dot{W}_{\text{ideal}}} = \frac{10,07}{1,88} = 5,36$$



Exercício 03



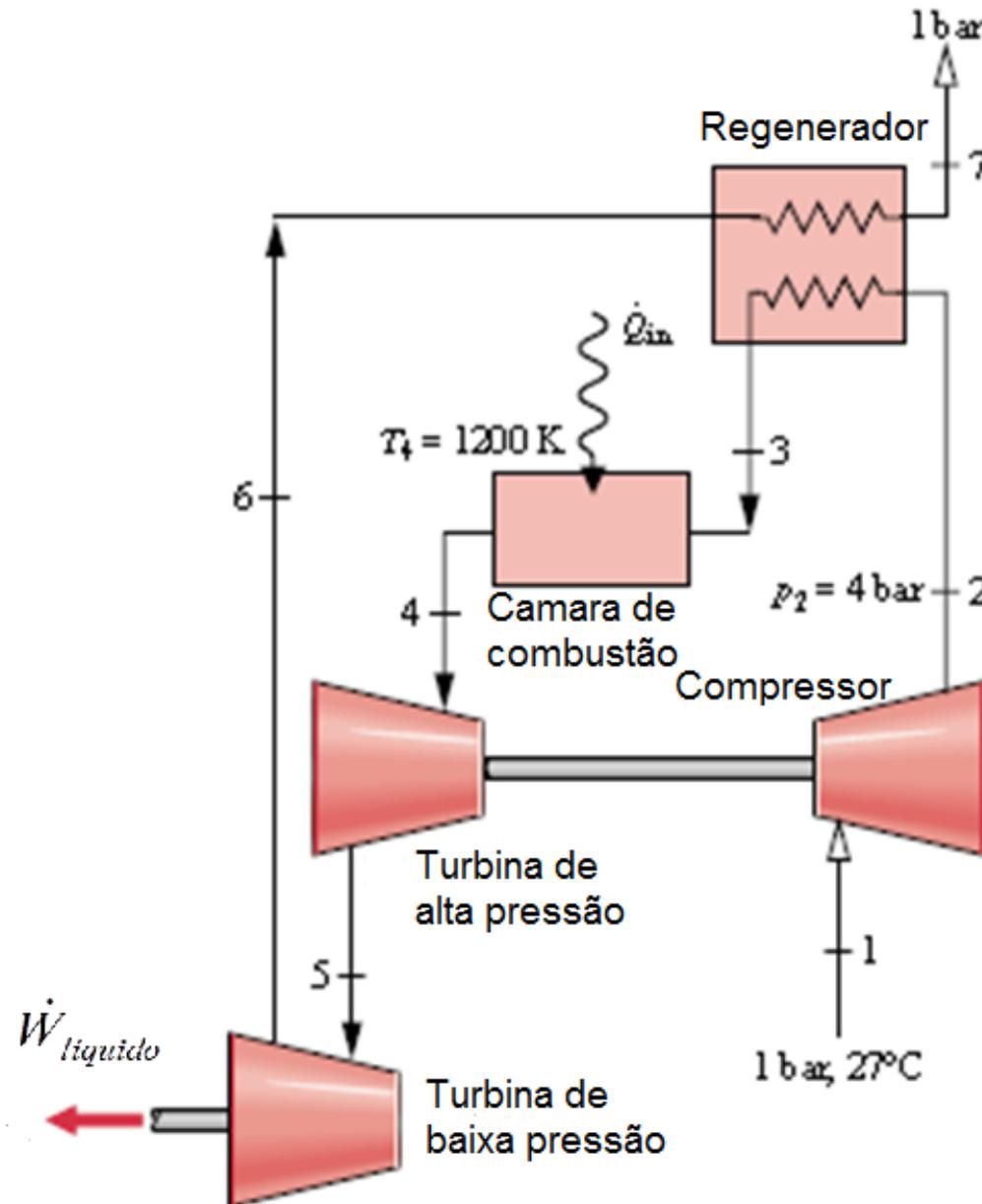
Uma planta de potência com turbina e regenerador utiliza ar entrando no compressor a 1 bar e 27°C com uma vazão mássica de $0,562\text{ kg/s}$ e saindo a 4 bar. A eficiência isentrópica do compressor é de 80% e a efetividade do regenerador é de 90%. Toda a potência da turbina de alta pressão é usada para movimentar o compressor. A turbina de baixa pressão fornece a potência líquida do ciclo. Cada turbina tem uma eficiência isentrópica de 87%, sendo que a temperatura de entrada na turbina de alta pressão é de 1200K . Nestas condições, determine:

- a) A potência líquida em kW
- b) A eficiência térmica do ciclo
- c) As temperaturas do ar nos estados 2, 3, 5, 6 e 7 em K

Exercício 03



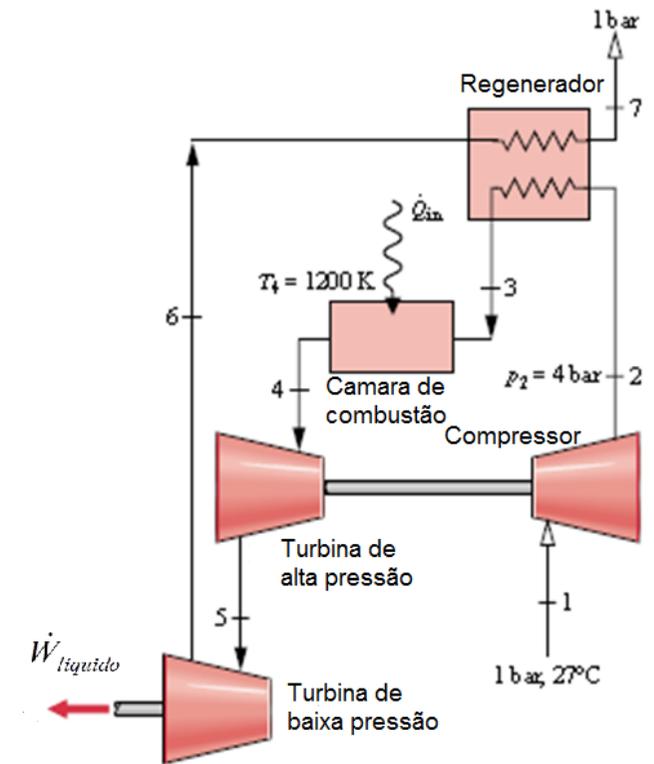
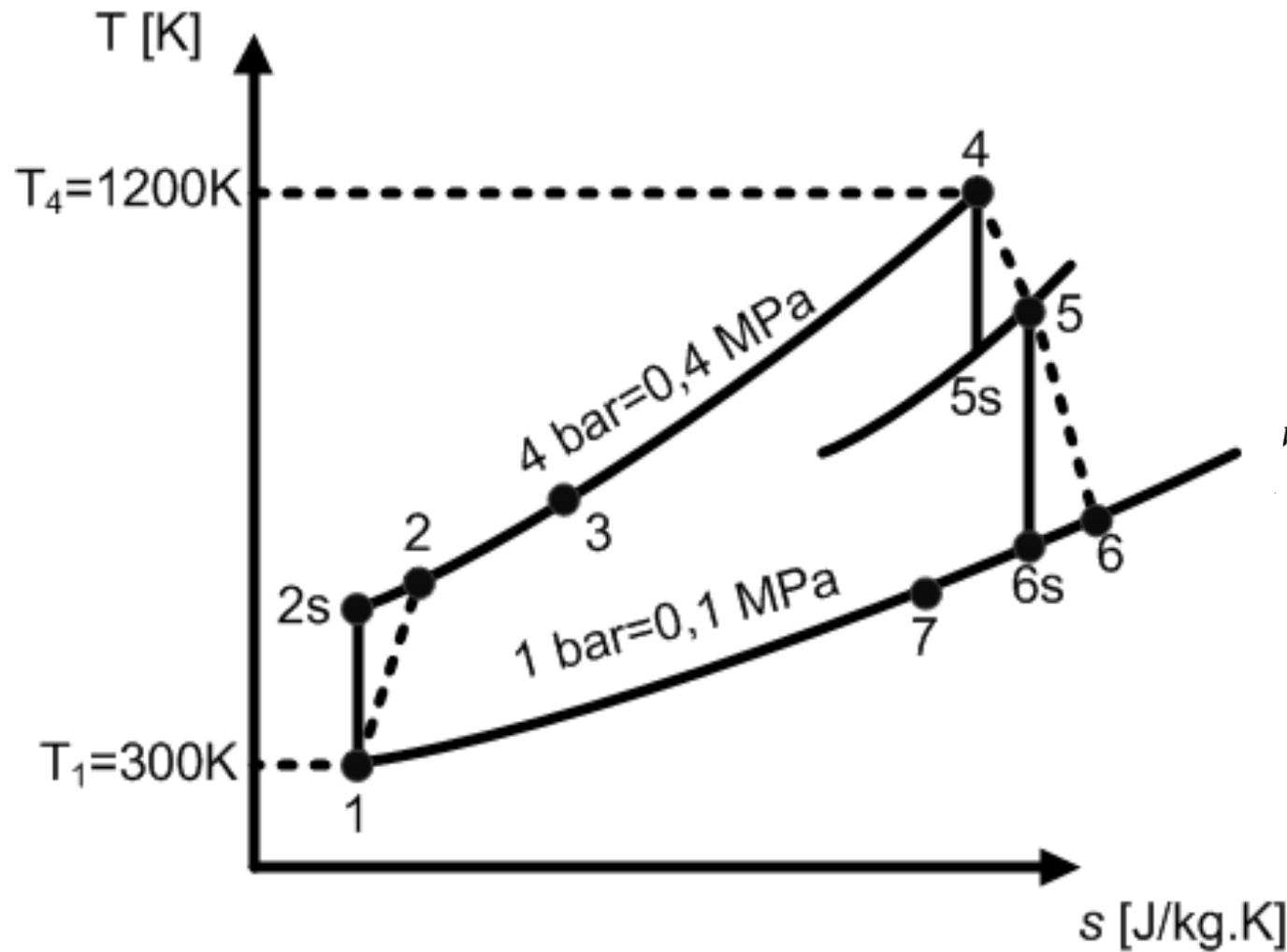
Ciclo:



Exercício 03



Diagrama T-s:





Solução:

Hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Turbinas e regenerador adiabáticos;
4. Perdas de carga desprezíveis;
5. Ar considerado com comportamento de gás ideal

Exercício 03



Solução:

Estado 1: $T_1 = 300 \text{ K}$

$$\therefore h_1 = 300,47 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1,1146$$

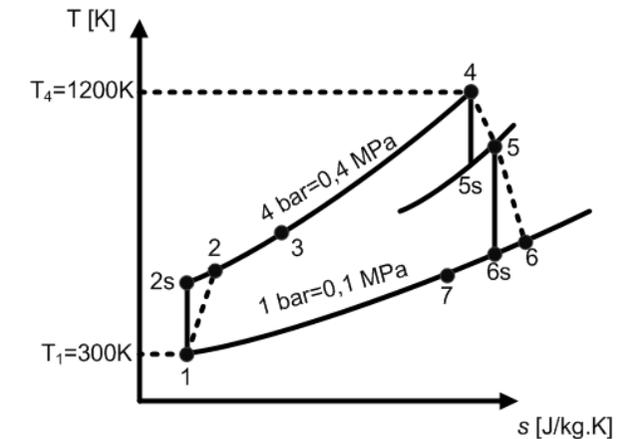
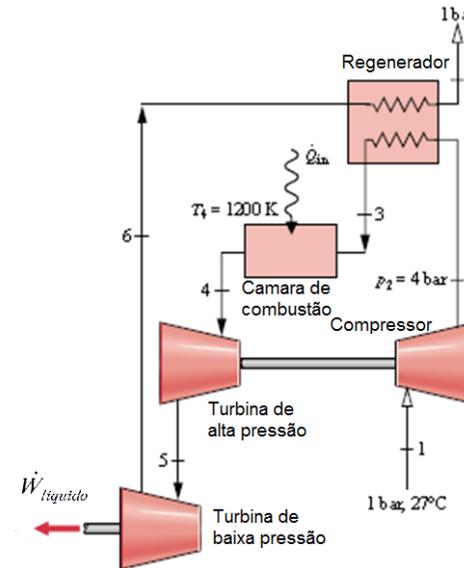


TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg \times K	P_r	v_r
300	214,36	300,47	6,86926	1,1146	179,49

Exercício 03



Solução:

Estado 2s: processo isentrópico

$$\frac{P_{2s}}{P_1} = \frac{P_{r2s}}{P_{r1}} \Rightarrow$$

$$P_{r2s} = P_{r1} \frac{P_{2s}}{P_1} = 1,1146 \cdot \frac{0,4}{0,1} = 4,4584$$

$$P_{r2s} = 4,4584 \Rightarrow T_{2s} = 444,60\text{K}; h_{2s} = 446,63 \text{ kJ/kg}$$

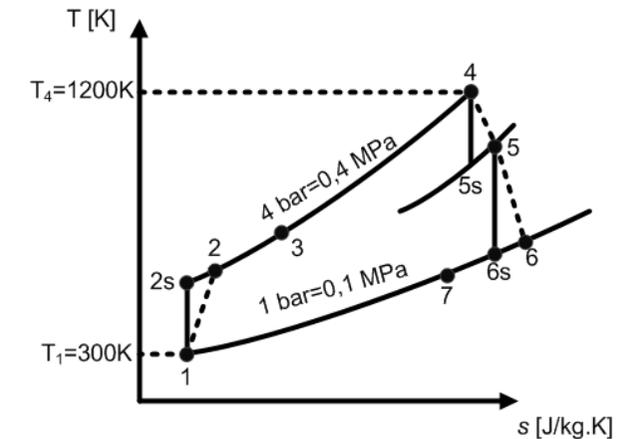
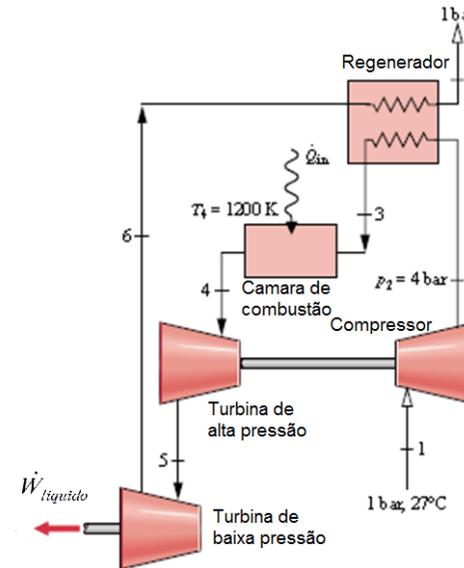


TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
440	315,64	441,94	7,25607	4,2897	68,409
460	330,31	462,34	7,30142	5,0233	61,066

Exercício 03



Solução:

Eficiência isentrópica do compressor:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\Rightarrow h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_s}$$

$$h_2 = 300,47 + \frac{(446,63 - 300,47)}{0,8} = 483,17 \text{ kJ/kg} \Rightarrow T_2 = 480,35\text{K}; P_{r2} = 5,86$$

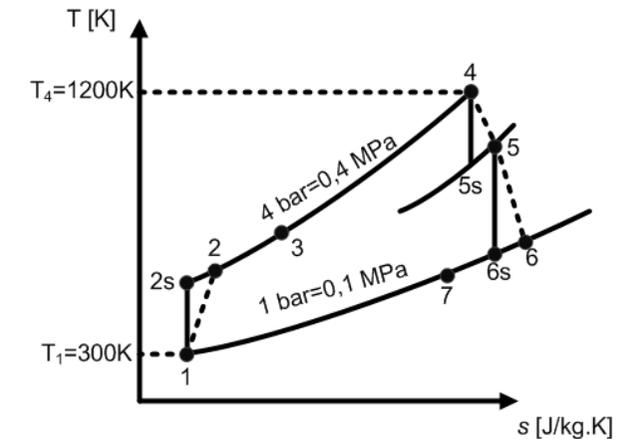
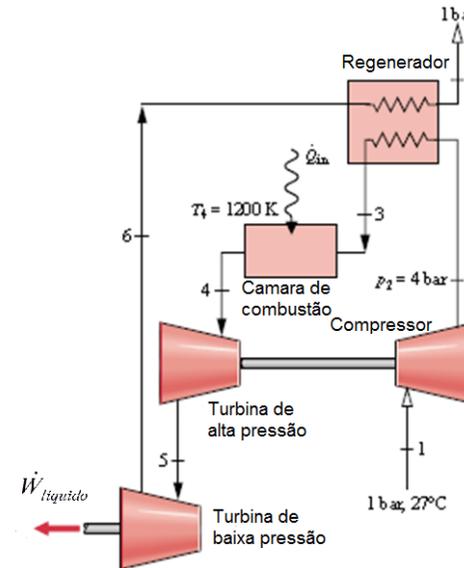


TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (continuação)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s _T ⁰ kJ/kg × K	P _r	v _r
480	345,04	482,81	7,34499	5,8466	54,748
500	359,84	503,36	7,38692	6,7863	49,278

Exercício 03

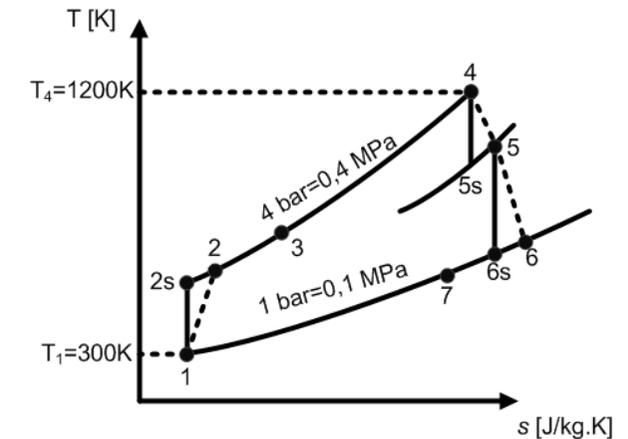
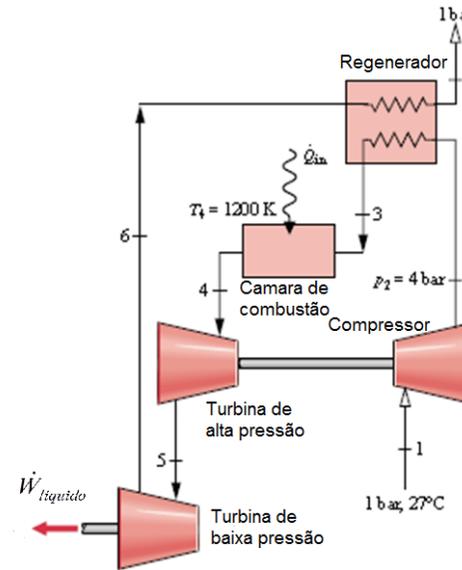


Solução:

Estado 4: $T_4 = 1200 \text{ K}$
 $\Rightarrow h_4 = 1277,81 \text{ kJ/kg}$

$P_{r4} = 191,17$

Como o trabalho da turbina de alta pressão é todo utilizado pelo compressor:



$$\dot{W}_{compressor} = \dot{W}_{turbina\ de\ alta\ pressão} \Rightarrow \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}(h_5 - h_4)$$

$$h_5 = h_4 - (h_2 - h_1) = 1277,81 - (483,17 - 300,47) = 1095,11 \text{ kJ/kg}$$

TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (continuação)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg \times K	P_r	v_r
1200	933,37	1277,81	8,34596	191,17	4,1859

Exercício 03



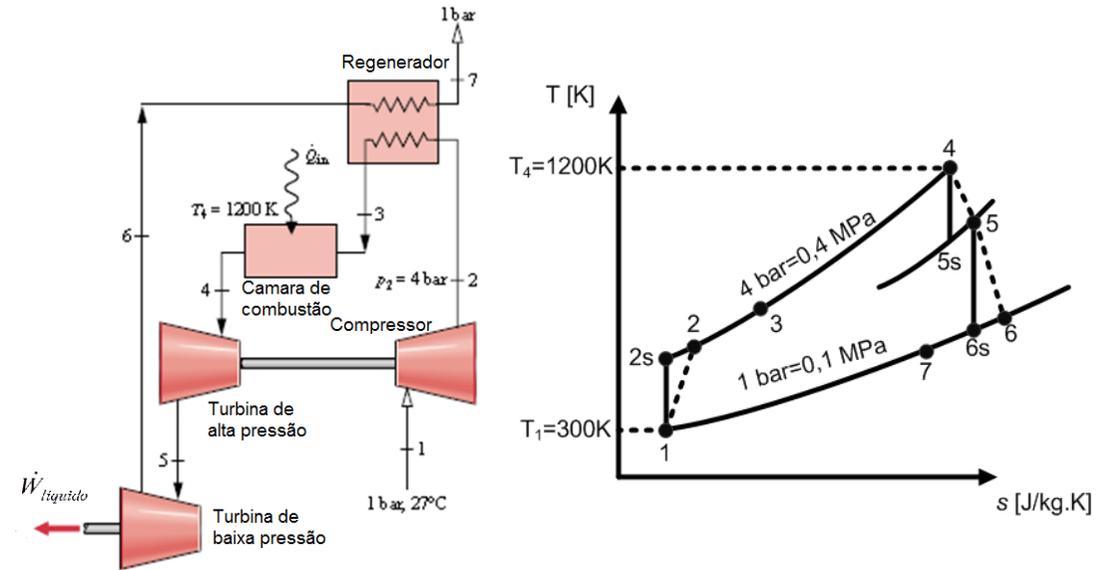
Solução:

Estado 5: $h_5 = 1095,11 \text{ kJ/kg}$

$$\Rightarrow T_5 = 1042,69 \text{ K}$$

$$p_{r5} = 108,47$$

Sabendo-se que a eficiência da turbina é dada por:



$$\eta_{turbina\ alta\ pressão} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{5s})} \Rightarrow h_{5s} = h_4 - \frac{(h_4 - h_5)}{\eta_{turbina\ alta\ pressão}}$$

TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (continuação)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg \times K	P_r	v_r
1000	759,19	1046,22	8,13493	91,651	7,2760
1050	802,10	1103,48	8,19081	111,35	6,2885

Exercício 03



Solução:

$$h_{5s} = 1277,81 - \frac{(1277,81 - 1095,11)}{0,87}$$

$$= 1049,44 \text{ kJ/kg}$$

Estado 5s: $h_{5s} = 1049,44 \text{ kJ/kg}$

$$\therefore T_{5s} = 1002,81 \text{ K}$$

$$P_{r5s} = 92,76$$

$$\frac{P_{5s}}{P_4} = \frac{P_{r5s}}{P_{r4}} \Rightarrow P_{5s} = P_5 = P_4 \frac{P_{r5s}}{P_{r4}} = 0,4 \cdot \frac{92,76}{191,17} = 0,19 \text{ MPa}$$

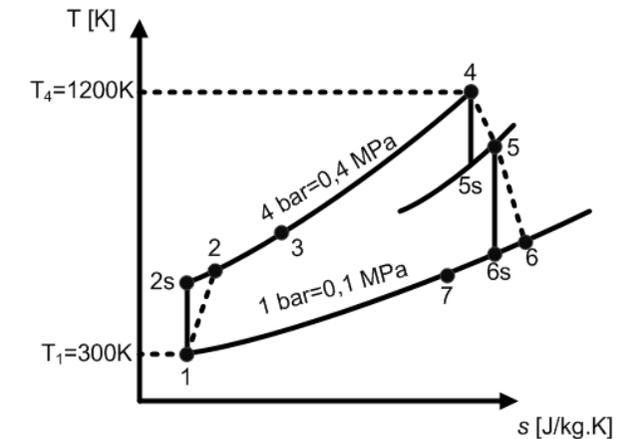
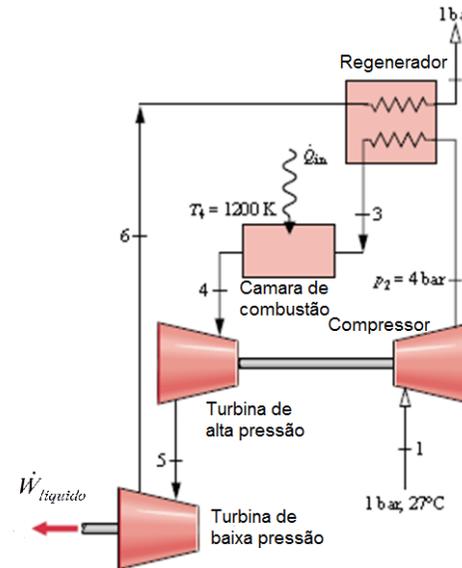


TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (continuação)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
1000	759,19	1046,22	8,13493	91,651	7,2760
1050	802,10	1103,48	8,19081	111,35	6,2885

Exercício 03

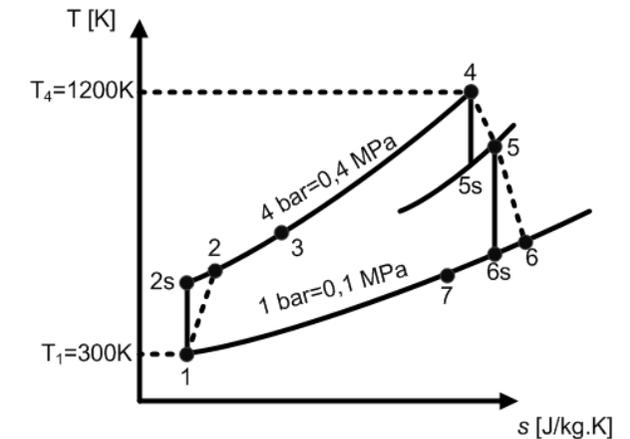
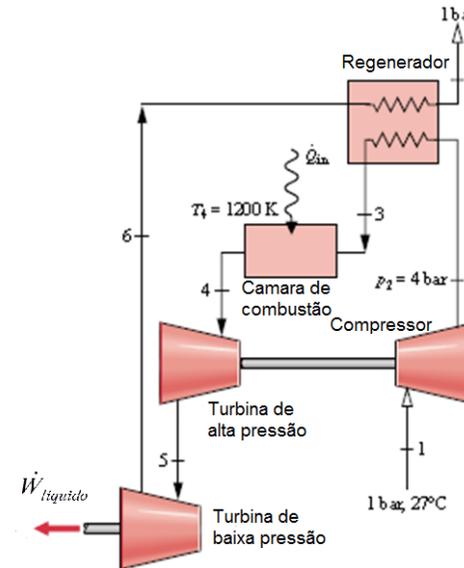


Solução:

Estado 6s: processo isentrópico

$$\frac{P_{6s}}{P_5} = \frac{P_{r6s}}{P_{r5}}$$

$$P_{r6s} = P_{r5} \frac{P_{6s}}{P_5} = 108,47 \cdot \frac{0,1}{0,23} = 47,16$$



Estado 6s: $P_{r6s}=47,16 \Rightarrow T_{6s}= 843,51 \text{ K}; h_{6s}= 870,24 \text{ kJ/kg}$

TABELA A.7

Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
800	592,58	822,20	7,88514	38,388	13,897
850	633,42	877,40	7,95207	48,468	11,695

Exercício 03



Solução:

Balço de massa no regenerador:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

1ª Lei no regenerador:

$$0 = (h_2 - h_3) + (h_6 - h_7)$$

$$\Rightarrow h_7 = h_6 + (h_2 - h_3) = 899,47 + (483,17 - 855,14) = 527,50 \text{ kJ/kg}$$

Estado 7: $h_7 = 527,50 \text{ kJ/kg} \Rightarrow T_7 = 523,40 \text{ K}; p_{r7} = 7,98$

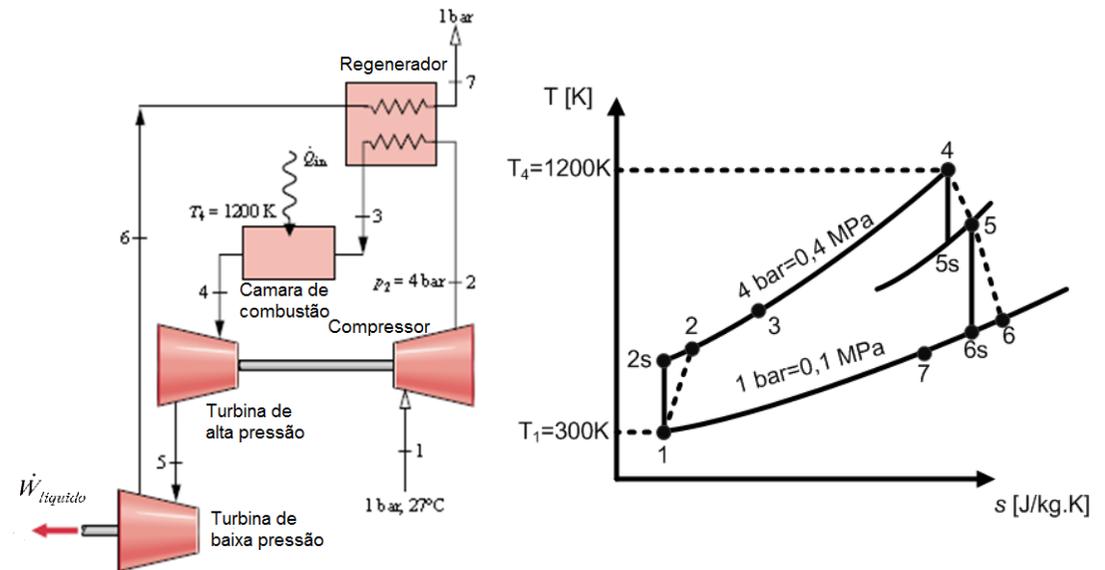


TABELA A.7

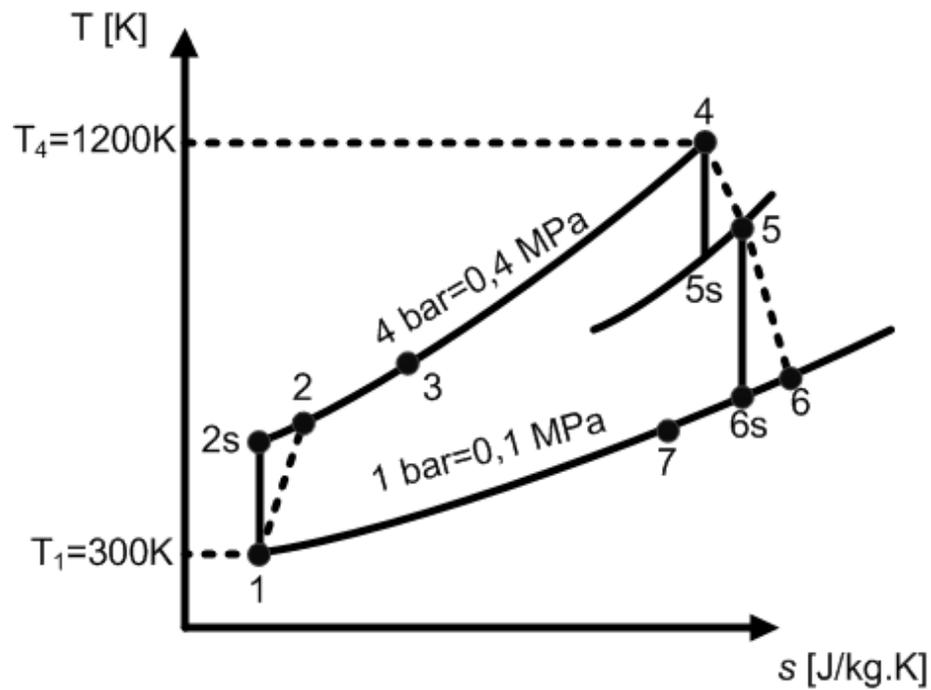
Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

T [K]	u kJ/kg	h kJ/kg	s_T^0 kJ/kg × K	P_r	v_r
520	374,73	523,98	7,42736	7,7900	44,514
540	389,69	544,69	7,46642	8,9257	40,344

Exercício 03



Solução:



Estado	Temperatura [K]	Entalpia [kJ/kg]	P_r
1	300	300,47	1,12
2s	444,60	446,63	4,46
2	480,35	483,17	5,86
3	829,84	855,14	44,40
4	1200	1277,81	191,17
5s	1002,81	1049,44	92,76
5	1042,69	1095,11	108,47
6	869,79	899,79	53,24
6s	843,51	870,24	47,16
7	523,40	527,50	7,98

Exercício 03



Solução:

A eficiência do ciclo é dada por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{in}}$$

Aplicando a 1ª Lei para a turbina de baixa pressão:

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{m}(h_5 - h_6) = 0,562 \cdot (1095,11 - 899,79) = 109,77 \text{ kW}$$

Aplicando a 1ª Lei para a câmara de combustão:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_4 - h_3) = 0,562 \cdot (1277,81 - 855,14) = 237,54 \text{ kW}$$

Logo: $\eta_{ciclo} = \frac{109,77}{237,54} = 0,462$

