

Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo



**PME 3344**

**Exercícios - Ciclos**

**13) Exercícios sobre ciclos**



# Exercício 01

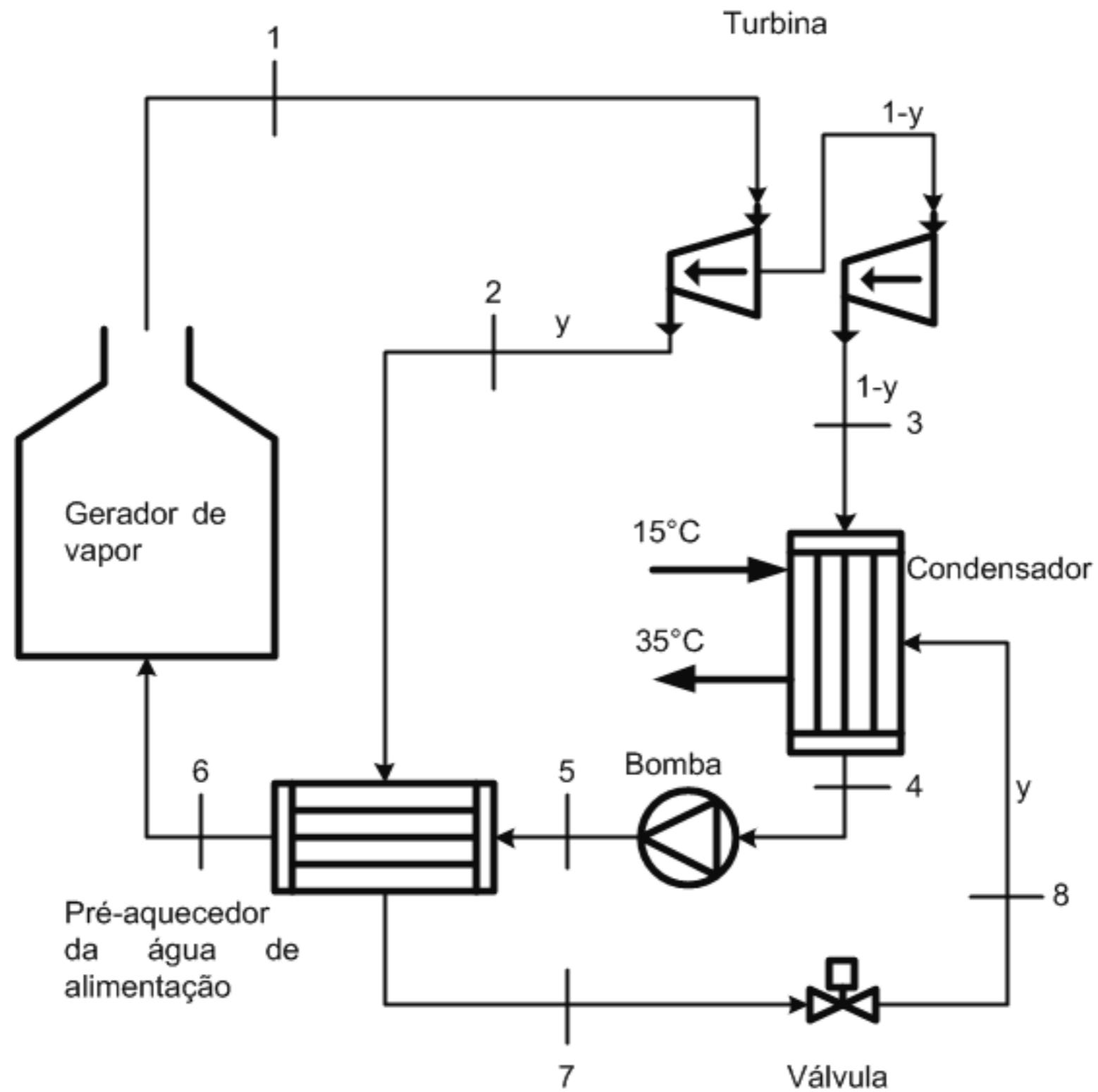
Água é utilizada como fluido de trabalho em um ciclo Rankine no qual vapor superaquecido entra na turbina a 8 MPa e 480°C. A pressão no condensador é 8 kPa e é utilizado um pré-aquecedor para água de alimentação por meio de uma extração de vapor a 0,7 MPa. O condensado é drenado como líquido saturado 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

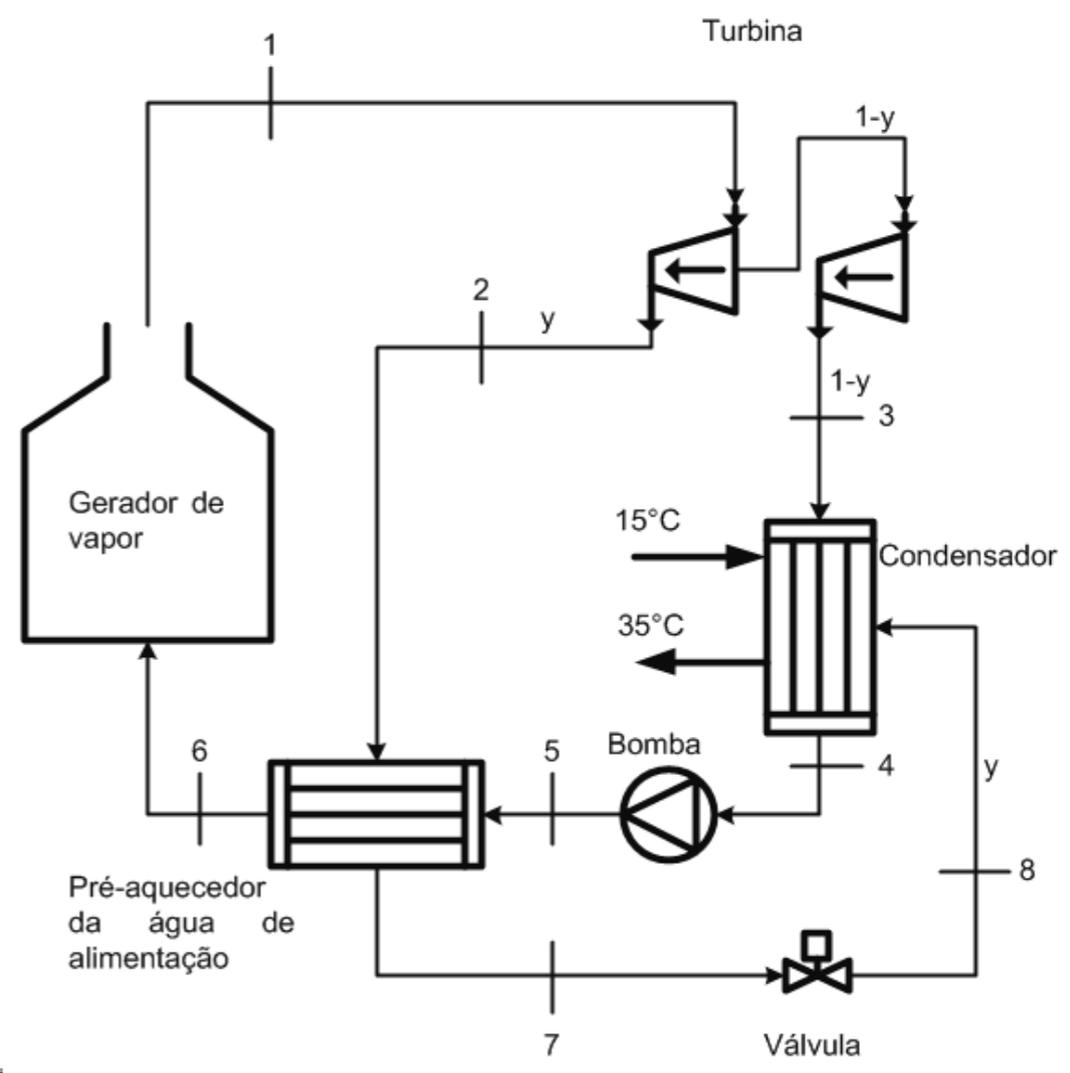
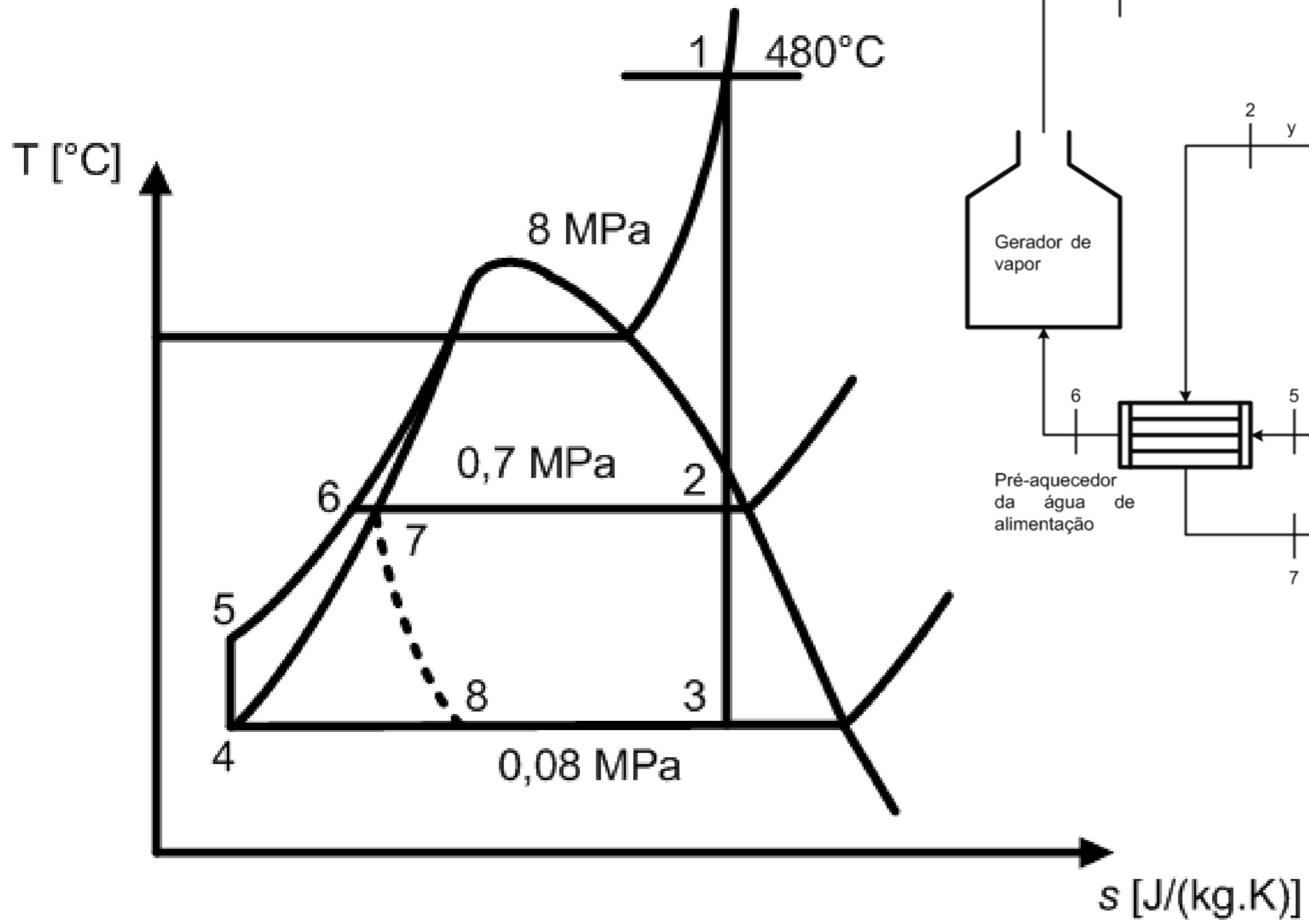
Ciclo:



# 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)



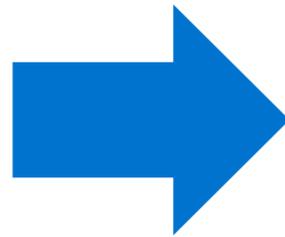
# Exercício 01

Solução:

Estado 1: vapor superaquecido

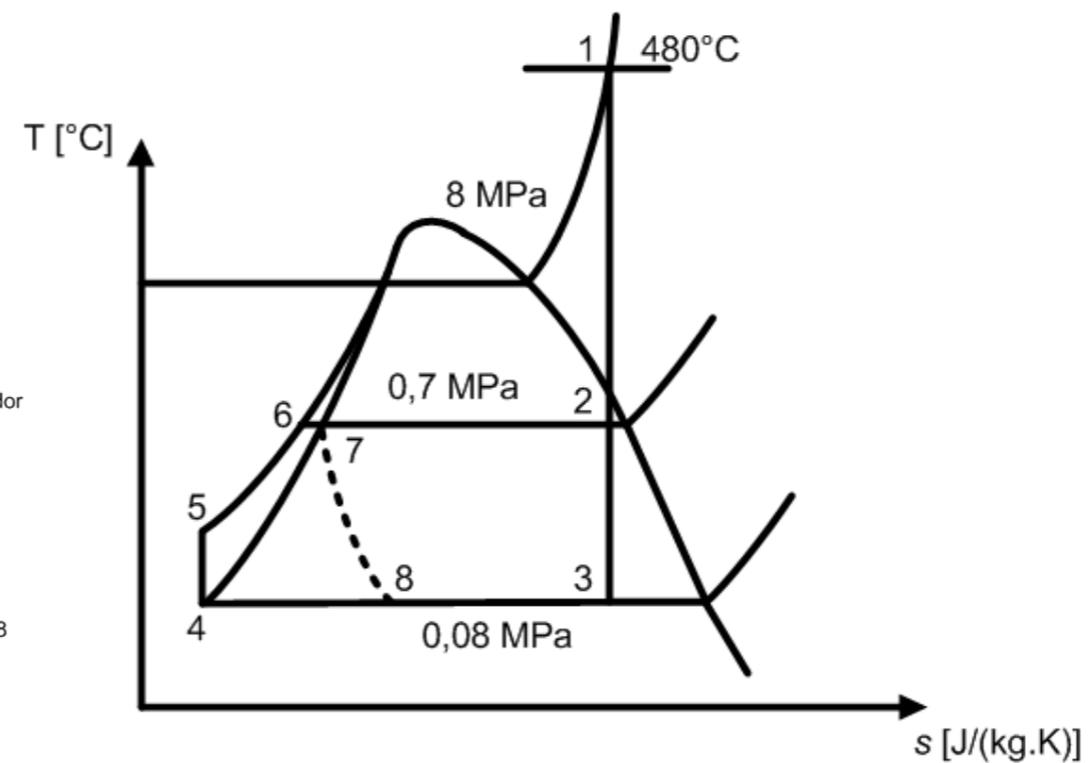
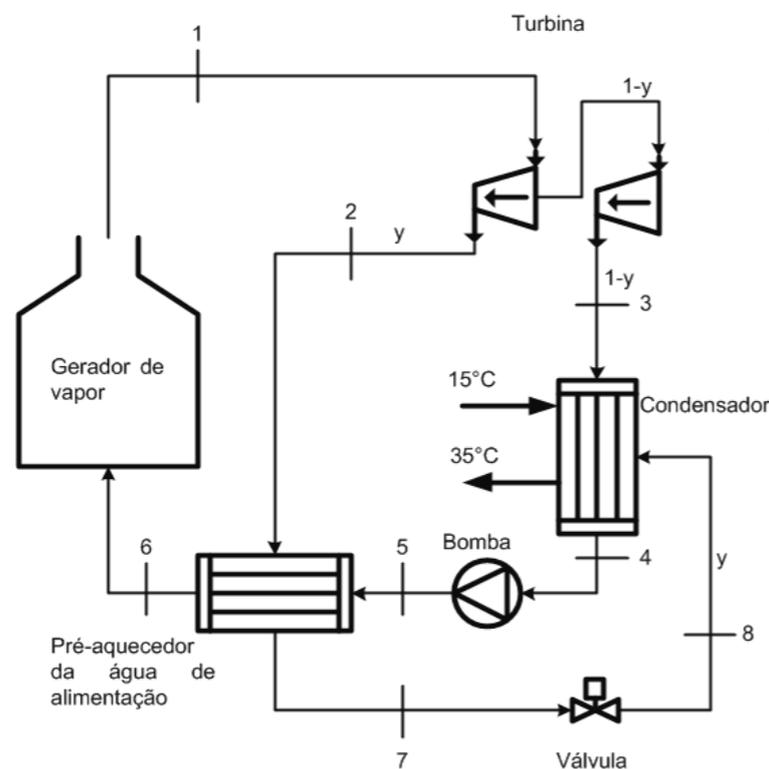
$$P_1 = 8000 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 480^\circ\text{C}$$



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

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





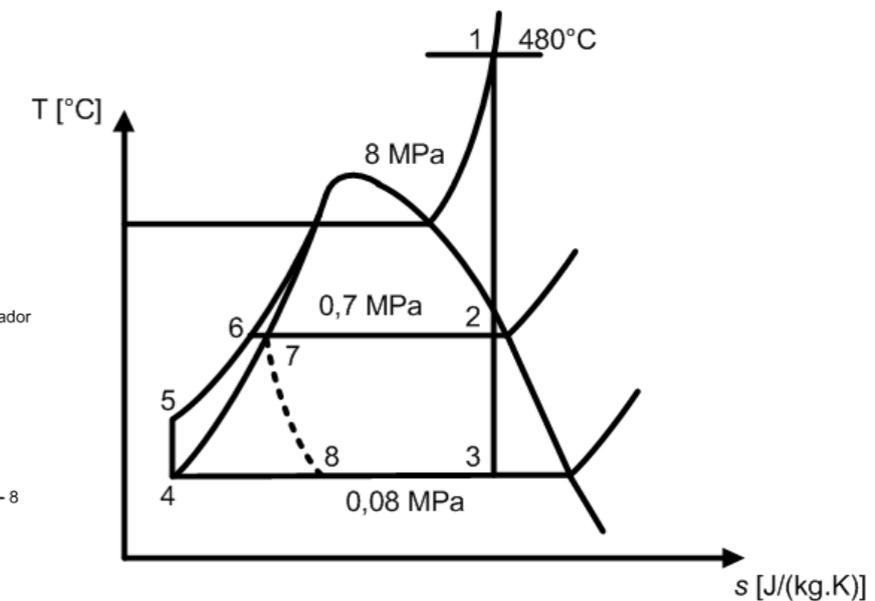
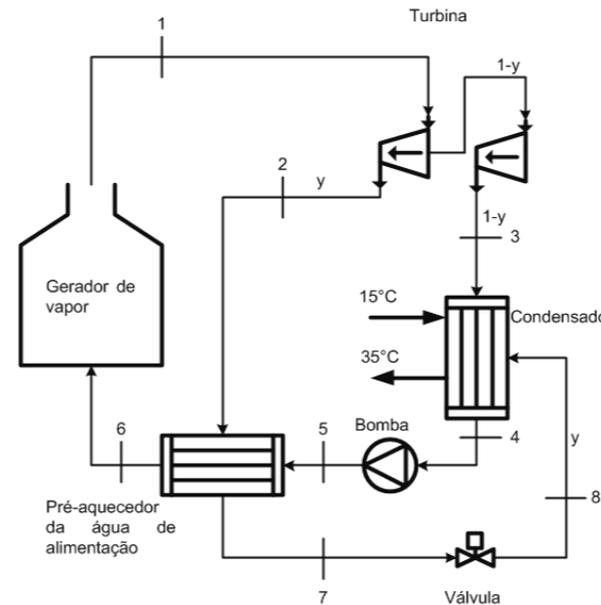
# Exercício 01

## 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  $P_2$ :

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

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

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

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



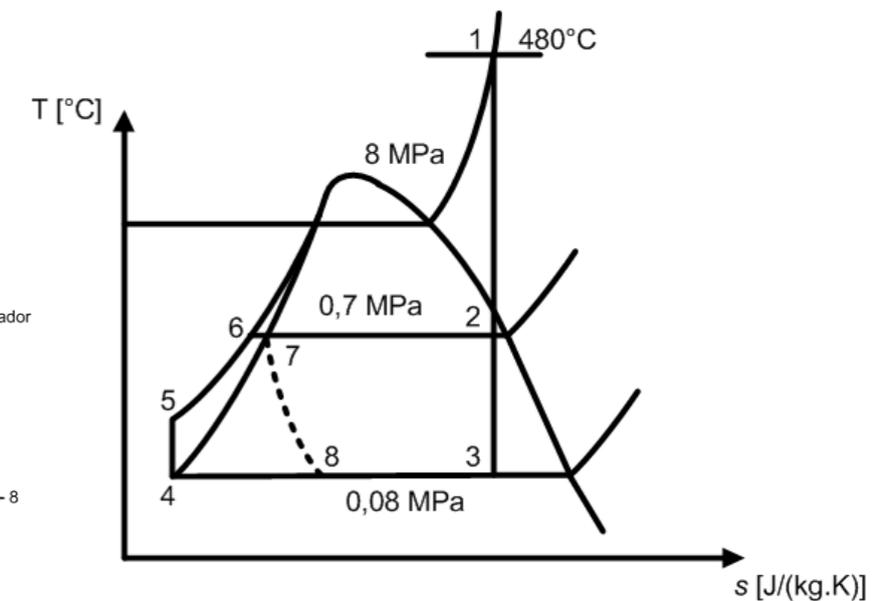
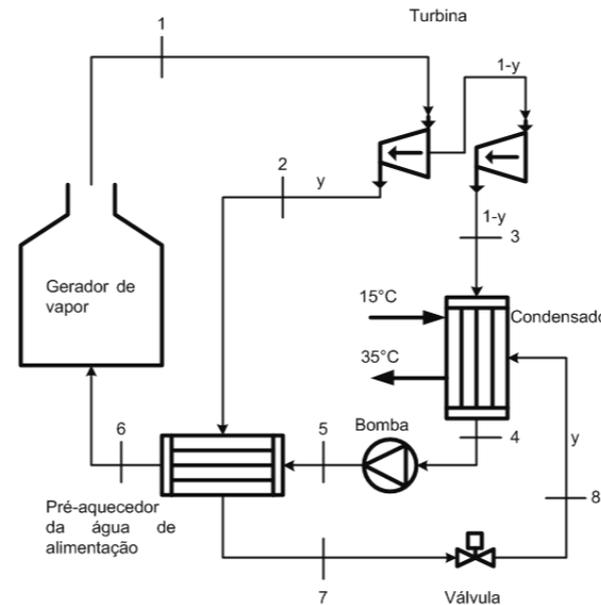
# Exercício 01

## 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

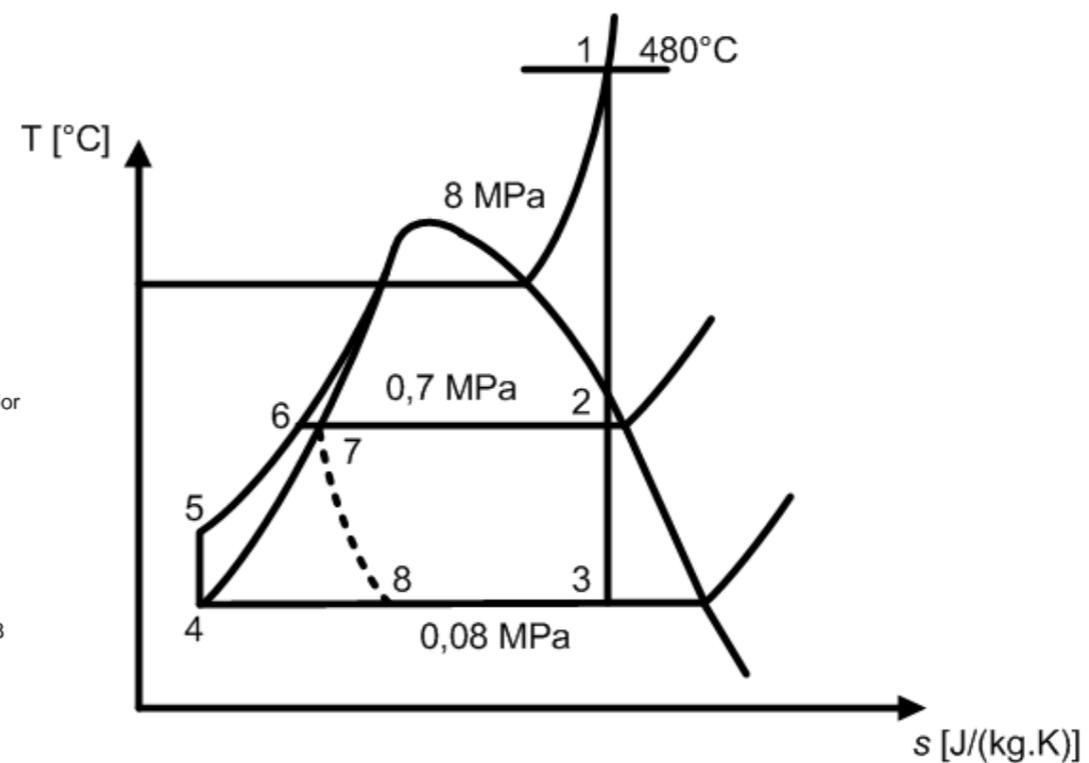
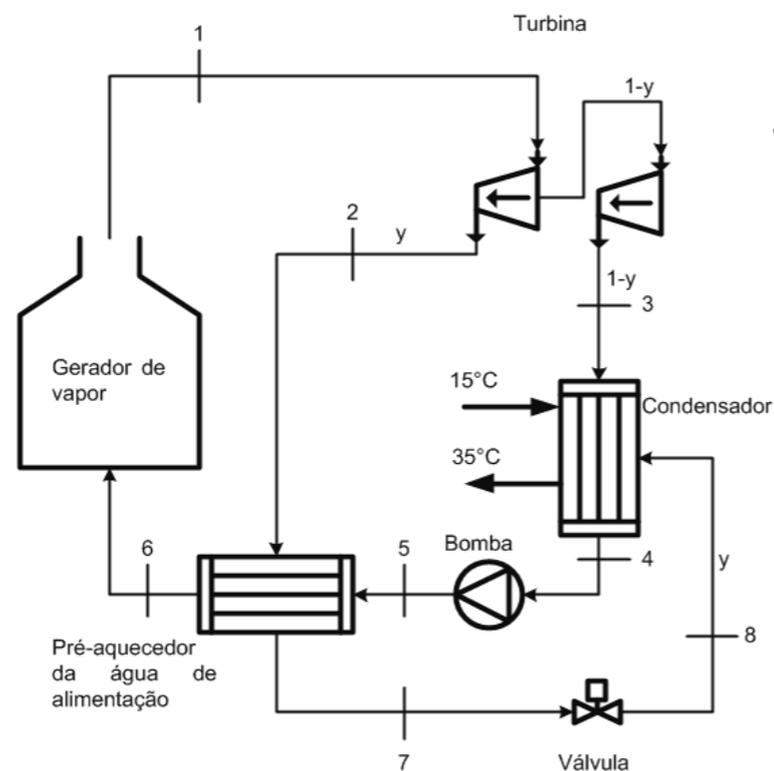
## Solução:

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

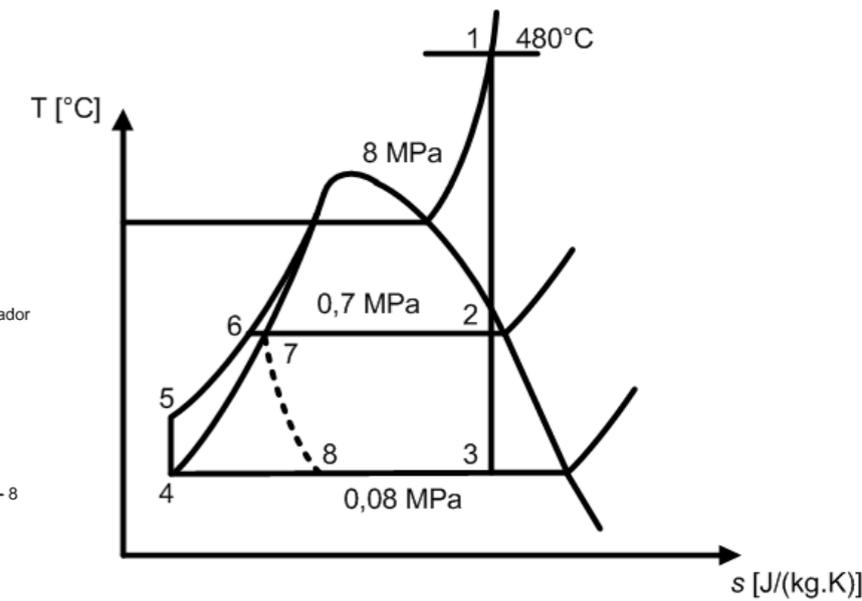
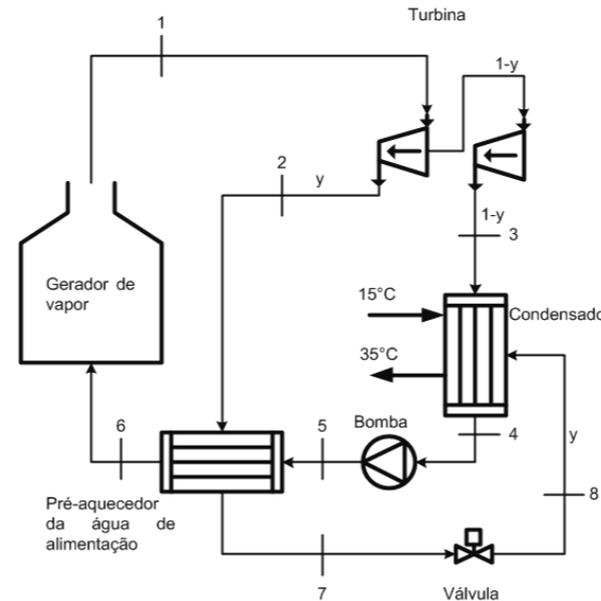
## Solução:

Estado 6: líquido comprimido

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

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

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



Balanço 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:

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

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

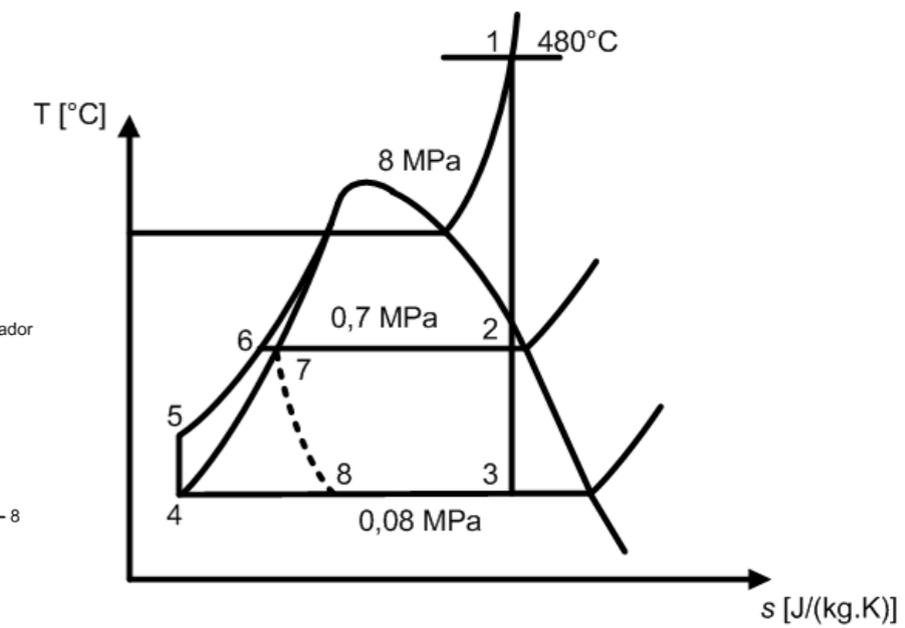
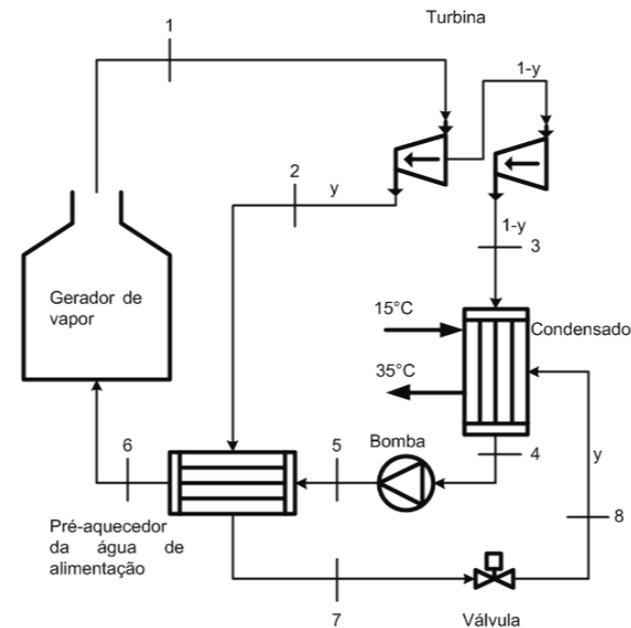
# Exercício 01



Solução:

Balanços 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



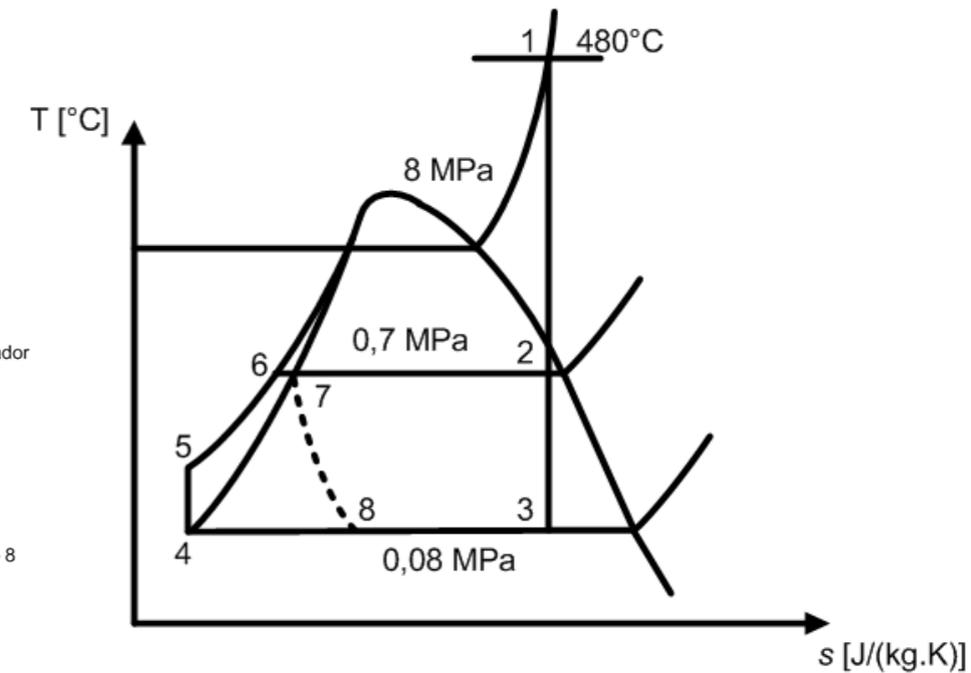
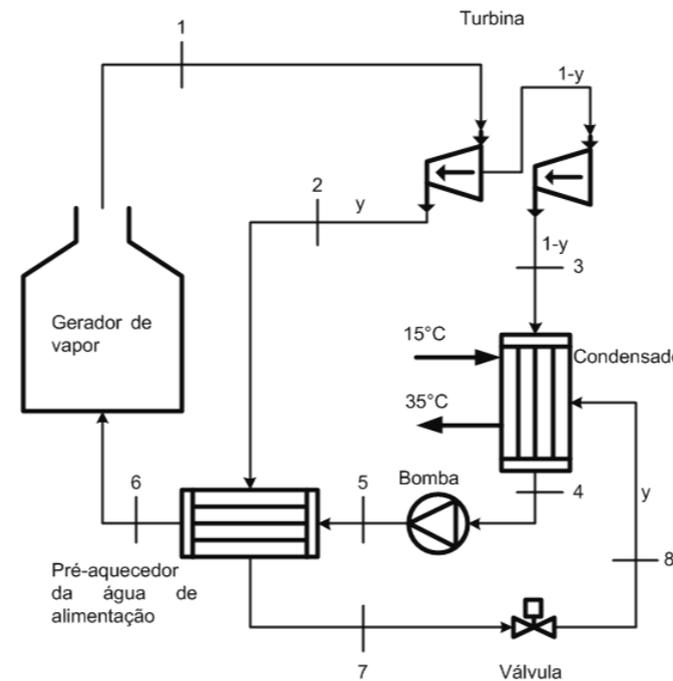
Solução:

1ª Lei para a turbina:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{turbina} &= \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3) = \dot{m}_1 h_1 - (y \dot{m}_1 h_2 + (1-y) \dot{m}_1 h_3) = \\ &= \dot{m}_1 \left[ h_1 - (y h_2 + (1-y) h_3) \right]\end{aligned}$$

$$100.000 = \dot{m}_1 \left[ 3077,89 - (0,16 \cdot 2577,53 + (1-0,16) \cdot 2233,29) \right]$$

$$\dot{m}_1 = 126,7 \text{ kg/s}$$





# Exercício 01

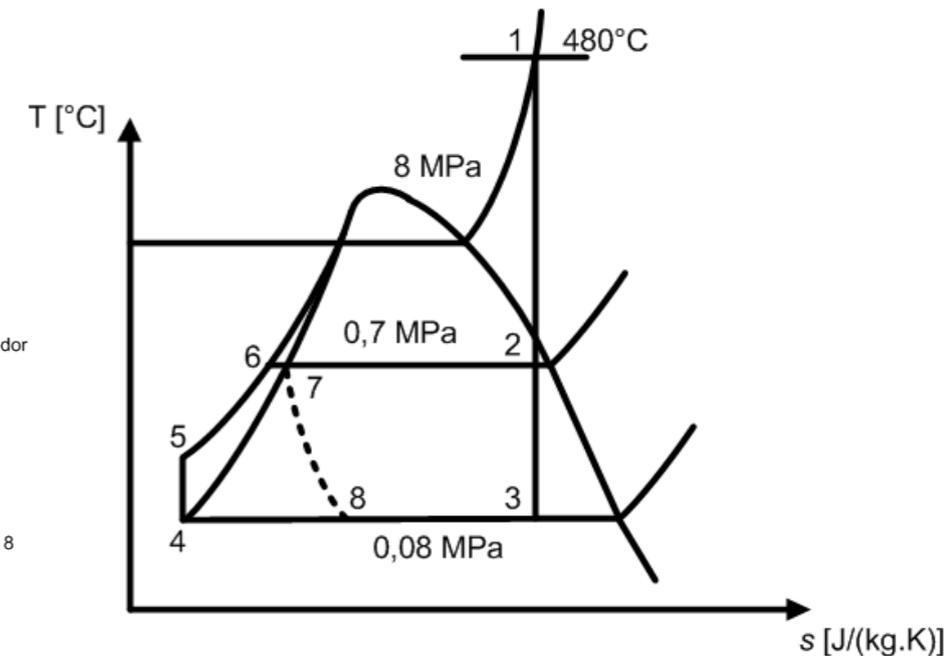
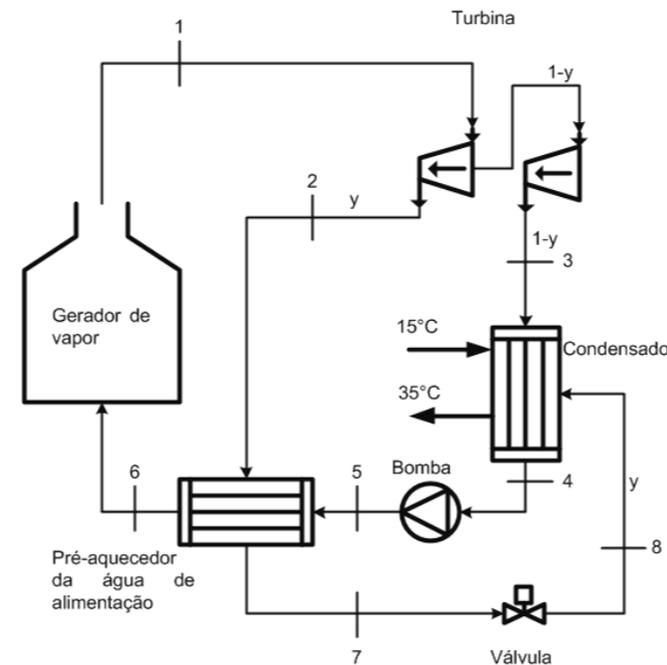
Solução:

1ª Lei para o  
gerador de vapor:

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

A eficiência do ciclo pode ser calculada como :

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{Q}_{gerador}} = \frac{100.000}{301.633,42} = 0,33$$

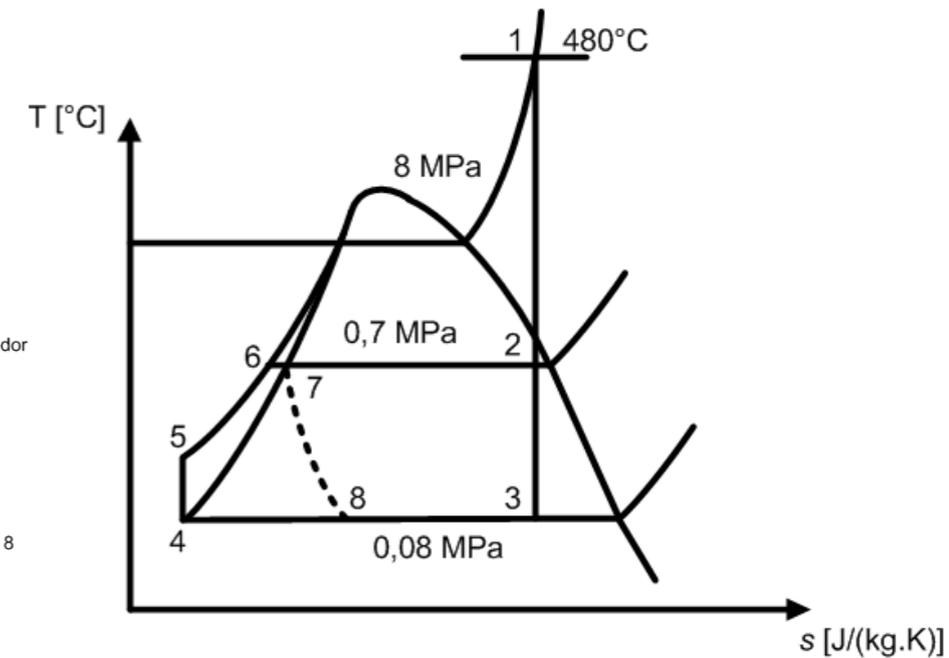
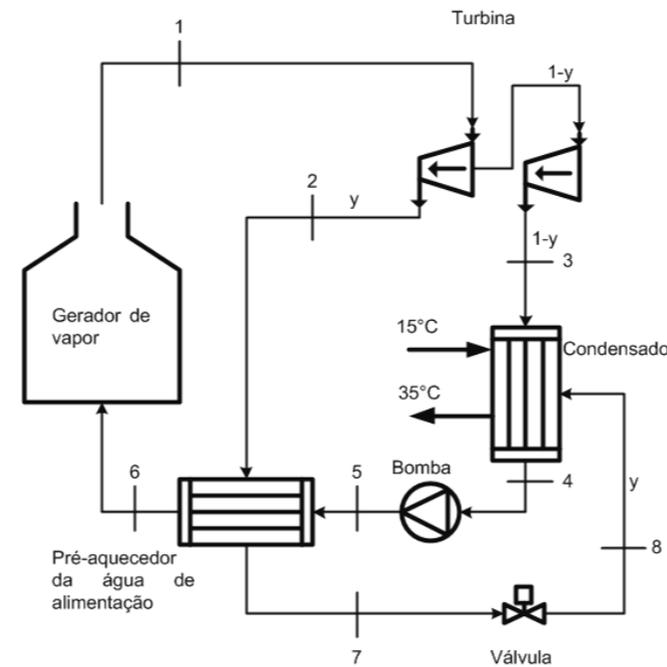




# Exercício 01



Solução:



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

$$= 126,7 \cdot \frac{[(1-0,16) \cdot 2233,29 + 0,16 \cdot 697,20 - 390,98]}{4,180 \cdot (35 - 15)}$$

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



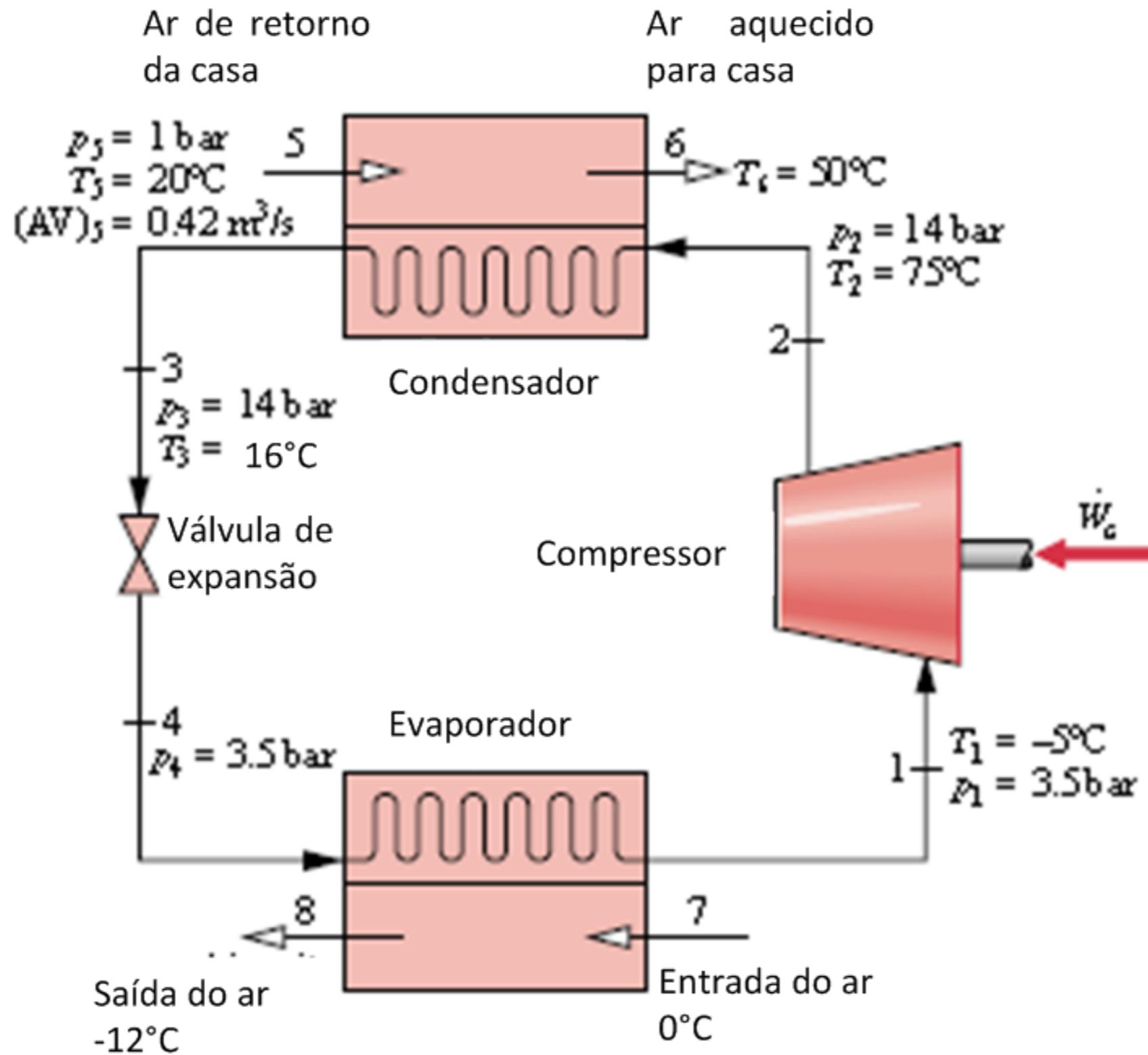
Uma bomba de calor opera em regime permanente como mostrado na figura a seguir. Fluido refrigerante R410A circula pelo sistema e os estados são apresentados na figura. Assuma que o processo no compressor pode ser considerado adiabático e as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas 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

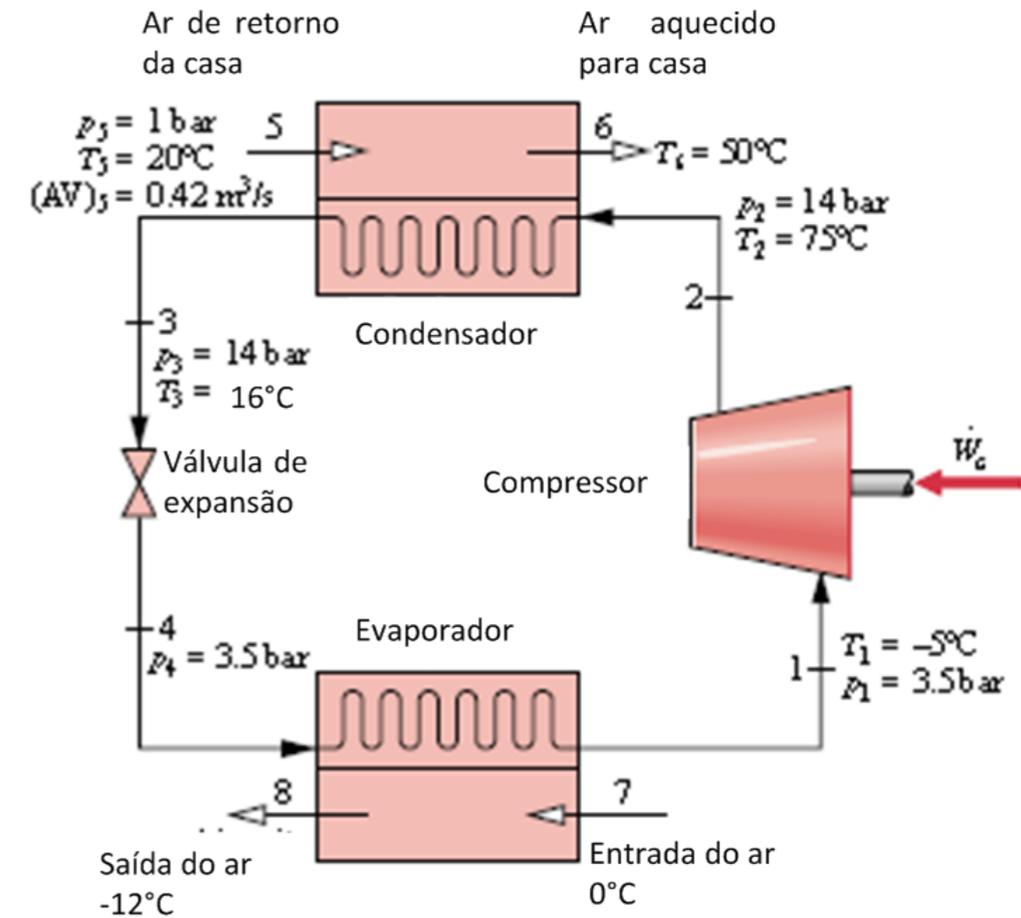
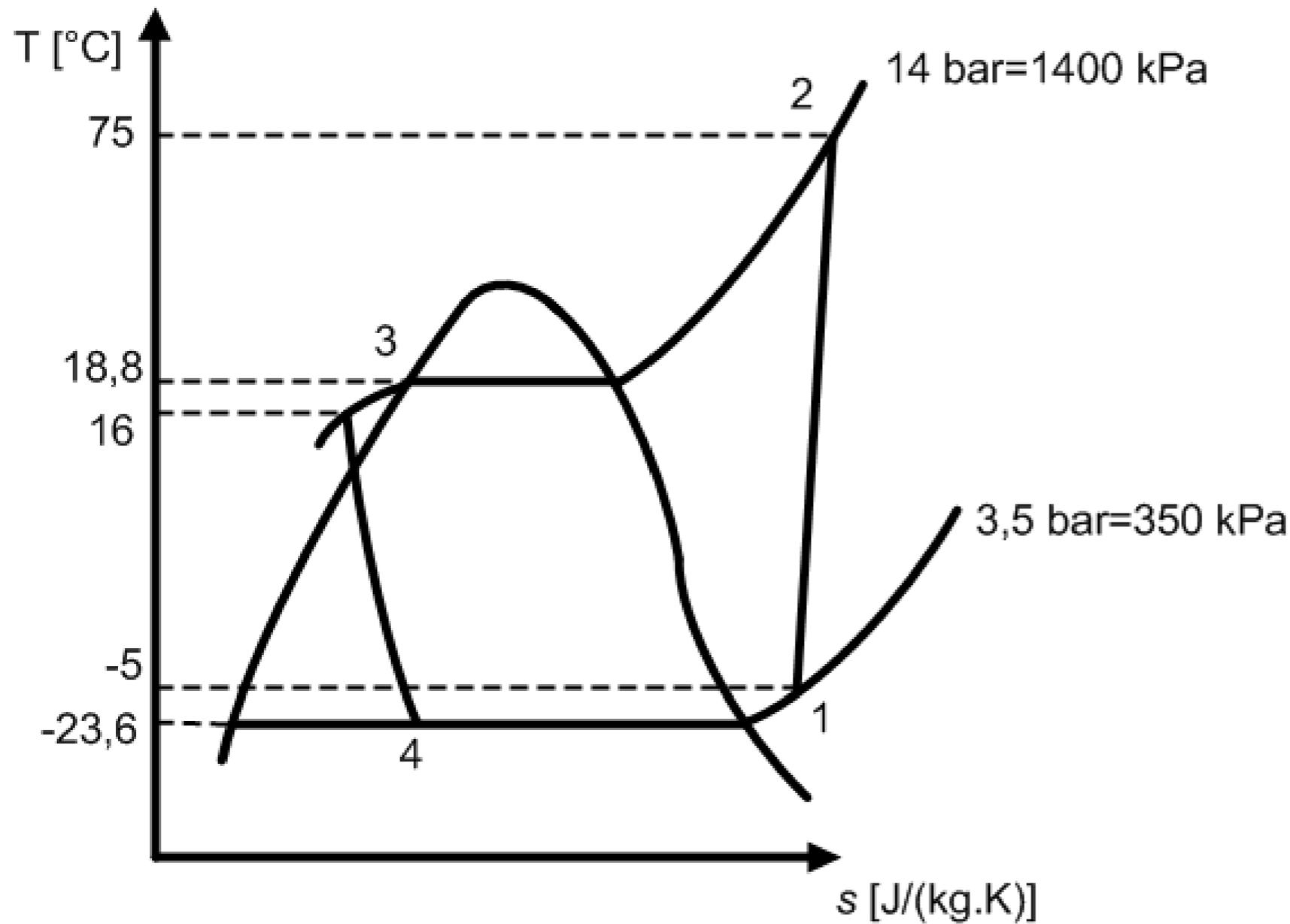
Ciclo:





# 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

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

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

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

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

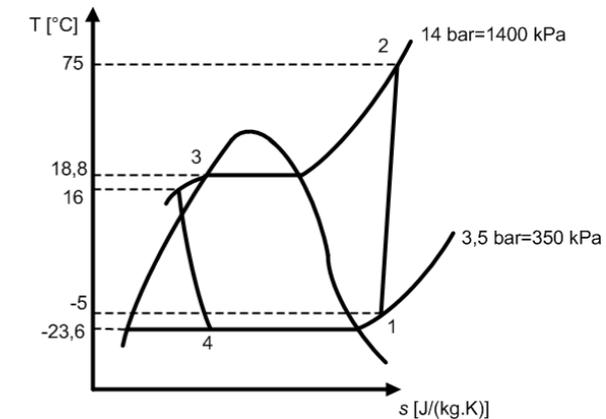
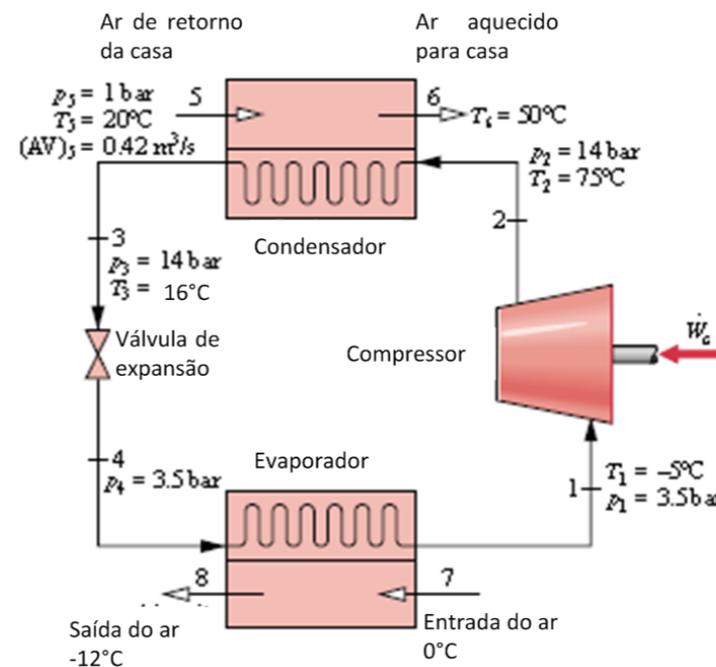
Estado 2: vapor superaquecido

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

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

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

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





# Exercício 02

**Solução:**

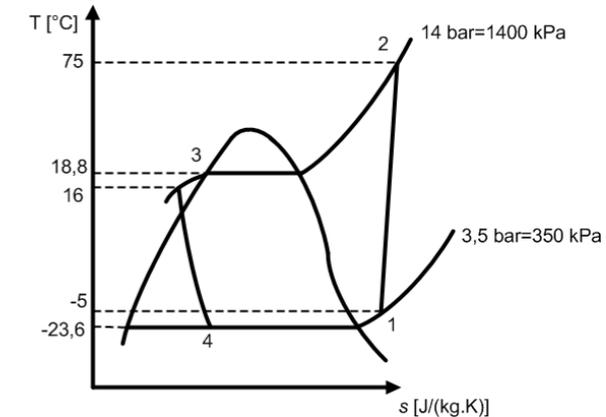
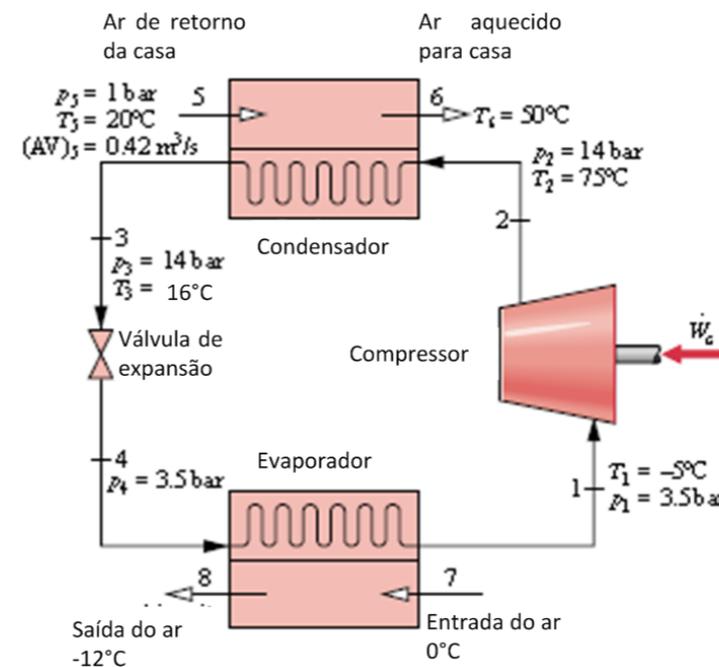
Balanço de massa para o compressor:

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

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):

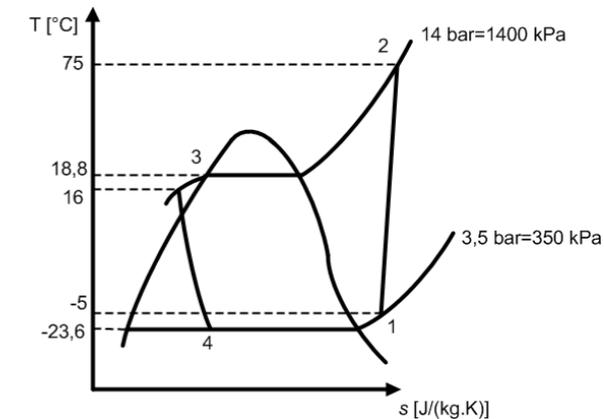
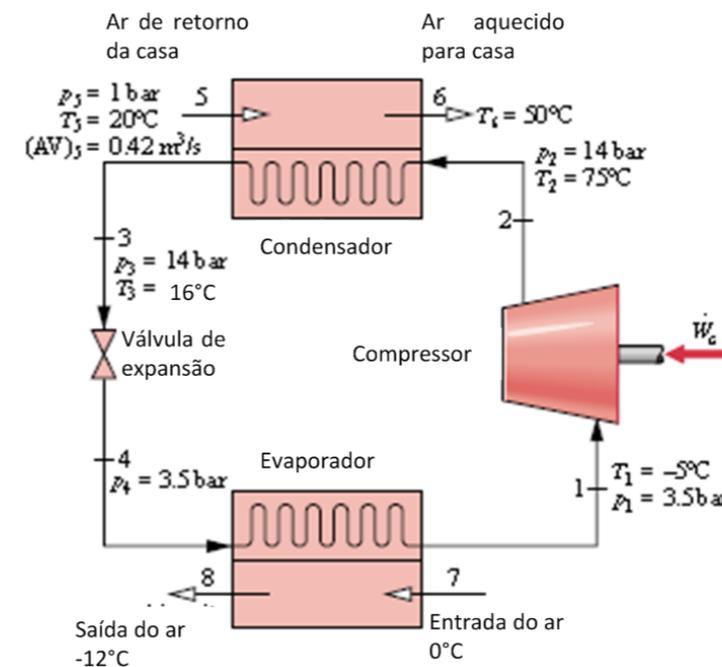
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ar}$$

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

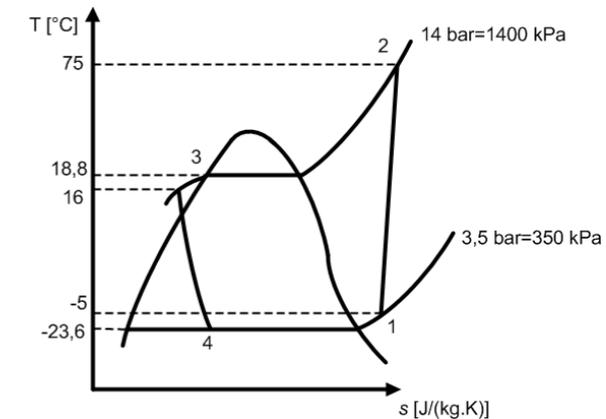
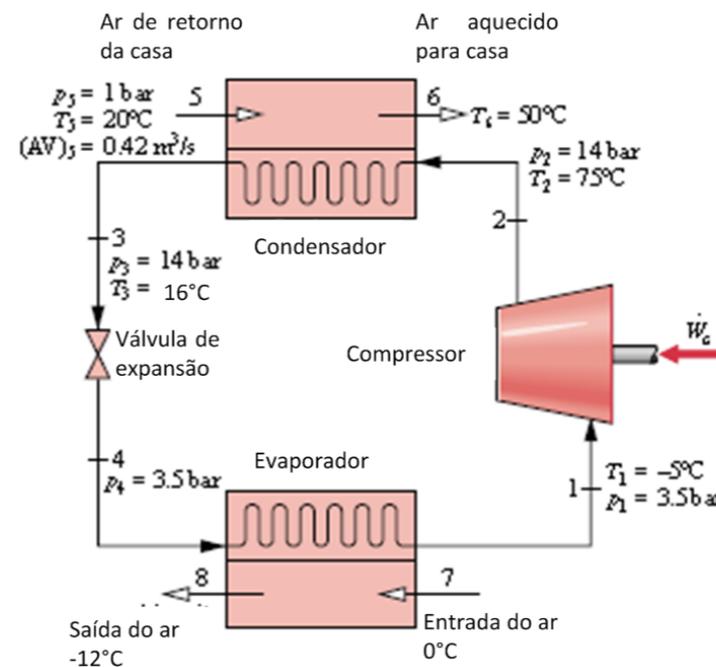
## Solução:

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:

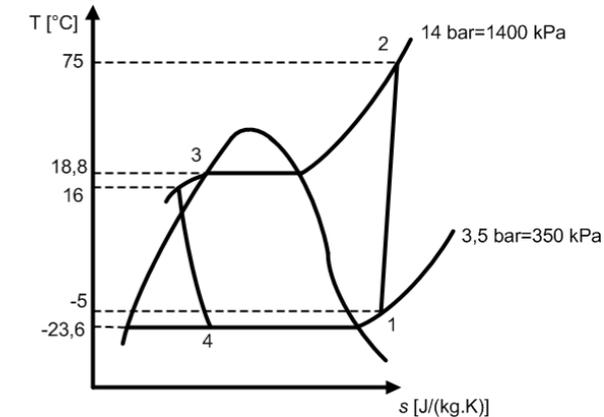
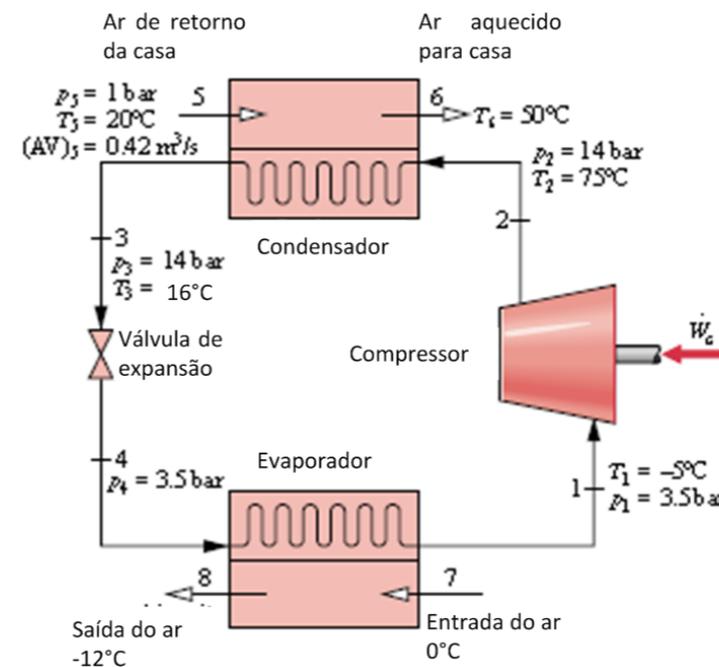
$$\dot{m}_{R410A} = \dot{m}_{ar} \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3}$$

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

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

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:

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

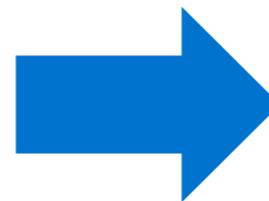
Para avaliar o trabalho ideal do compressor, é necessário determinar o estado 2 ideal que se teria em uma compressão isentrópica:

Estado 2 ideal

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

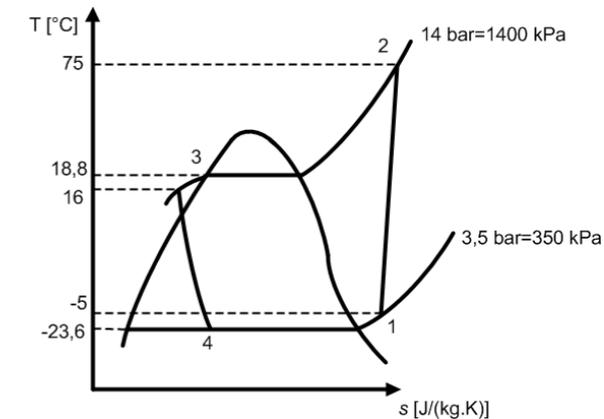
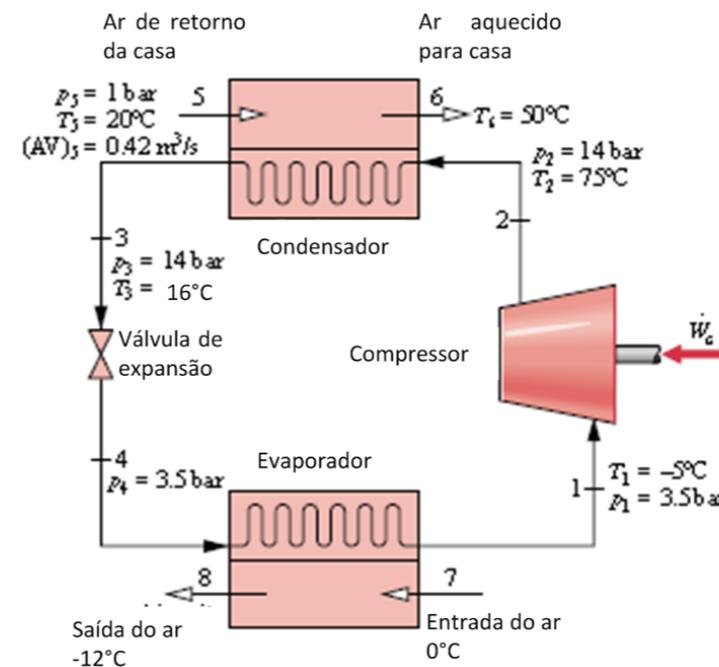
$$s_{2s} = s_1 = 1,0428 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

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



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

$$\eta_{s,comp} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{compressor}} = \frac{-1,88}{-4,81} = 0,39$$





# Exercício 02

**Solução:**

Coeficiente de desempenho do ciclo

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

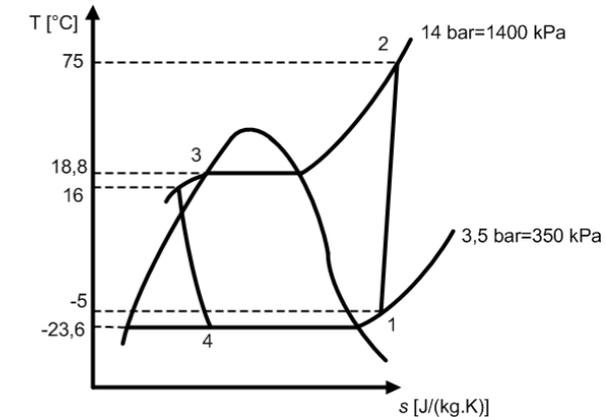
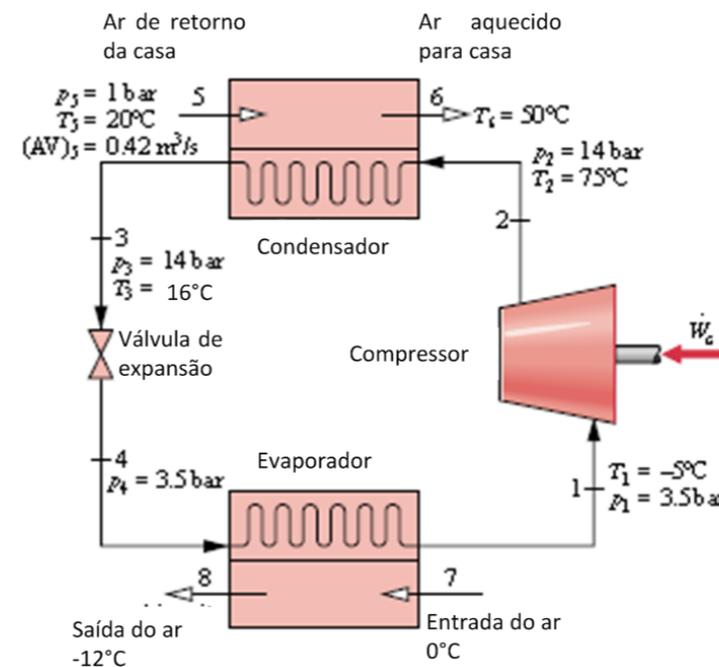
1ª Lei para o evaporador:

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

Estado 4: processo 3-4  $\Rightarrow$  isentálpico

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

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





# Exercício 02

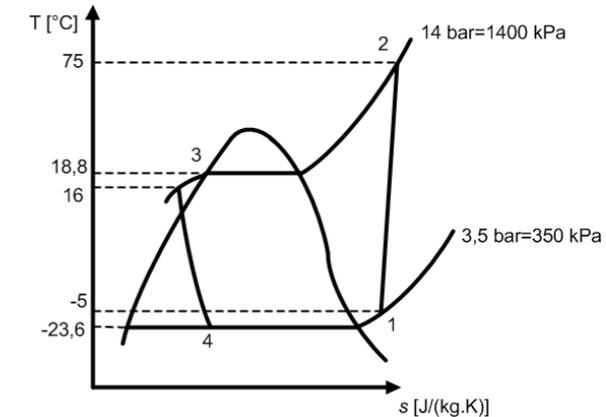
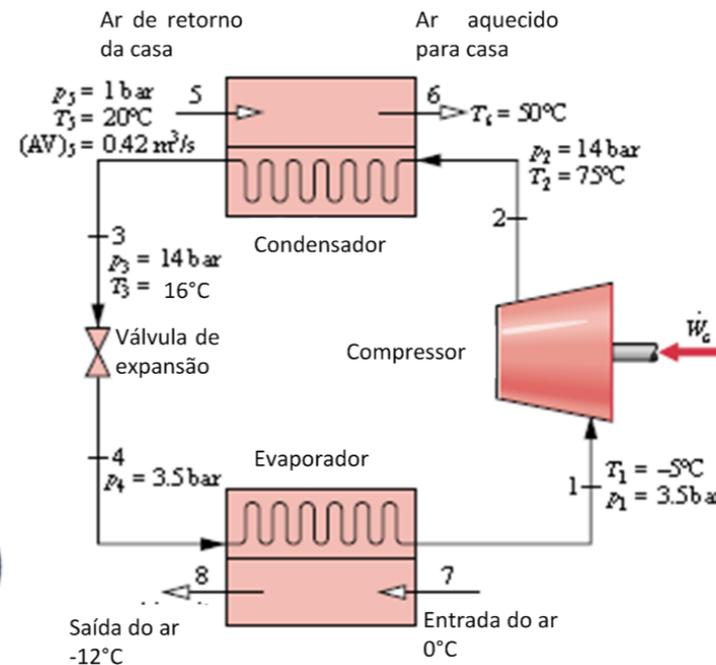
Solução:

1ª Lei para o evaporador:

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

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

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





## Exercício 03

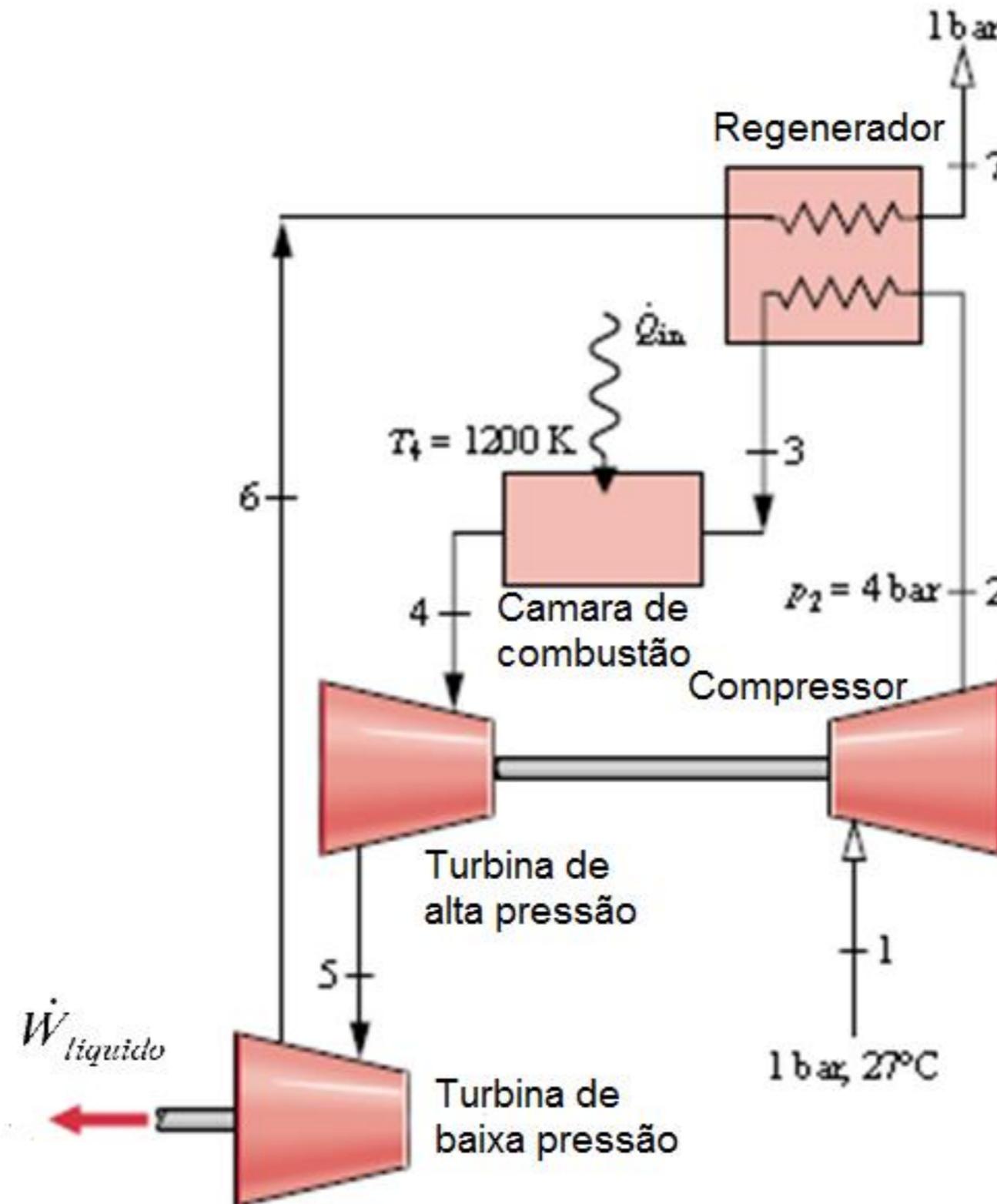
Uma planta de potência com turbina e regenerador utiliza ar entrando no compressor a 1 bar e  $27^{\circ}\text{C}$  com uma vazão mássica de  $0,562 \text{ kg/s}$  e saindo a 4 bar. A eficiência isentrópica do compressor é de 80% e a efetividade do regenerador é de 90%. Toda a potência da turbina de 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  $1200\text{K}$ . 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



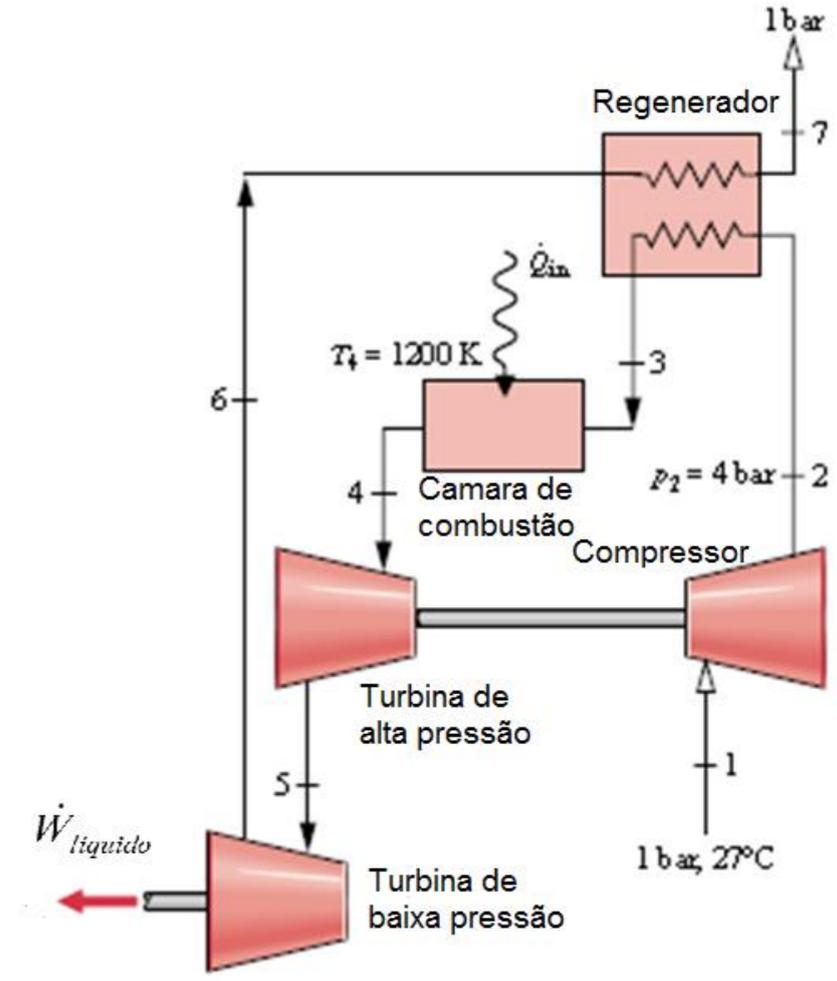
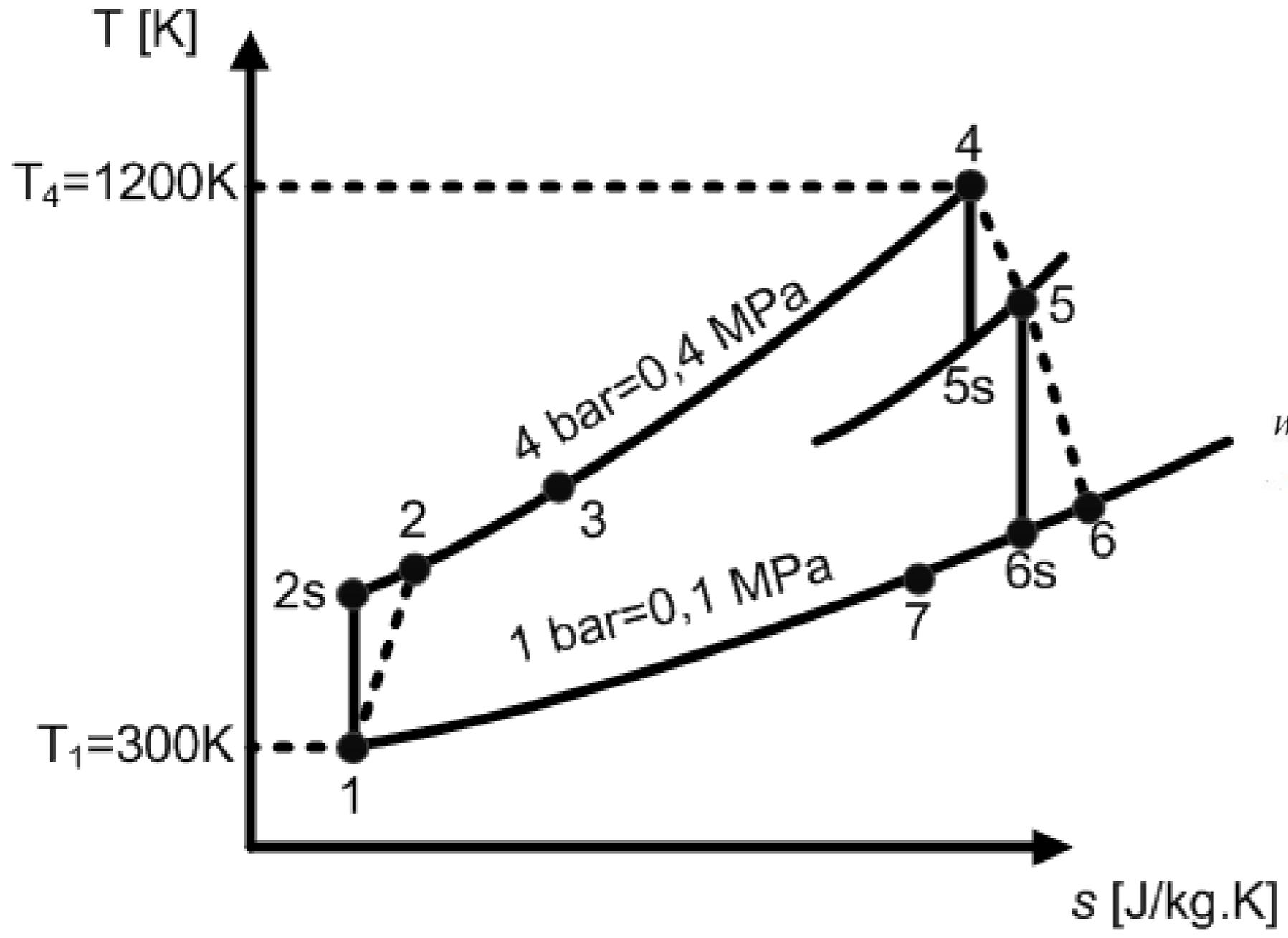
Ciclo:



# 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:  $T_1 = 300 \text{ K}$

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

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

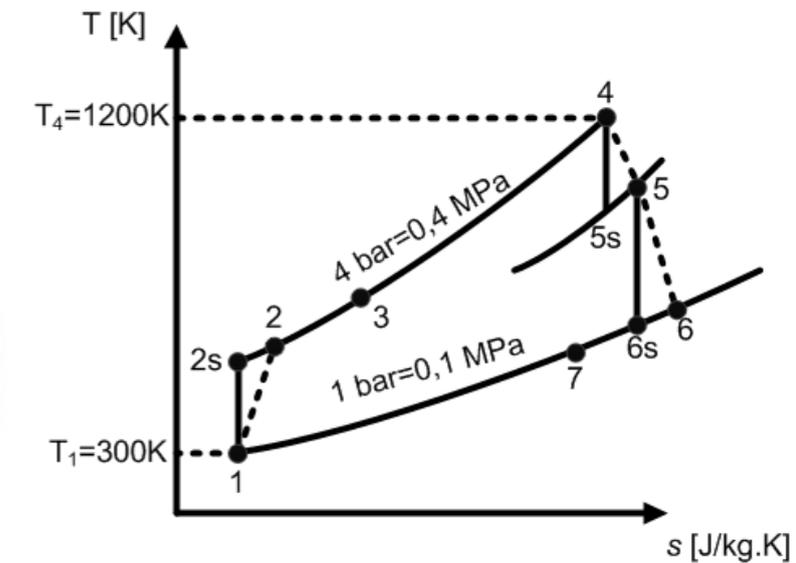
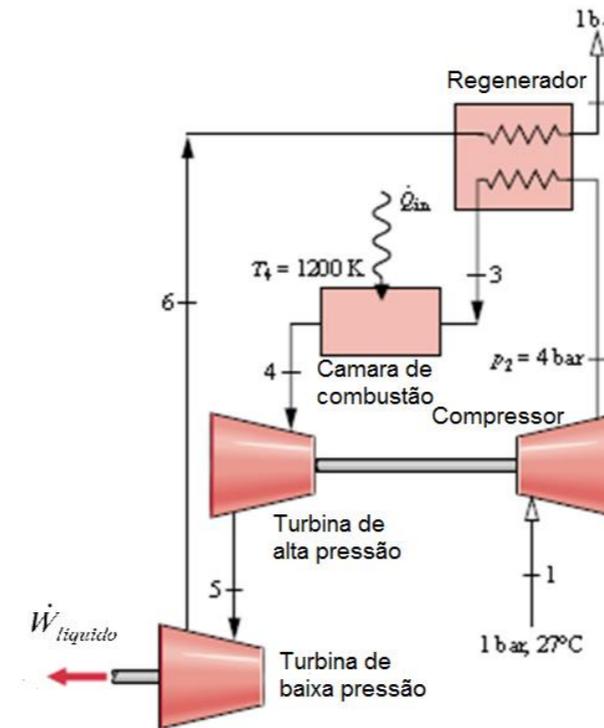


TABELA A.7

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

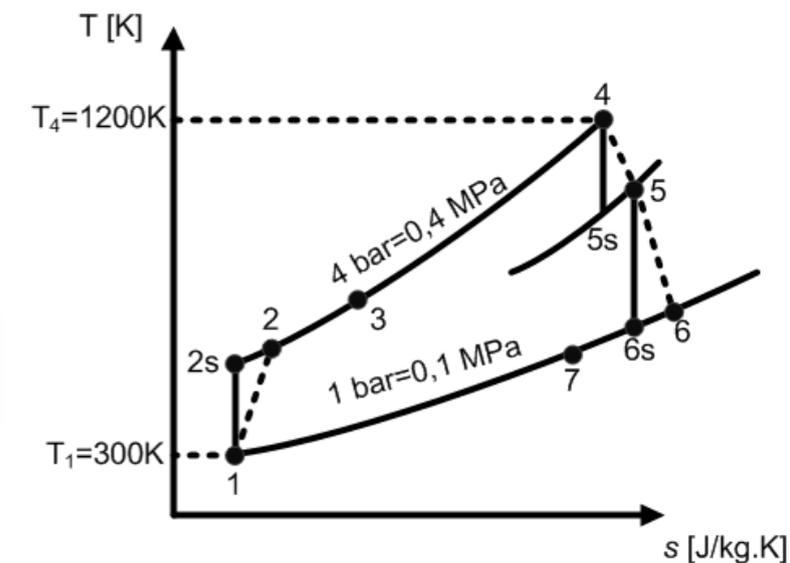
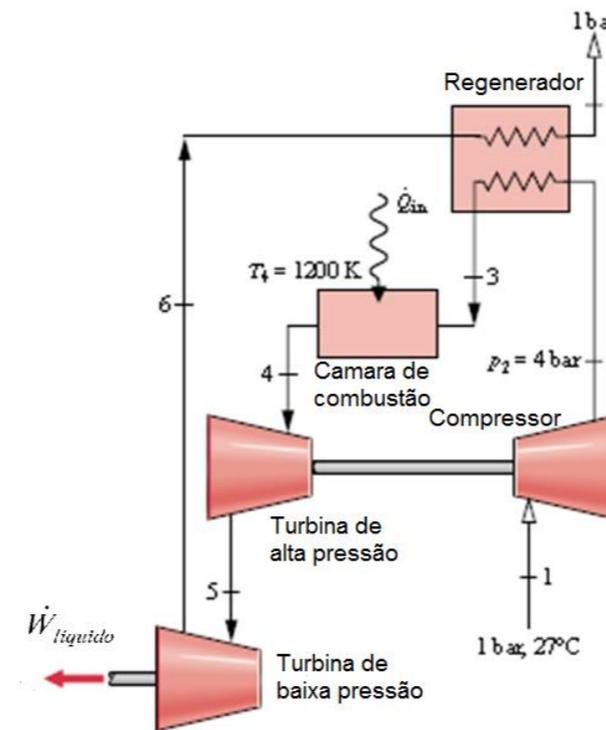
**Solução:**

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 $\times$ 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

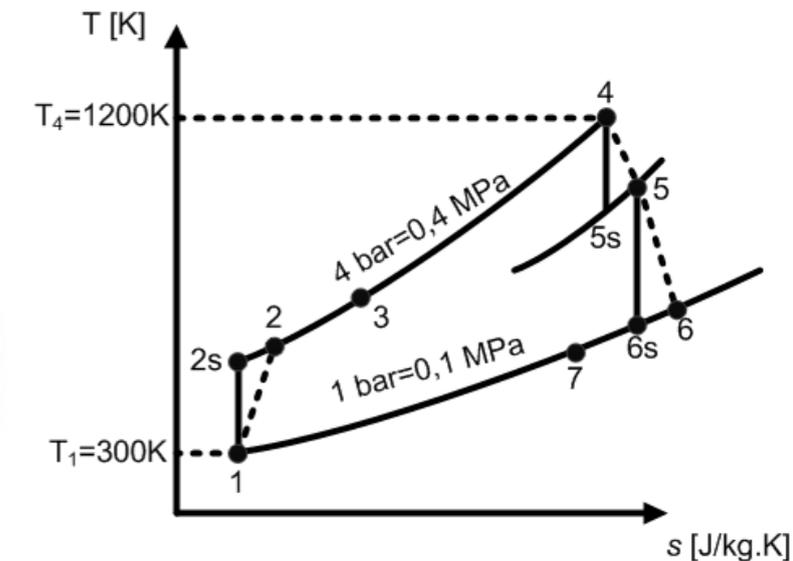
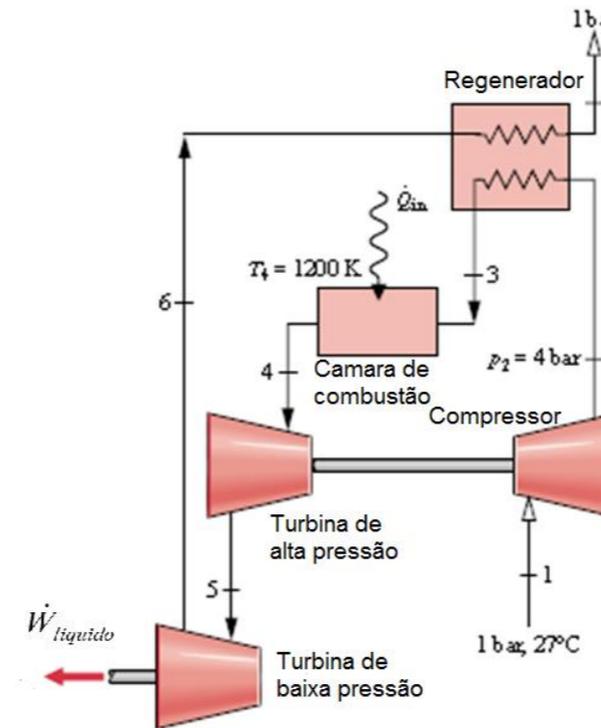
**Solução:**

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 <sub>T</sub> <sup>0</sup> kJ/kg × K	P <sub>r</sub>	v <sub>r</sub>
480	345,04	482,81	7,34499	5,8466	54,748
500	359,84	503,36	7,38692	6,7663	49,278

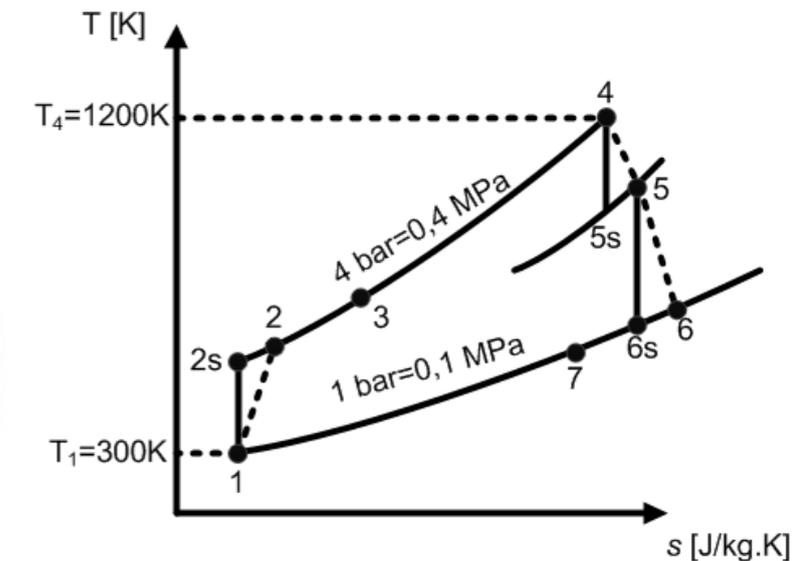
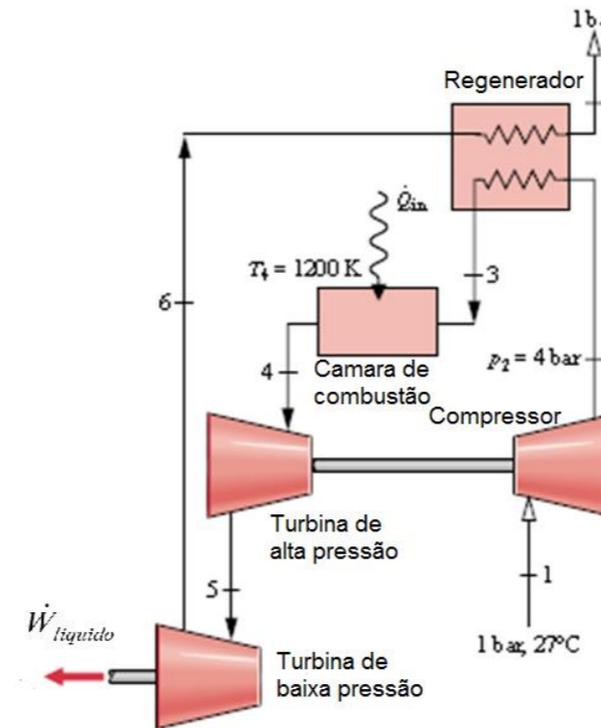


# Exercício 03

## 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

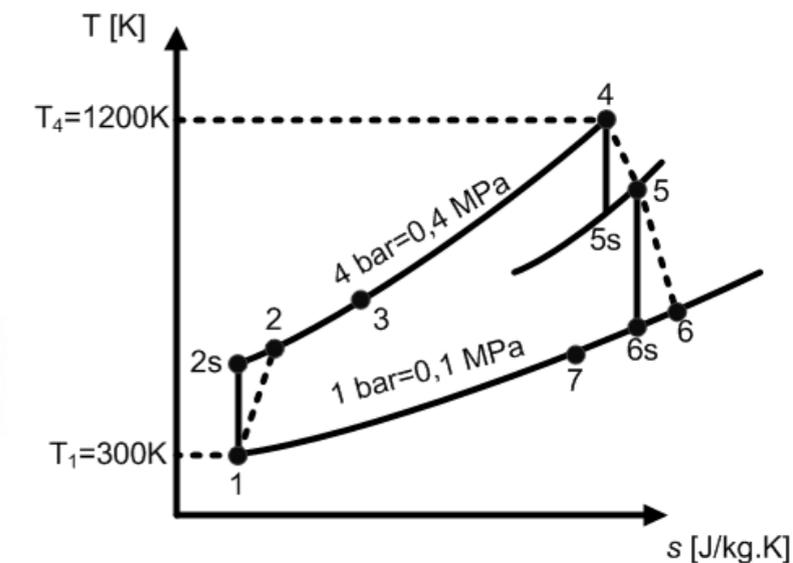
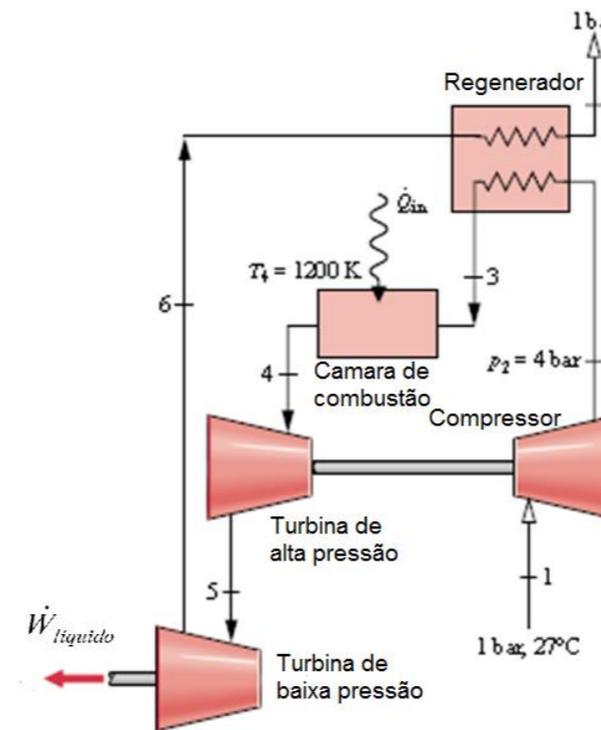
## Solução:

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:**

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

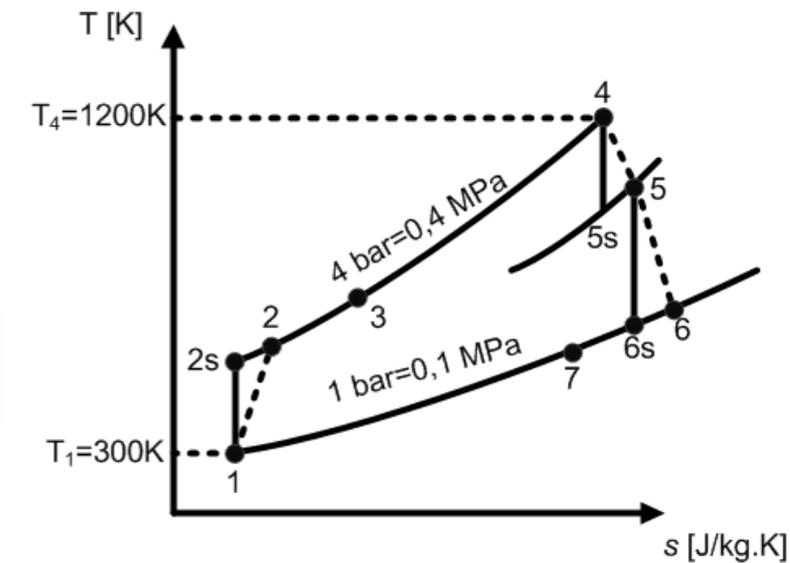
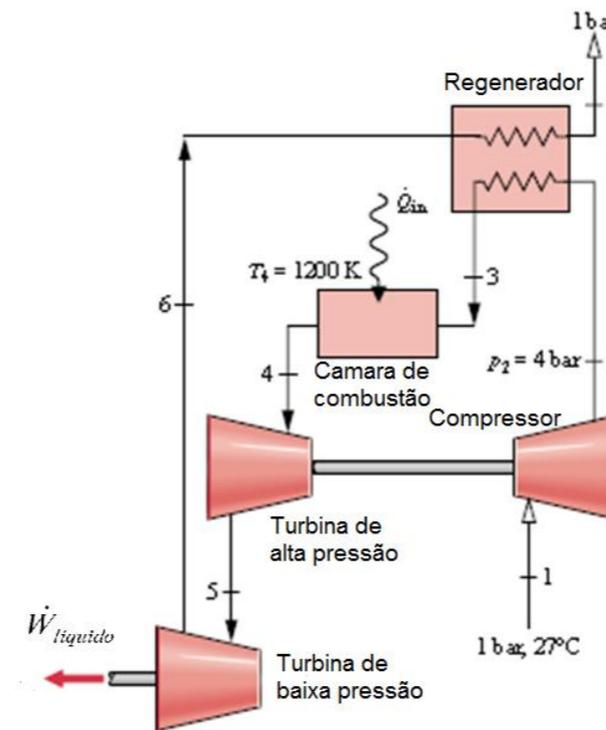
$$= 1049,44 \text{ kJ/kg}$$

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 $\times$ 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

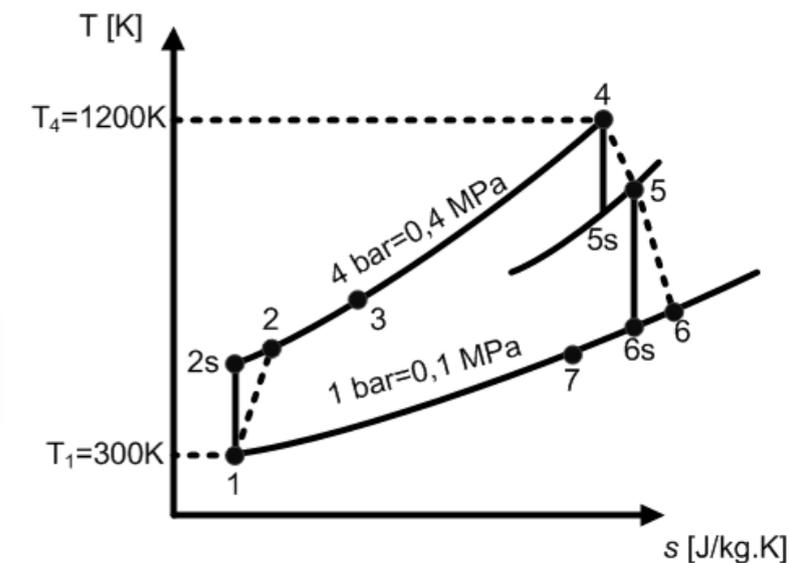
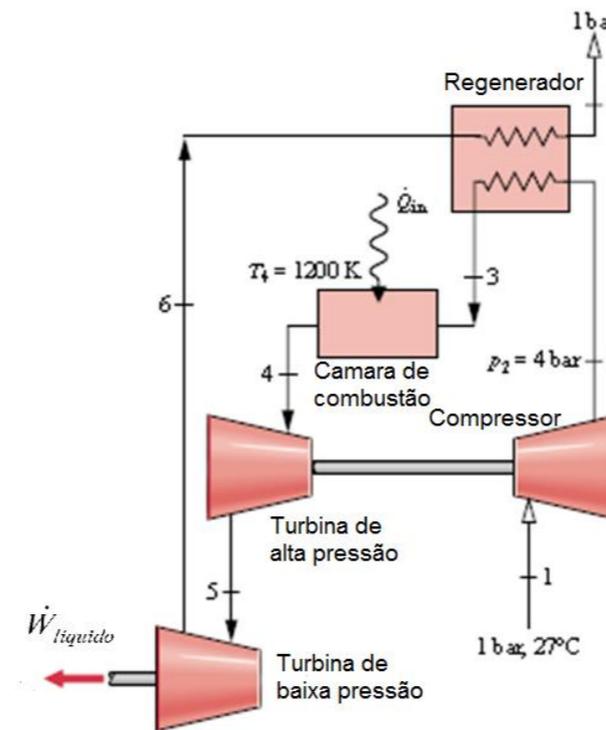
**Solução:**

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 $\times$ 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

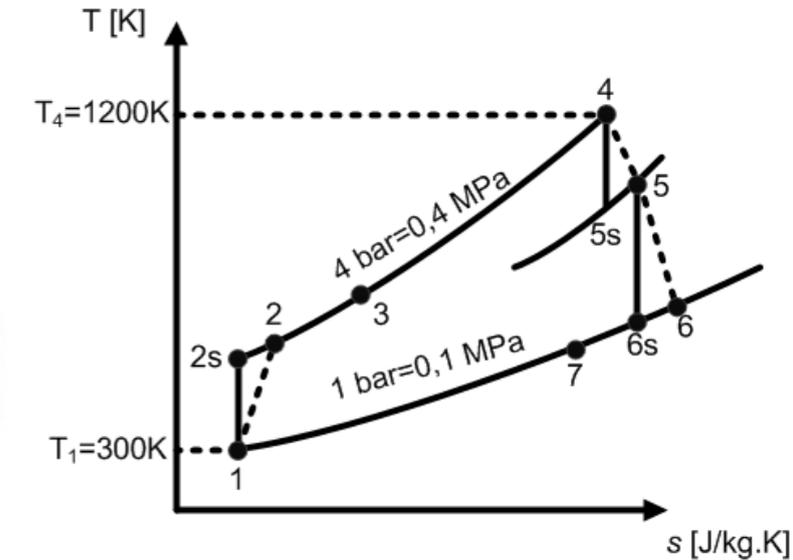
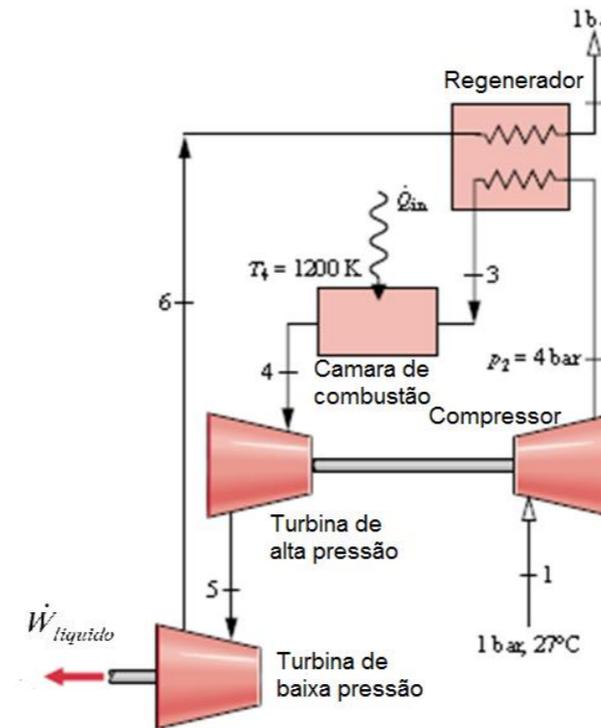


**Solução:**

Estado 6:

$$\eta_{turbina\ baixa\ pressão} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{6s})}$$

$$\Rightarrow h_6 = h_5 - \eta_{turbina\ alta\ pressão} (h_5 - h_{6s})$$



$$h_6 = 1095,11 - 0,87 \cdot (1095,11 - 870,24) = 899,47 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Estado 6: } h_6 = 899,47 \text{ kJ/kg} \Rightarrow T_6 = 869,79 \text{ K}; P_{r6} = 53,24$$

## 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 <sub>f</sub> <sup>0</sup> kJ/kg × K	P <sub>r</sub>	V <sub>r</sub>
850	633,42	877,40	7,95207	48,468	11,695
900	674,82	933,15	8,01581	60,520	9,9170



# Exercício 03

## Solução:

Sabendo-se que a efetividade do regenerador é dada por:

$$\eta_{regenerador} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_6 - h_2)}$$

$$\Rightarrow h_3 = h_2 + \eta_{regenerador} (h_6 - h_2)$$

$$h_3 = 483,17 + 0,90 \cdot (899,47 - 483,17) = 855,14 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Estado 3: } h_3 = 855,14 \text{ kJ/kg} \Rightarrow T_3 = 829,84 \text{ K; } p_{r3} = 44,40$$

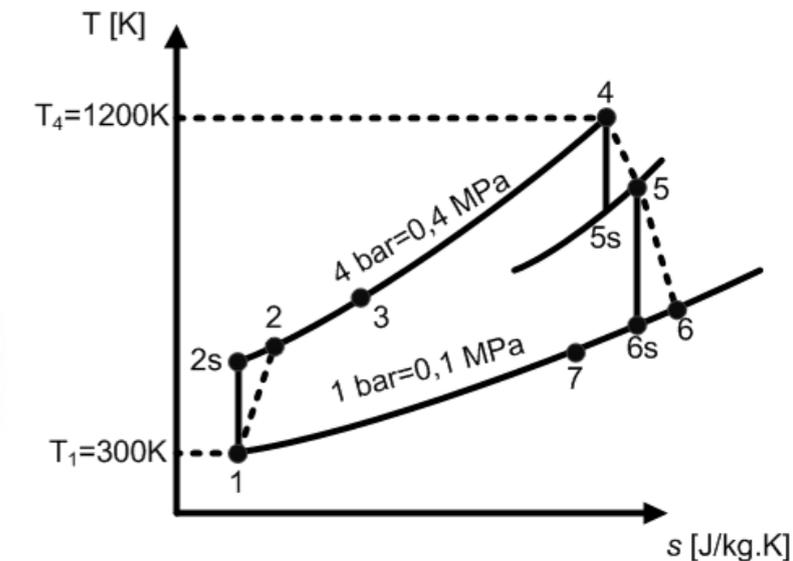
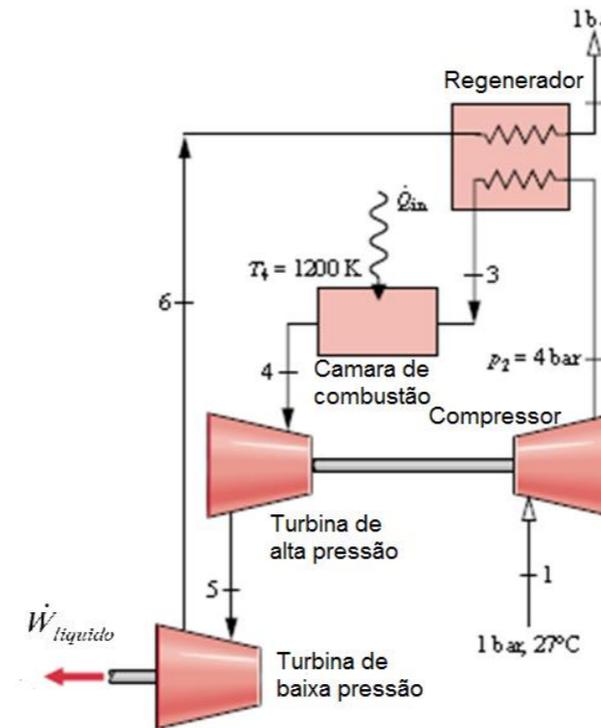


TABELA A.7

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	$P_r$	$v_r$
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:

Balanço de massa no regenerador:

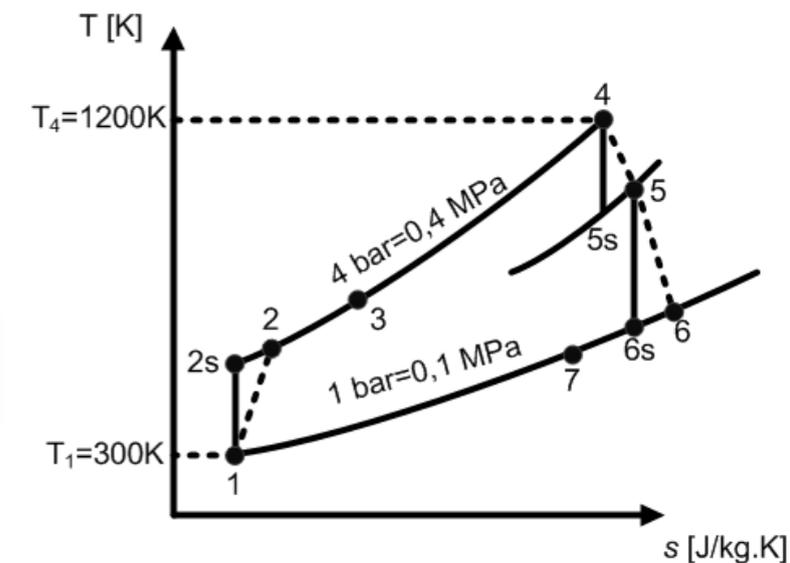
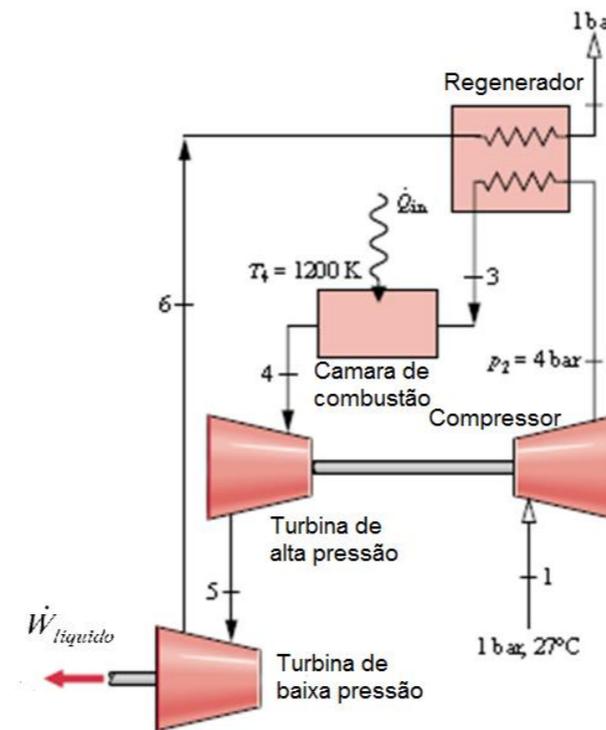
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

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

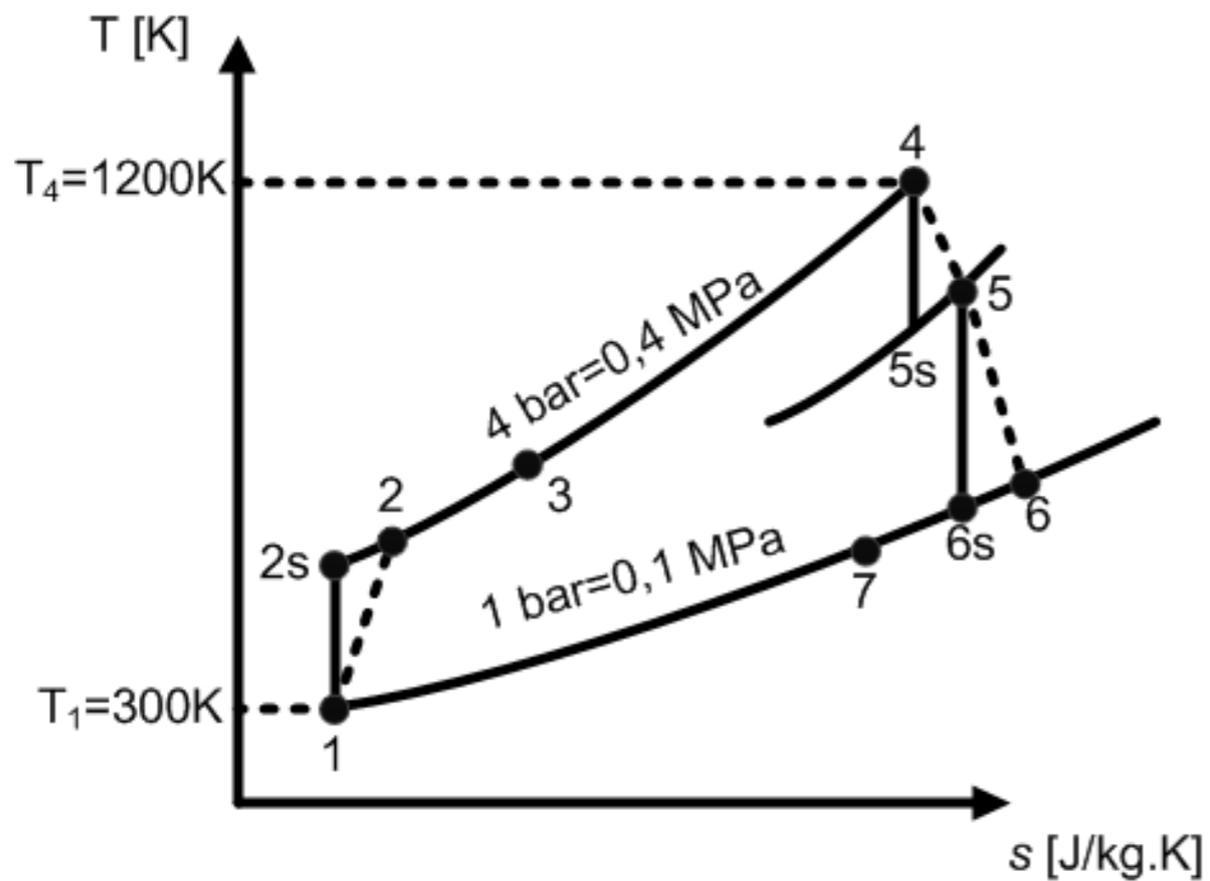
Propriedades termodinâmicas do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é 0,1 MPa ou 1 bar)

$T$ [K]	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s_T^0$ kJ/kg $\times$ 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:

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

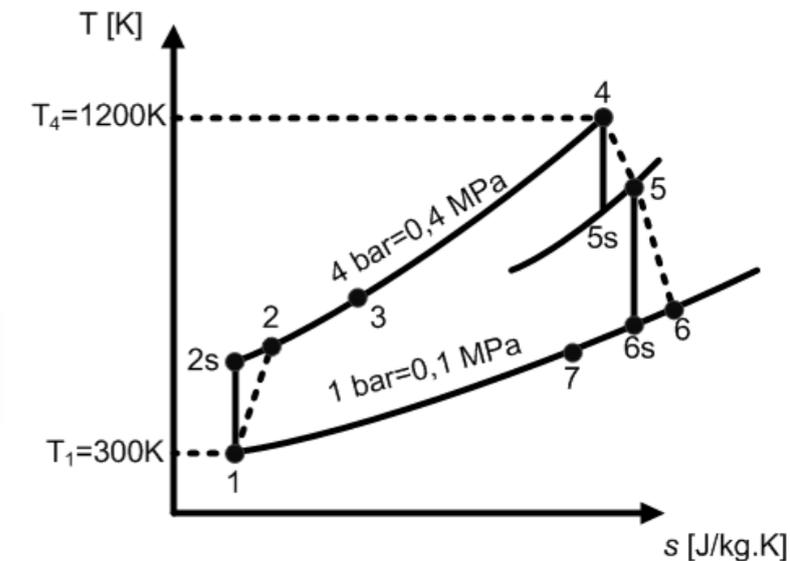
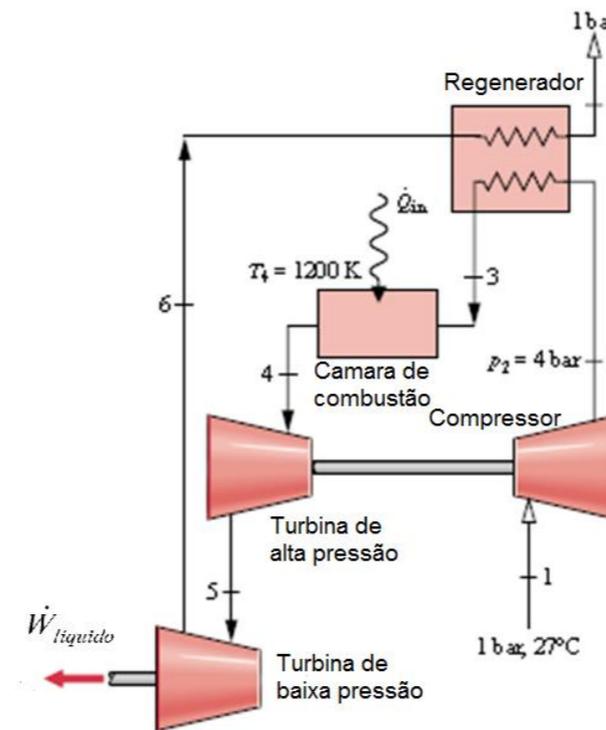
Aplicando a 1ª Lei para a turbina de baixa pressão:

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

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





## Exercício 04

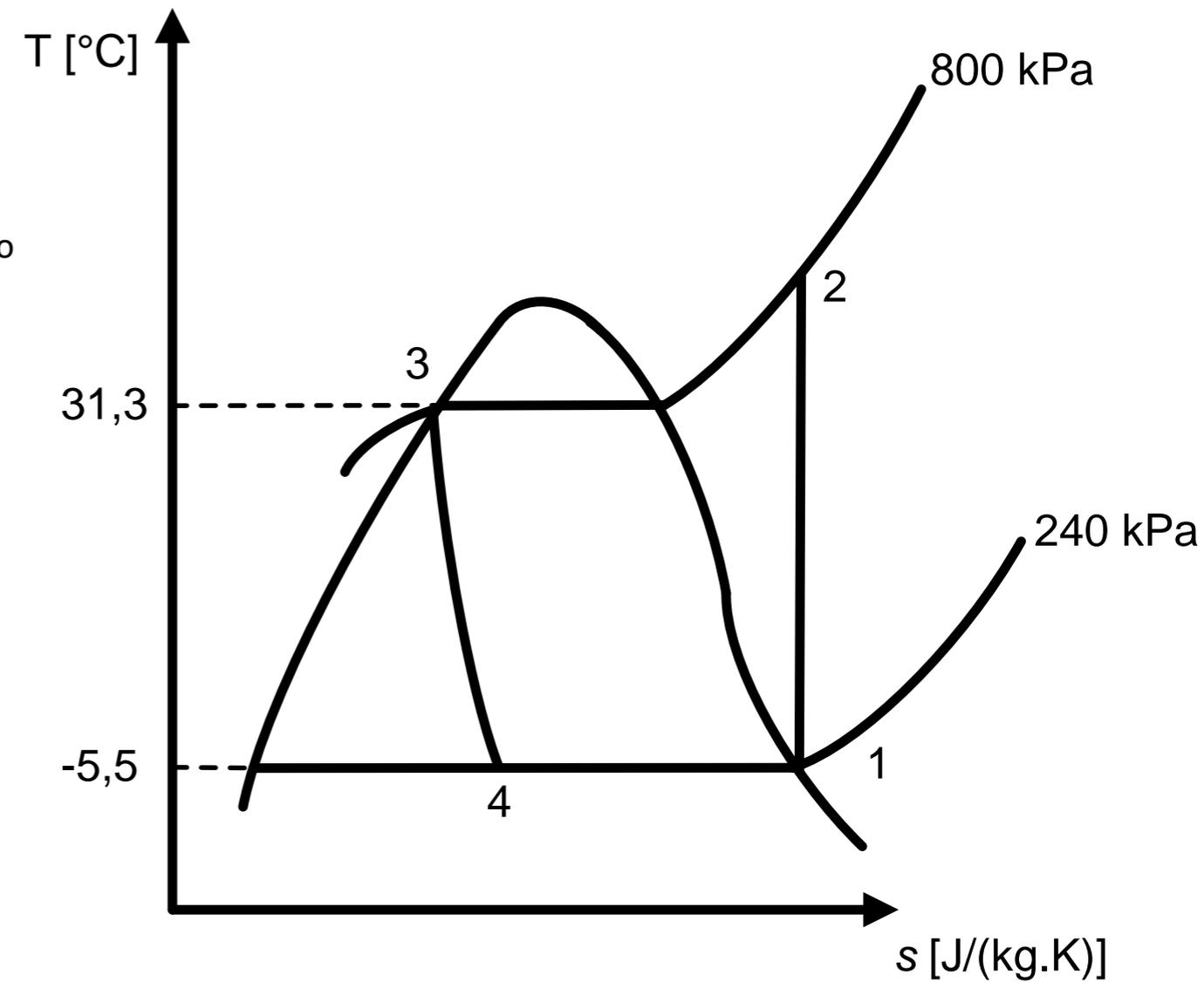
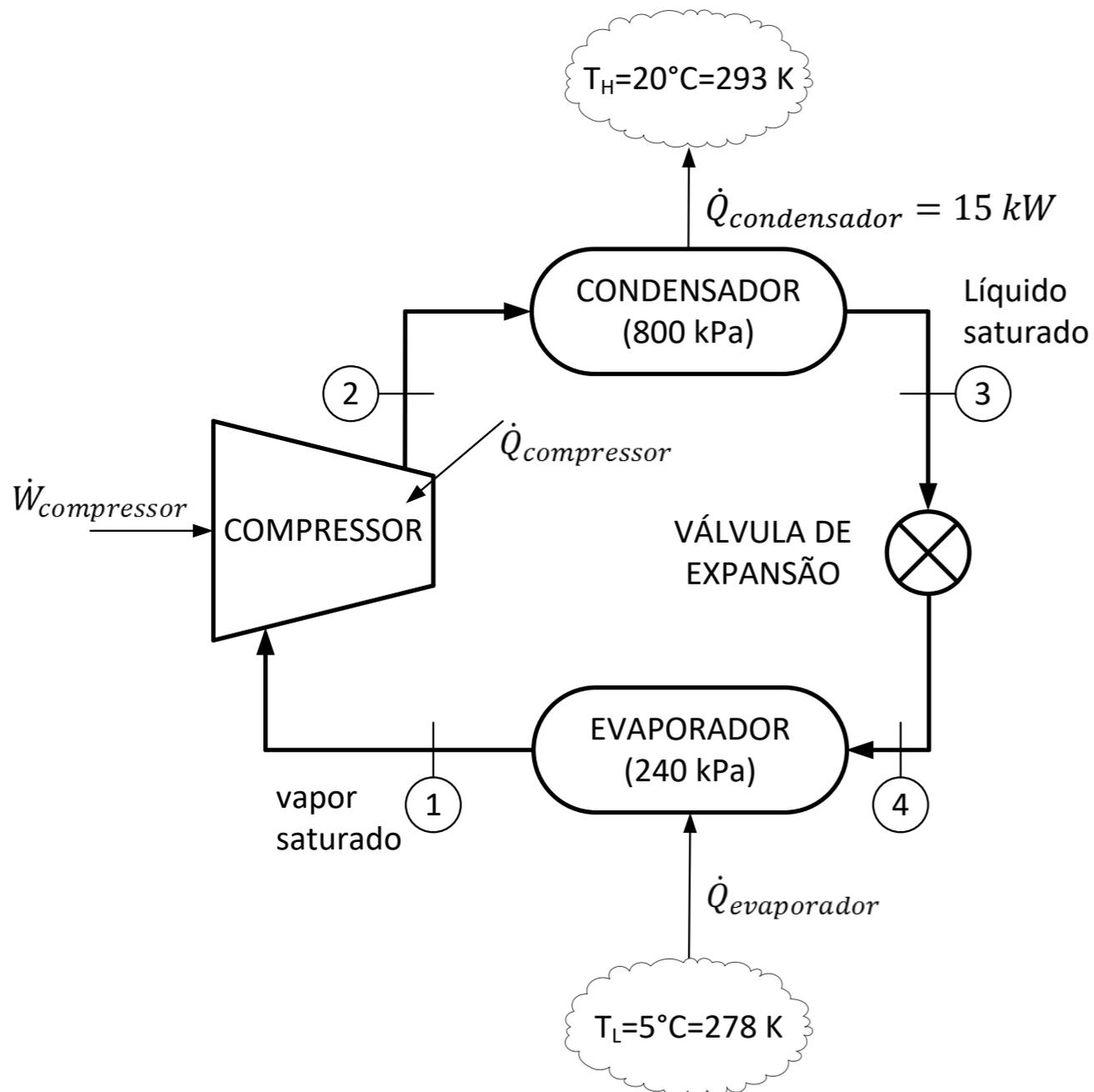
Um ciclo ideal de uma bomba de calor por compressão de vapor utiliza um Refrigerante 134a como o fluido de trabalho. fornece calor a uma taxa de 15kW para manter o interior da habitação em 20°C, quando a temperatura exterior é 5°C. Vapor saturado a 240 kPa sai do evaporador, e líquido saturado a 800 kPa sai do condensador. Calcule:

- a) A vazão mássica no ciclo
- b) A potência do compressor, em kW.
- c) O coeficiente de desempenho.
- d) Se uma bomba de calor for instalada entre os mesmos dois reservatórios, mantendo-se a mesma potência de compressor e as mesmas taxas de transferência no condensador e no evaporador, qual é o coeficiente de desempenho operando entre dois reservatórios térmicos a 20 e 5°C.



# Exercício 04

## Solução:



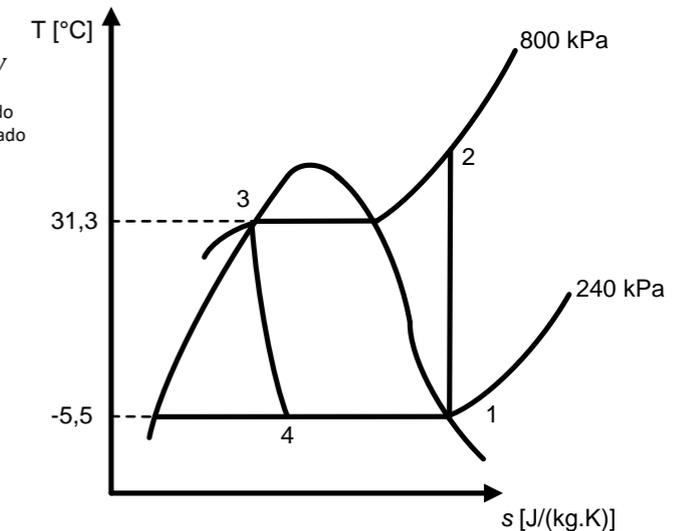
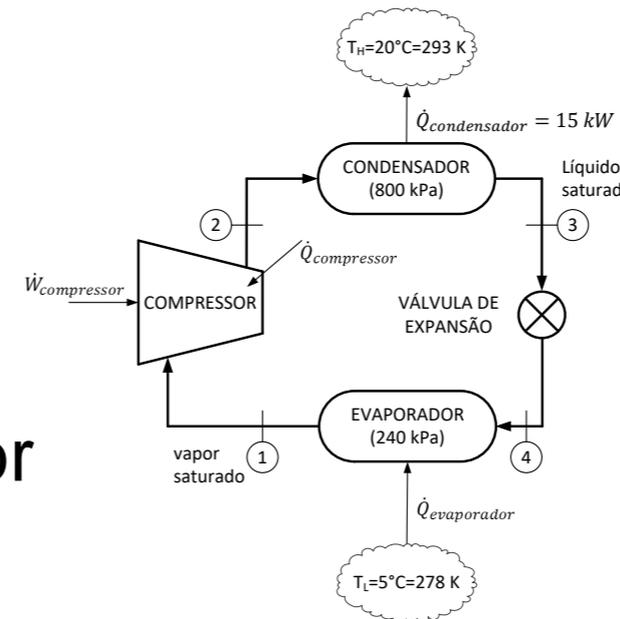
# Exercício 04



## Solução:

### Hipóteses:

- Regime permanente
- Processo isoentrópico no compressor
- Processo isoentálpico na válvula
- Processos de troca de calor no condensador e evaporador sem variação de pressão
- Variações desprezíveis de energia cinética e potencial



### Pede-se:

- Potência do compressor
- Coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração
- Coeficiente da bomba de calor



# Exercício 04

## Solução:

Estado 1:  $p_1=240$  kPa e vapor saturado

$$h_1 = h_v = 395,34 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = s_v = 1,7291 \text{ kJ/kg.K}$$

Estado 2:  $p_2=800$  kPa e  $s_2=s_1 = 1,7291$  kJ/kg.K  $\rightarrow$  vapor superaquecido

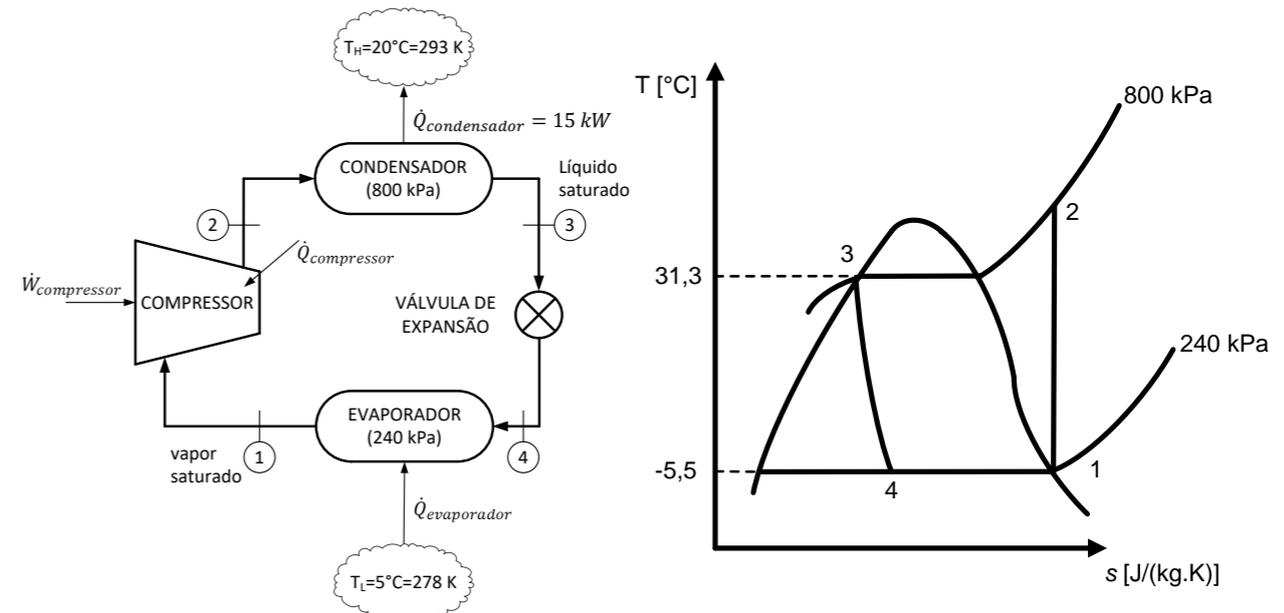
$$h_2 = 420,07 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3:  $p_3=800$  kPa e líquido saturado

$$h_3 = h_l = 192,63 \text{ kJ/kg}$$

Estado 4:  $p_4=240$  kPa e  $h_4= h_3$

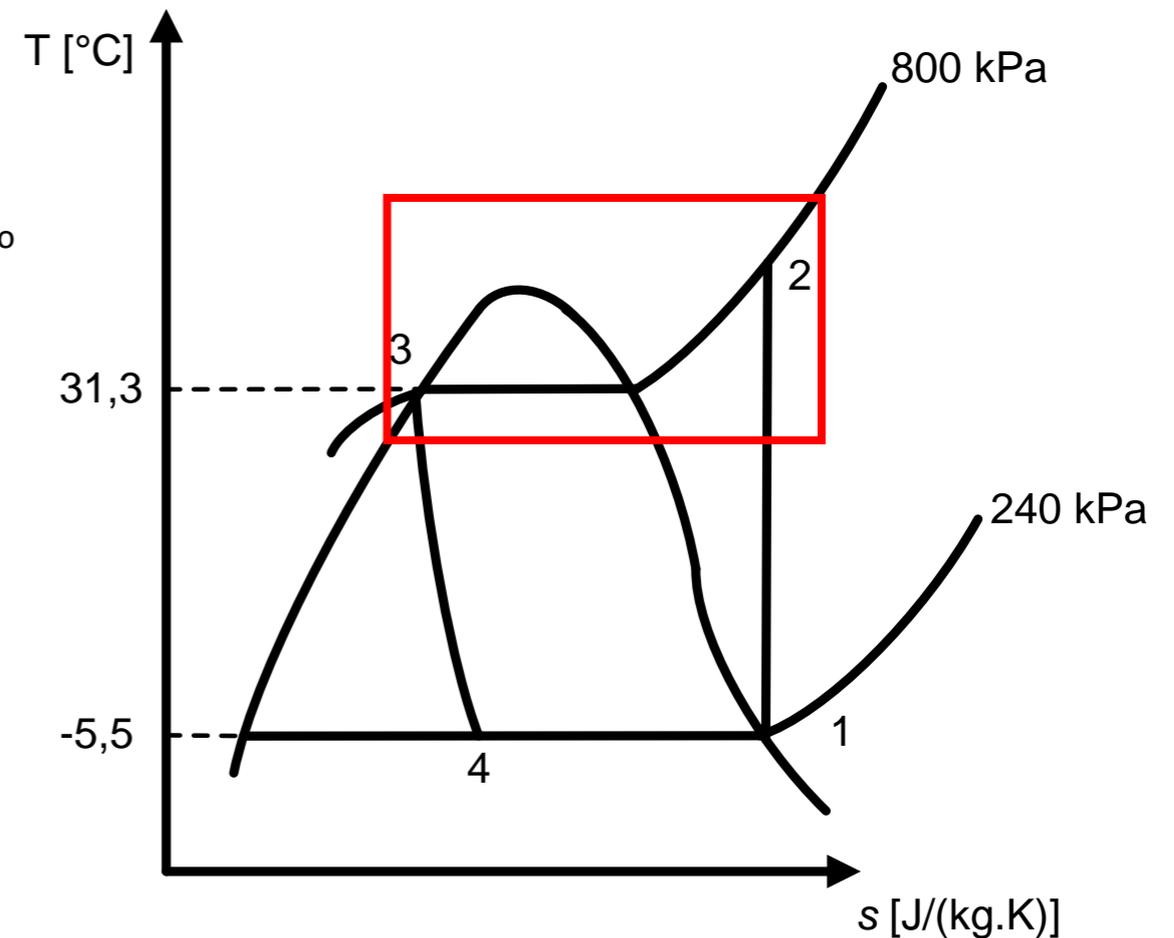
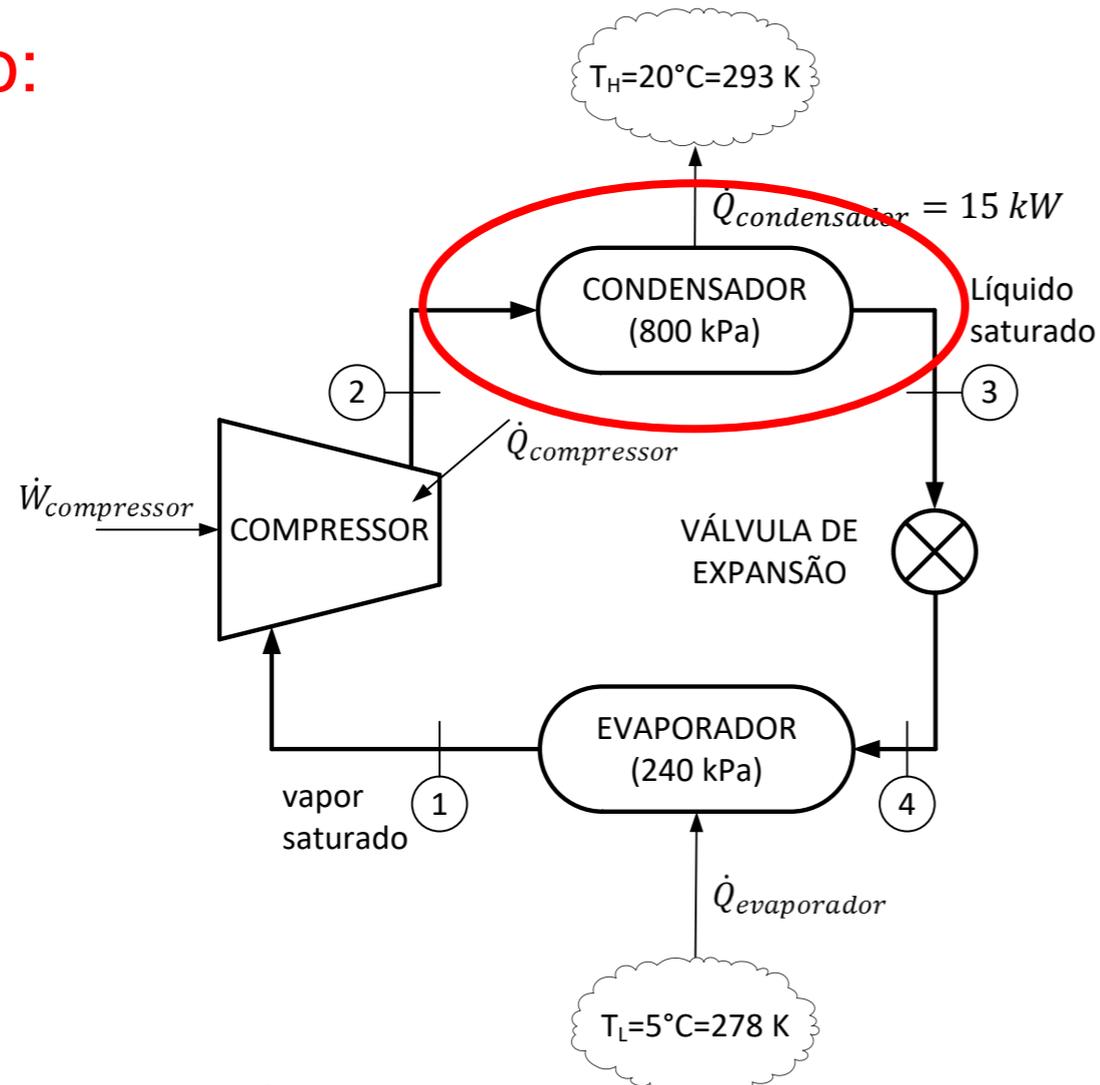
$$h_4 = h_3 = 192,63 \text{ kJ/kg}$$





# Exercício 04

Solução:



Aplicando a 1ª Lei para o condensador:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}_{ciclo}(h_2 - h_3)$$

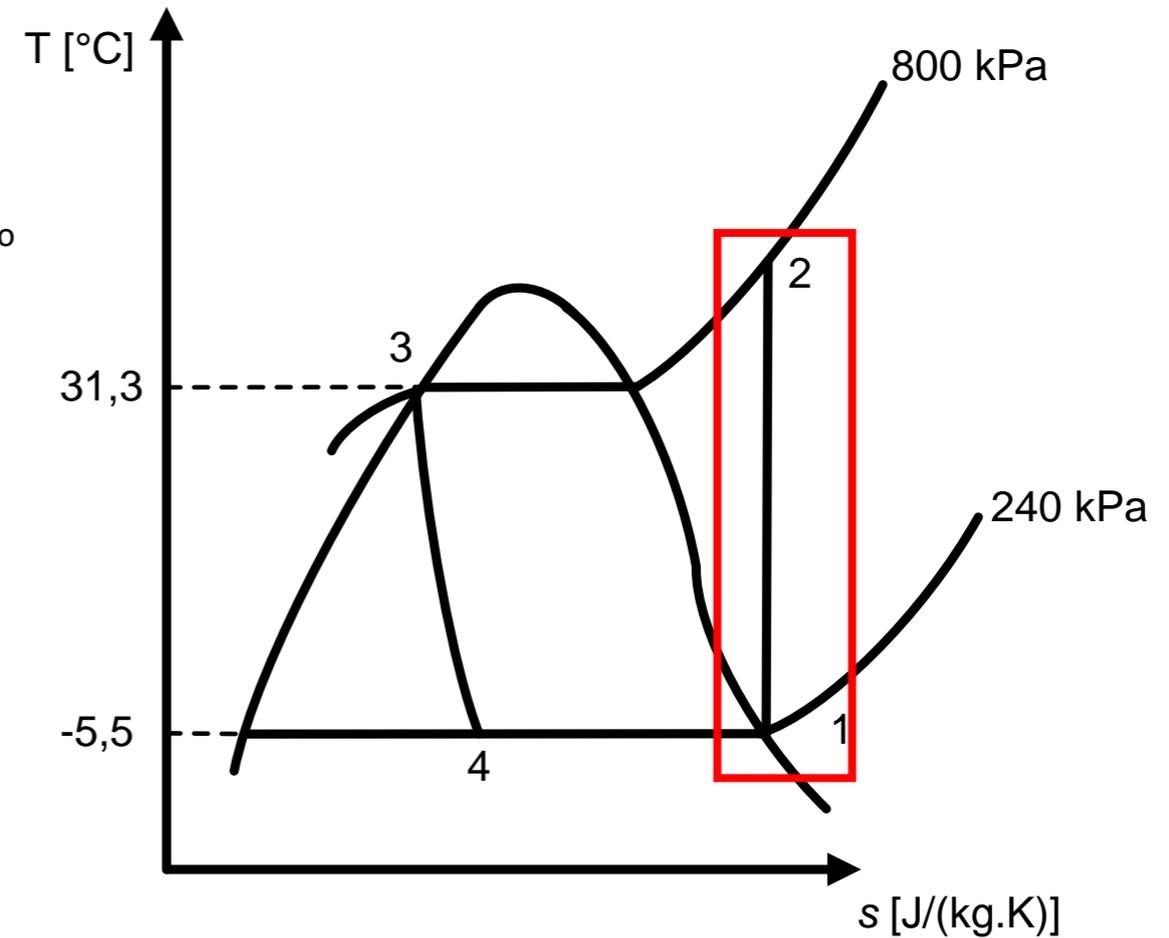
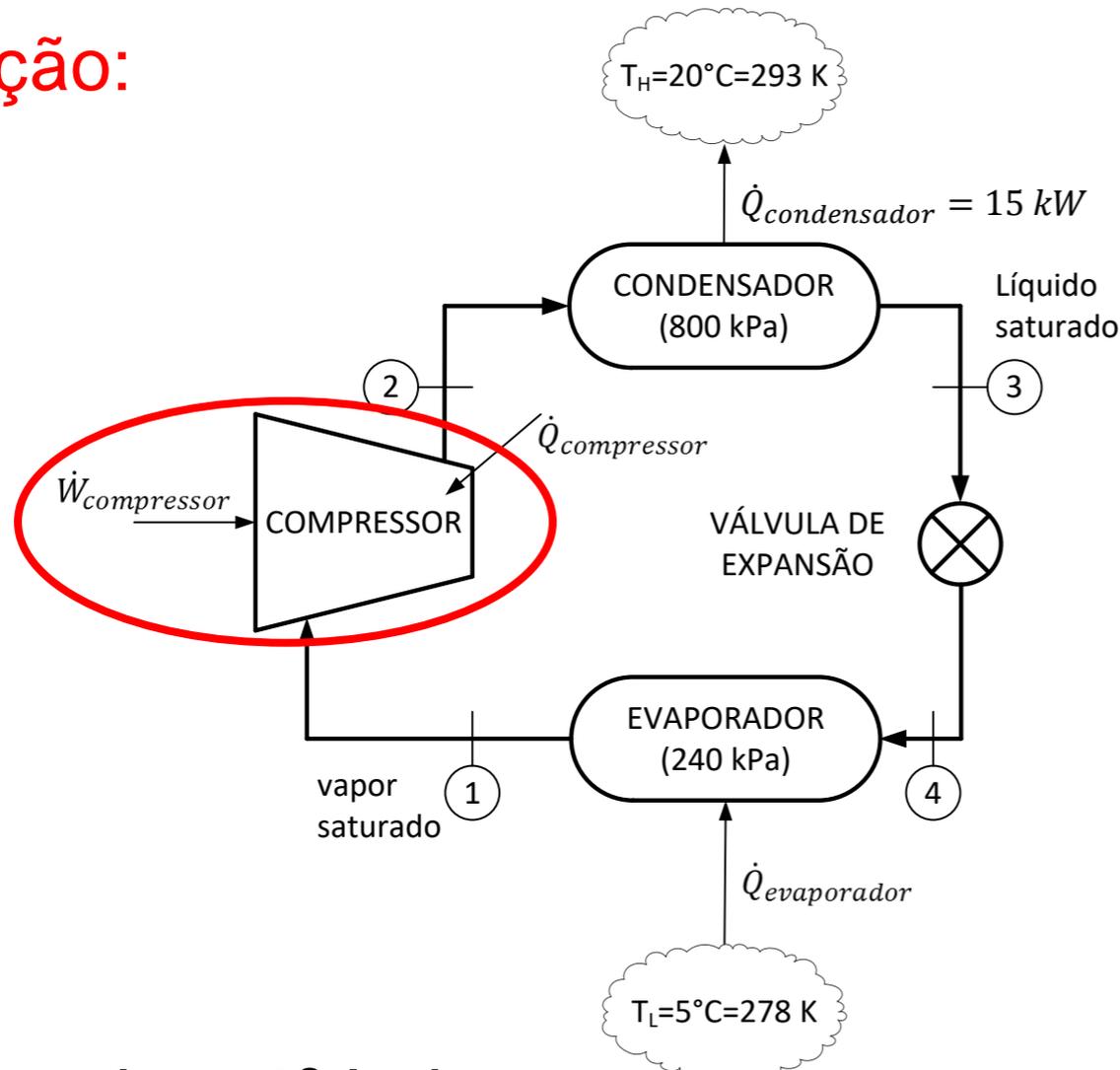
$$15.000 = \dot{m}_{ciclo}(420,07 - 192,63)$$

$$\dot{m}_{ciclo} = \frac{15.000}{(420,07 - 192,63) \times 10^3} = 0,066 \text{ kg/s}$$



# Exercício 04

Solução:



Aplicando a 1ª Lei para o compressor:

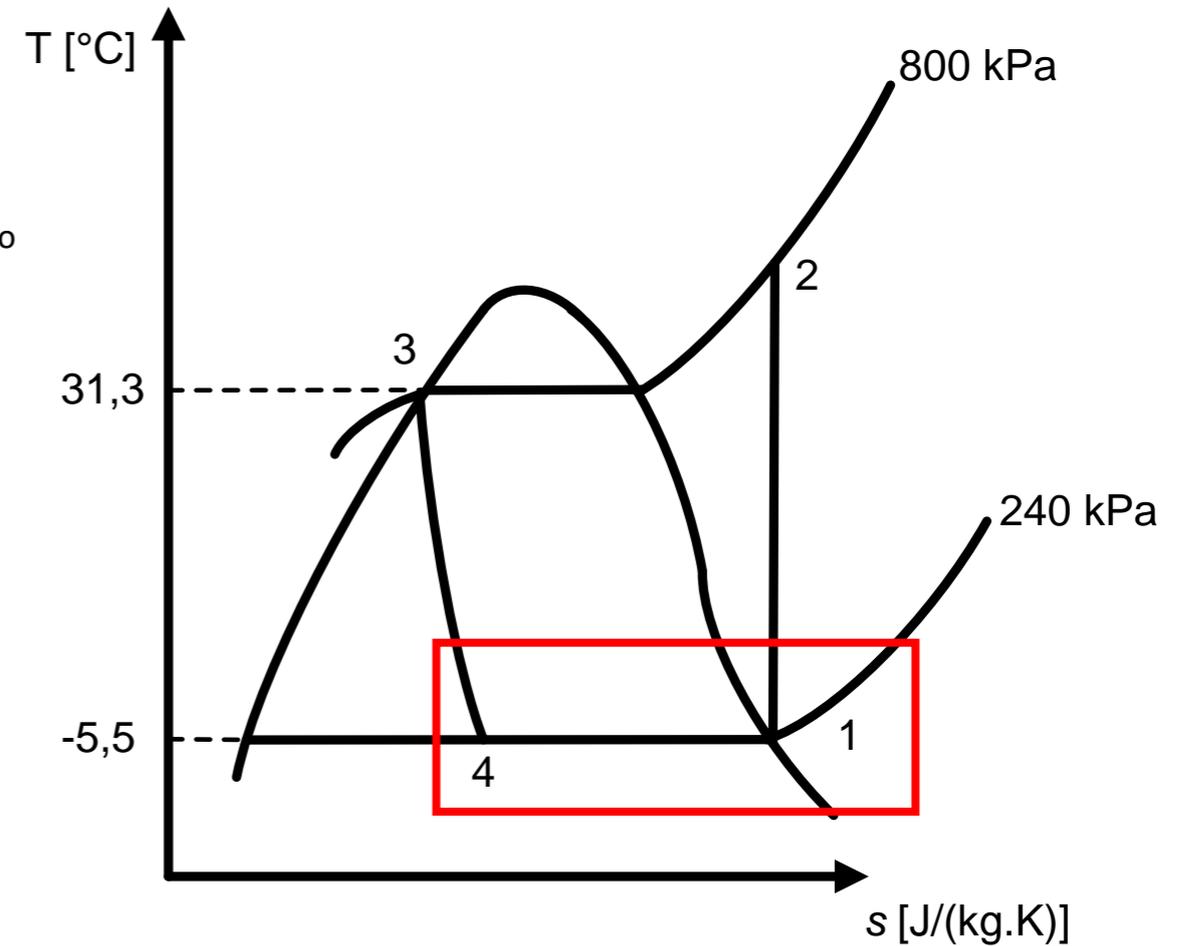
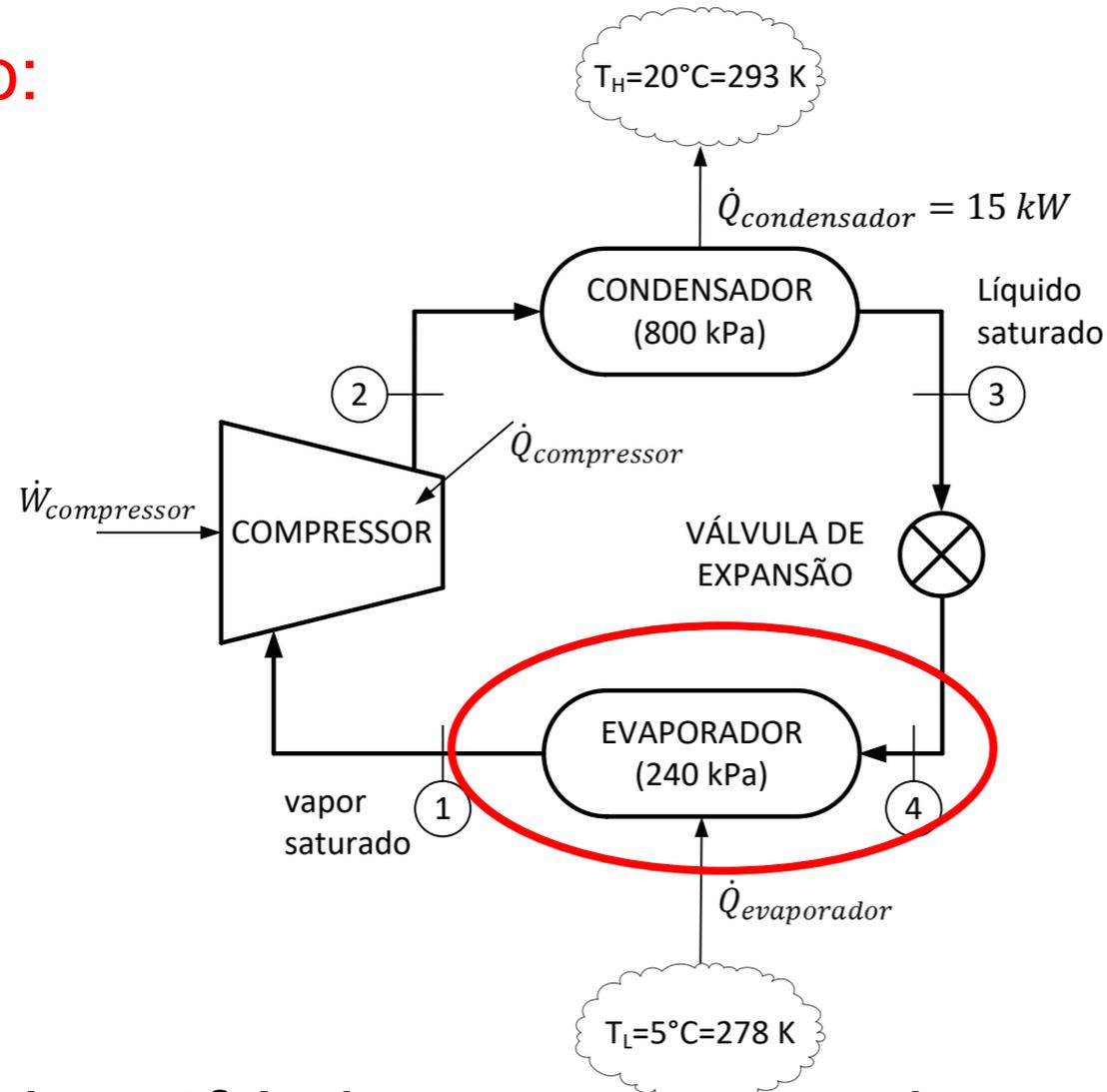
$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{ciclo} (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{compressor} = 0,066 * (395,34 - 420,07) = -1,63 \text{ kW}$$



# Exercício 04

Solução:



Aplicando a 1ª Lei para o evaporador:

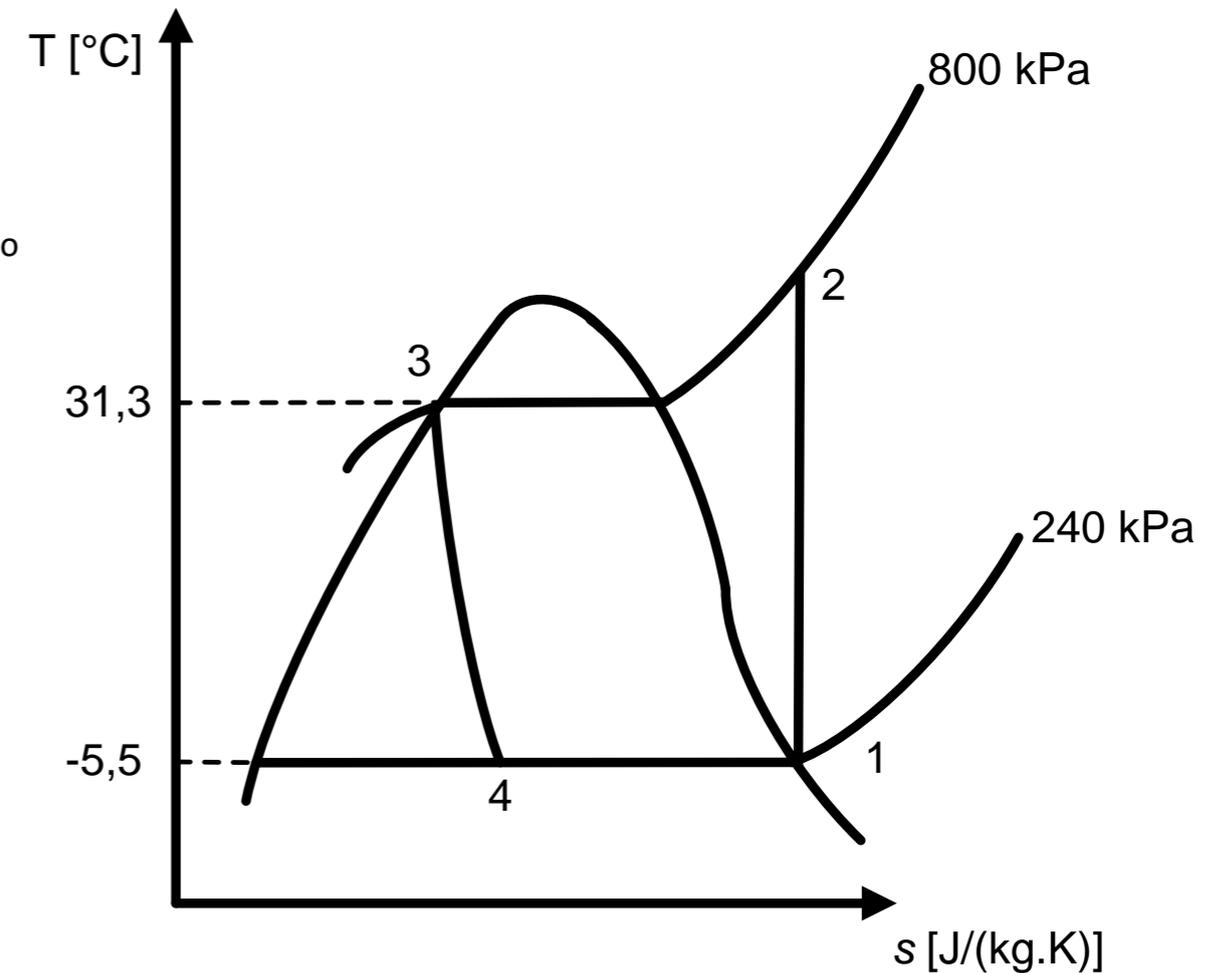
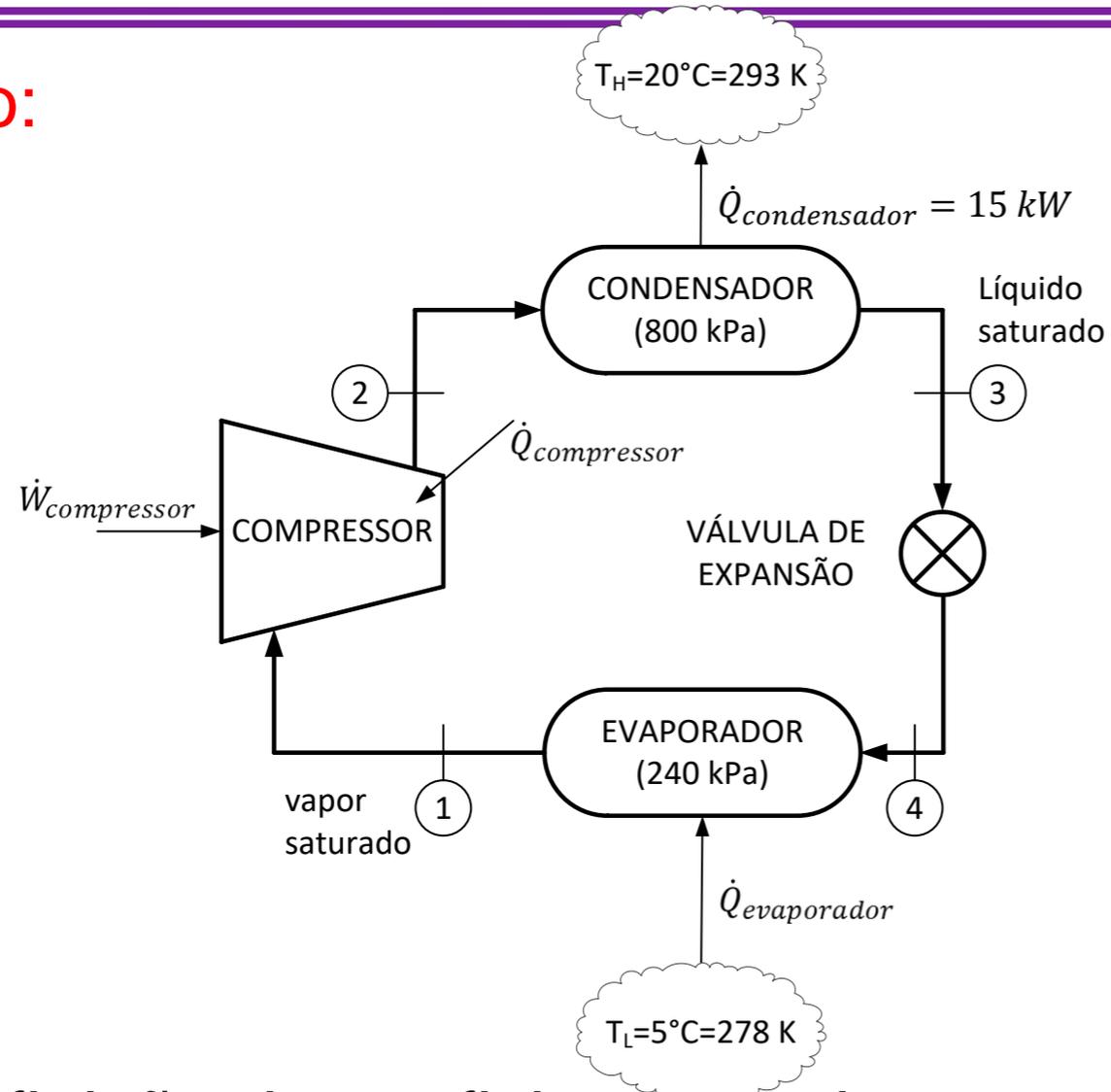
$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{ciclo} (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{evaporador} = 0,066 * (395,34 - 192,63) = 13,38 \text{ kW}$$



# Exercício 04

Solução:



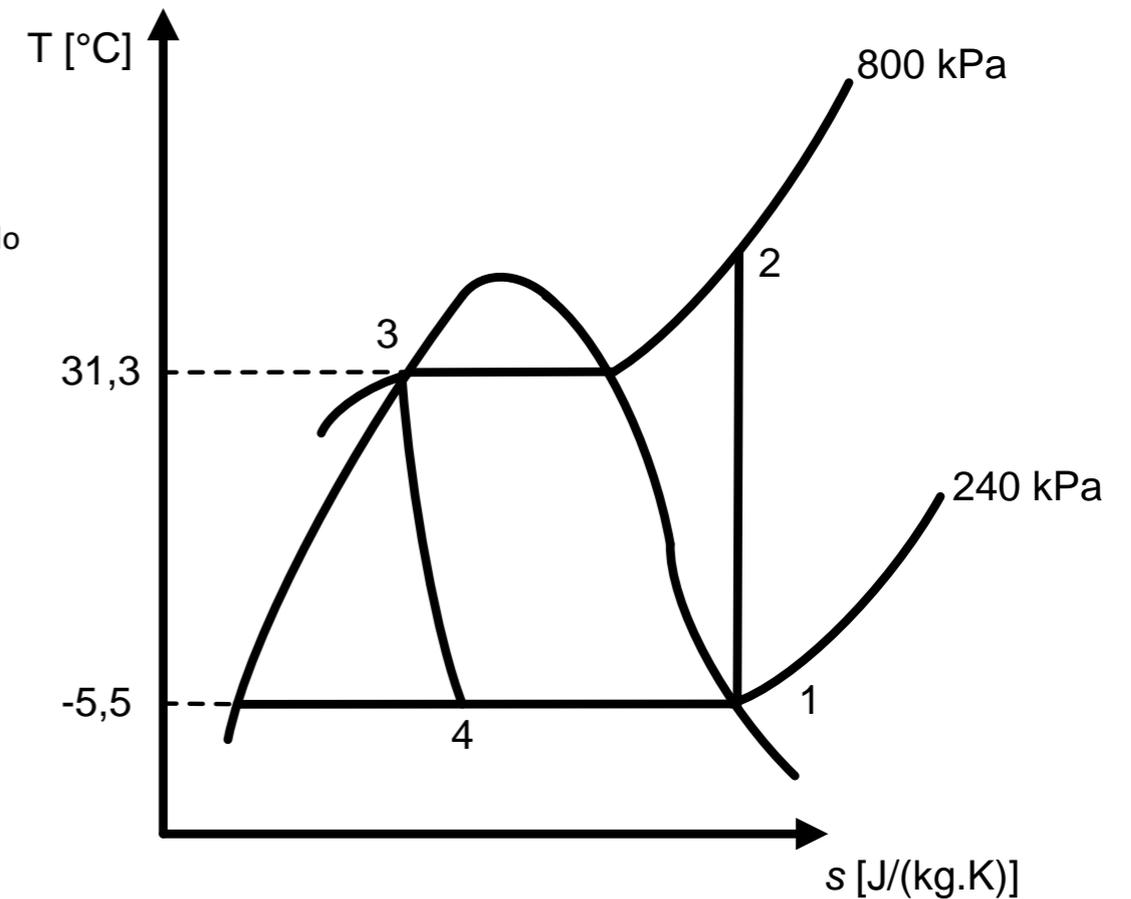
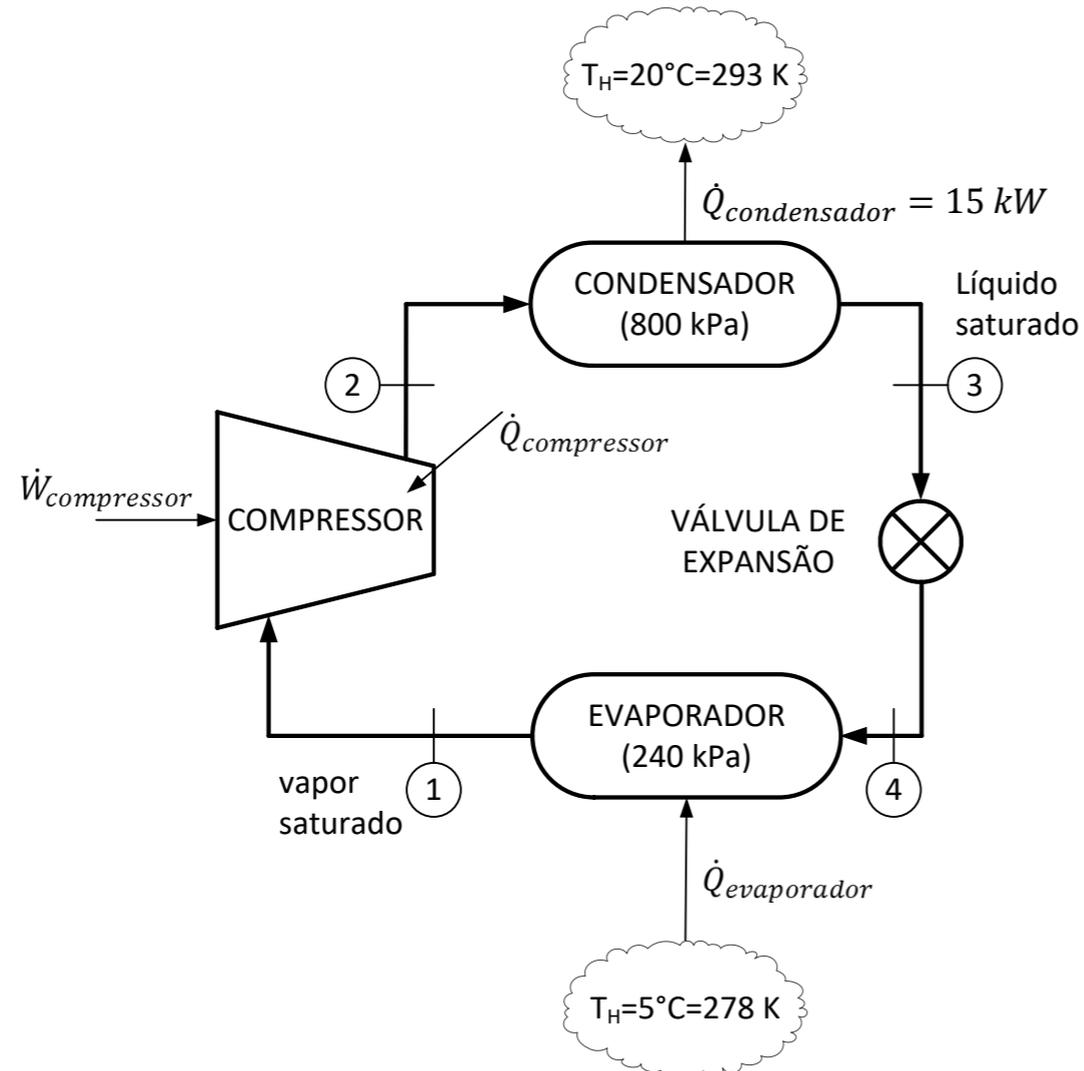
Pela definição de coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{|\dot{W}_{\text{compressor}}|} = \frac{13,38}{1,63} = 8,21$$



# Exercício 04

Solução:



Pela definição de coeficiente de desempenho de uma bomba de calor:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{condensador}}}{|\dot{W}_{\text{compressor}}|} = \frac{15}{1,63} = 9,20$$



## Exercício 05

Um sistema de refrigeração deve atender a uma demanda de frio a  $-25^{\circ}\text{C}$  num local onde a temperatura externa é de  $32^{\circ}\text{C}$ . Nesse local está disponível um rejeito (reservatório) térmico à temperatura de  $130^{\circ}\text{C}$ . Assim, seria possível realizar trabalho (potência) por meio de um motor térmico operando entre esse reservatório e o ambiente externo, e essa potência poderia ser utilizada para acionar o sistema de refrigeração. Para essa configuração:

- estime os desempenhos máximos que podem ser obtidos no ciclo motor e no sistema de refrigeração;
- determine a relação entre a taxa de calor retirado do espaço refrigerado pelo sistema de refrigeração e a taxa de calor cedida pelo reservatório de alta temperatura para o motor térmico;
- estime essa relação para a condição de desempenhos máximos dos ciclos.

**Obs:** Admita para essa análise que todos os processos são reversíveis.



## Exercício 05

### Solução:

(a) A partir da 2ª Lei da Termodinâmica:

*Desempenhos máximos  $\Rightarrow$  desempenhos de Carnot*

$$\therefore \eta_{\max, \text{motor}} = 1 - (T_O/T_H)$$

$$\eta_{\max, \text{motor}} = 1 - (32+273/130+273) = 0,243$$

$$\beta_{\max, \text{ref}} = T_L/(T_O - T_L)$$

$$\beta_{\max, \text{ref}} = 248/[32 - (-25)] = 4,35$$



## Exercício 05

### Solução:

(a) A partir da 2ª Lei da Termodinâmica:

*Desempenhos máximos  $\Rightarrow$  desempenhos de Carnot*

$$\therefore \eta_{\max, motor} = 1 - (T_O / T_H)$$

$$\eta_{\max, motor} = 1 - \frac{(32 + 273)}{(130 + 273)} = 0,243$$

$$\beta_{\max, refrigerador} = T_L / (T_O - T_L)$$

$$\eta_{\max, motor} = \frac{(-25 + 273)}{32 - (-25)} = 4,35$$



## Solução:

b) Lembrando que

$$\eta_{motor} = \dot{W}_{motor} / \dot{Q}_{H,motor} \Rightarrow \dot{W}_{motor} = \dot{Q}_{H,motor} * \eta_{motor}$$

$$\beta_{refrigerador} = \dot{Q}_{L,refrigerador} / \dot{W}_{refrigerador}$$

$$\dot{W}_{motor} = \dot{W}_{refrigerador}$$

Tem-se

$$\beta_{refrigerador} = \dot{Q}_{L,refrigerador} / (\dot{Q}_{H,motor} * \eta_{motor})$$

$$\therefore \dot{Q}_{L,refrigerador} / \dot{Q}_{H,motor} = \beta_{refrigerador} * \eta_{motor}$$



## Exercício 05

### Solução:

c) Retomando os valores de  $\eta_{max,motor}$  e  $\beta_{max,refrigerador}$

$$\left( \frac{\dot{Q}_{L,refrigerador}}{\dot{Q}_{H,motor}} \right)_{max} = \beta_{max,refrigerador} * \eta_{max,motor}$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_{L,refrigerador}}{\dot{Q}_{H,motor}} \right)_{max} = 4,35 * 0,243$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_{L,refrigerador}}{\dot{Q}_{H,motor}} \right)_{max} = 1,06$$



## Exercício 06

Considere um sistema de duplo loop formado por um ciclo de refrigeração, acionado por um ciclo de potência acoplado. Os dois ciclos podem ser considerados ideais e utilizam R134a como fluido de trabalho.

Vapor saturado sai da caldeira a  $95^{\circ}\text{C}$  e é expandido na turbina até a pressão do condensador. Vapor saturado a  $-15^{\circ}\text{C}$  sai do evaporador e é comprimido até a pressão de condensação.

A razão entre as vazões mássicas nos dois loops é tal que a turbina produz exatamente a potência necessária para acionar o compressor.

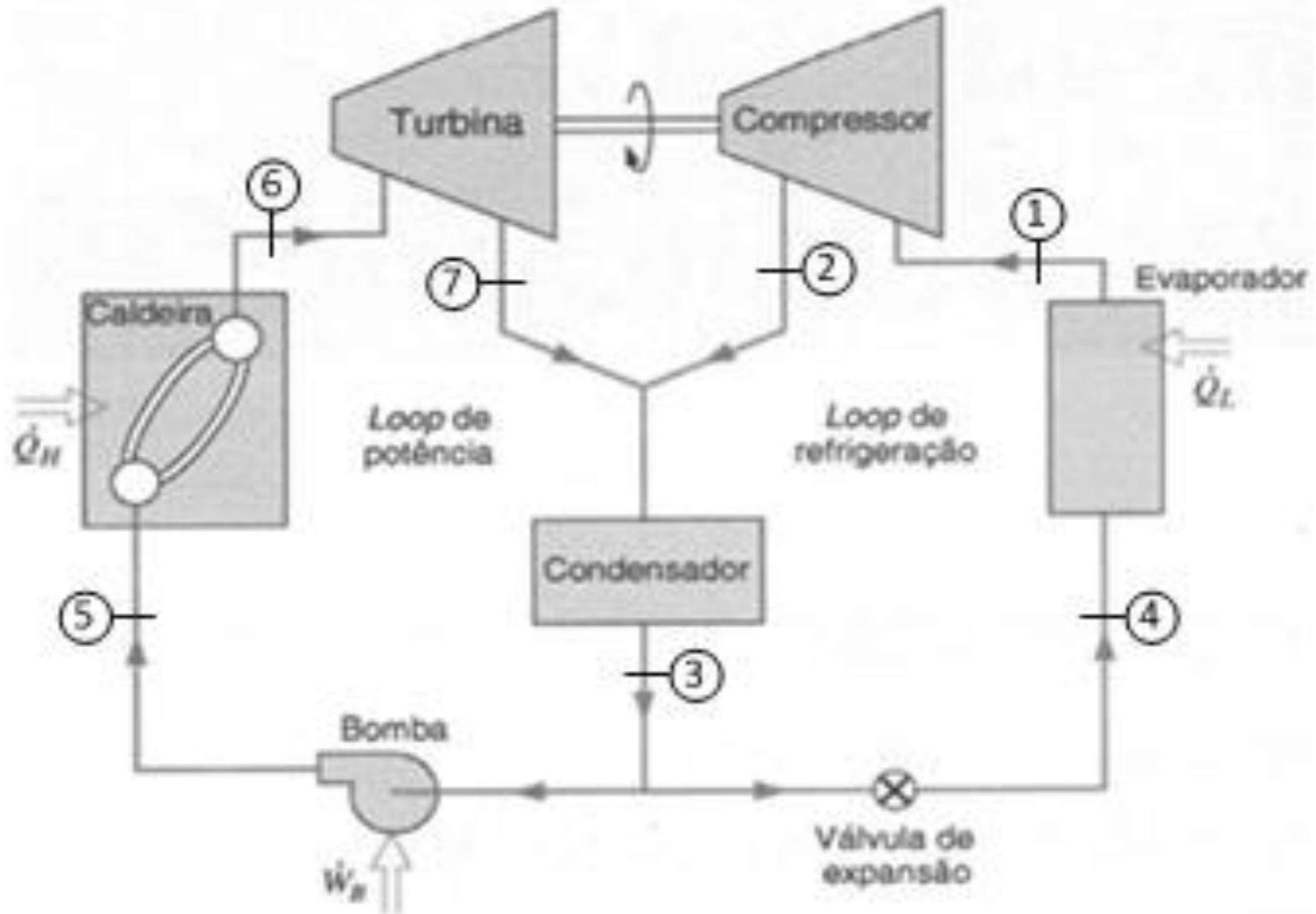
As duas correntes, saindo da turbina e do compressor, se misturam e entram no condensador. O líquido saturado, saindo do condensador a  $1.200\text{kPa}$ , é então separado em duas correntes nas proporções necessárias. Determine:

- a razão entre as vazões mássicas no loop de potência e no loop de refrigeração;
- o coeficiente de performance do ciclo em termos da razão.



# Exercício 06

## Esquema do Ciclo





## Hipóteses:

- Regime permanente
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis
- Os processos na turbina e compressor são adiabáticos e reversíveis
- Não há perda de pressão nas tubulações que ligam os equipamentos e nem nos trocadores de calor

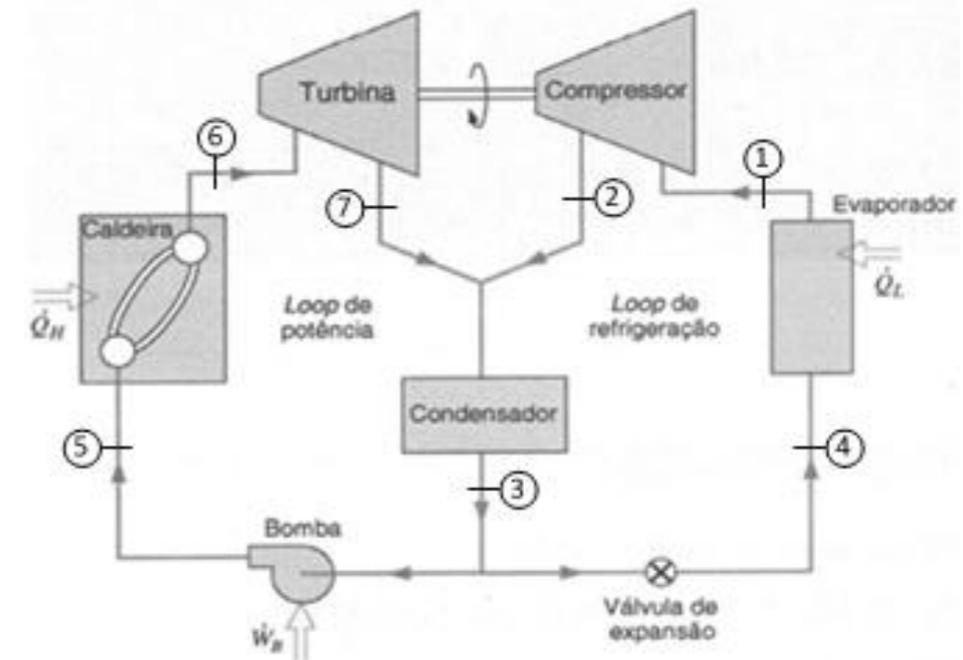


# Exercício 06

## Solução:

Aplicando a equação de conservação de massa para o volume de controle da turbina+compressor:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$



Aplicando a 1ª Lei da termodinâmica para o volume de controle da turbina+compressor, lembrando que a turbina produz exatamente a potência requerida pelo compressor:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7$$



# Exercício 06

## Solução:

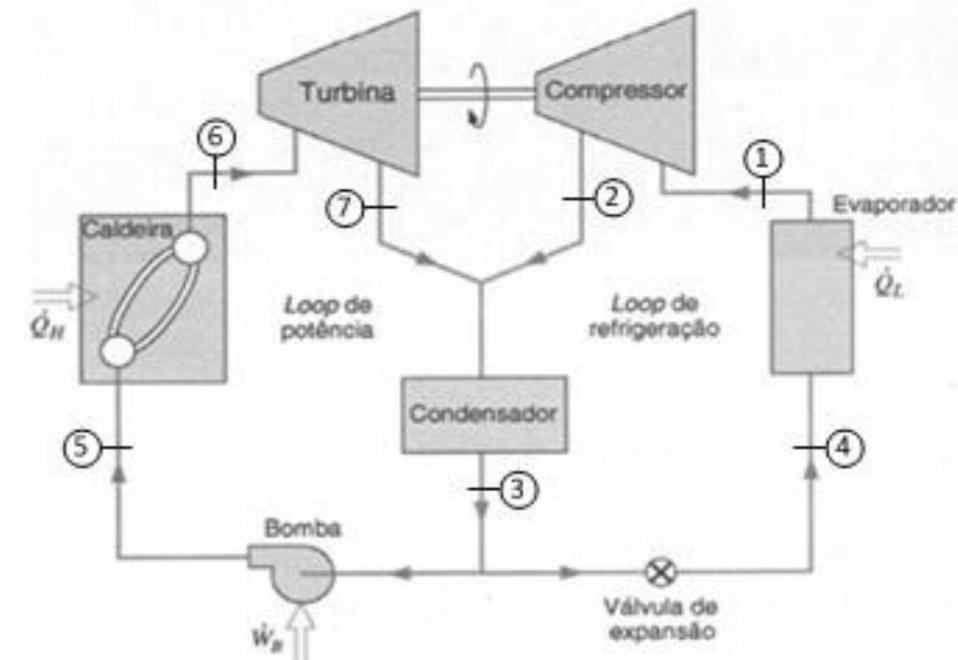
1ª Lei da termodinâmica para o volume de controle da turbina+compressor

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7$$

Introduzindo os balanços de massa e rearranjando:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 \Rightarrow \dot{m}_1 (h_1 - h_2) = \dot{m}_6 (h_7 - h_6)$$

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_6} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_2)}$$





# Exercício 06

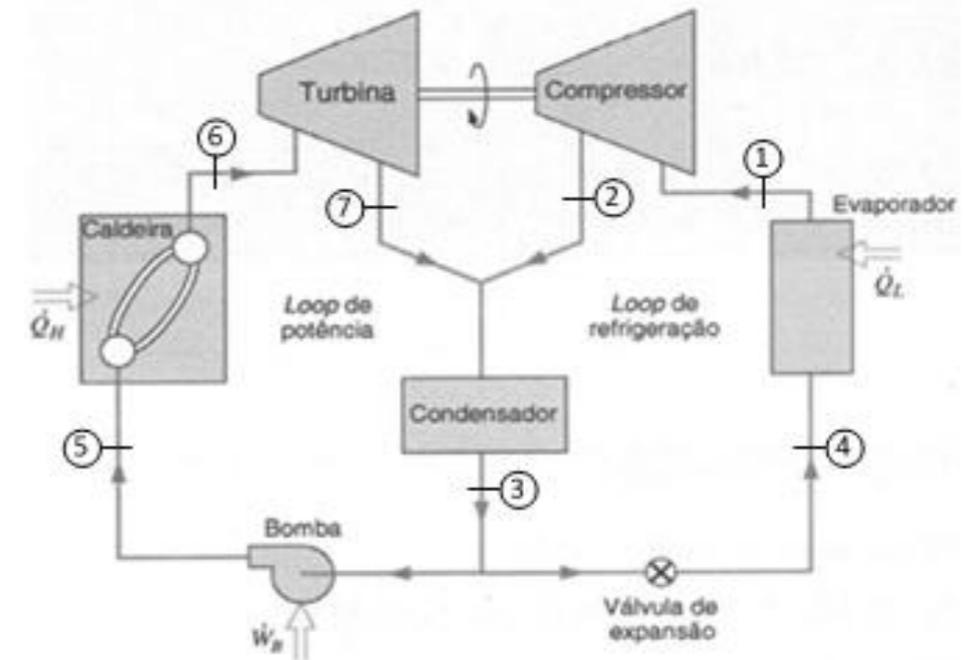
## Solução:

Estado 1:  $T_1 = -15^\circ\text{C}$  e vapor saturado

$$\begin{aligned}\therefore P_1 &= P_4 = 165,0 \text{ kPa}; \\ h_1 &= 389,20 \text{ kJ/kg}; \\ s_1 &= 1,7200 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Estado 6:  $T_6 = 95^\circ\text{C}$  e vapor saturado

$$\begin{aligned}\therefore P_5 &= P_6 = 3591,5 \text{ kPa}; \\ h_6 &= 420,81 \text{ kJ/kg}; \\ s_6 &= 1,6498 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}\end{aligned}$$





# Exercício 06

## Solução:

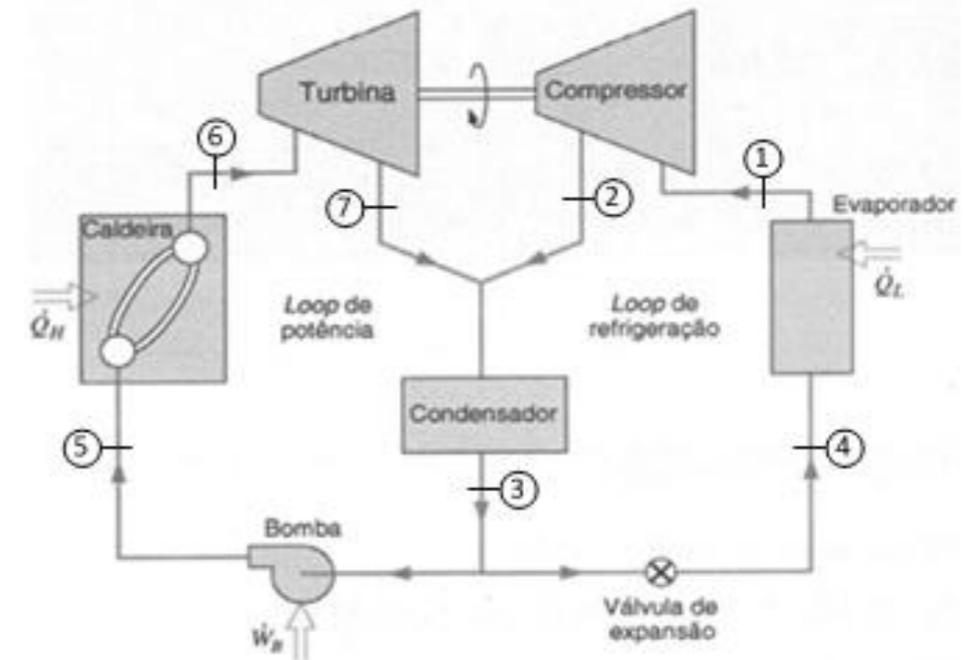
Estado 2: compressor adiabático reversível

$$P_2 = P_3 = 1200 \text{ kPa}$$

$$s_2 = s_1 = 1,7200 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

nessas condições tem-se vapor superaquecido

$$\therefore h_2 = 425,65 \text{ kJ/kg.}$$





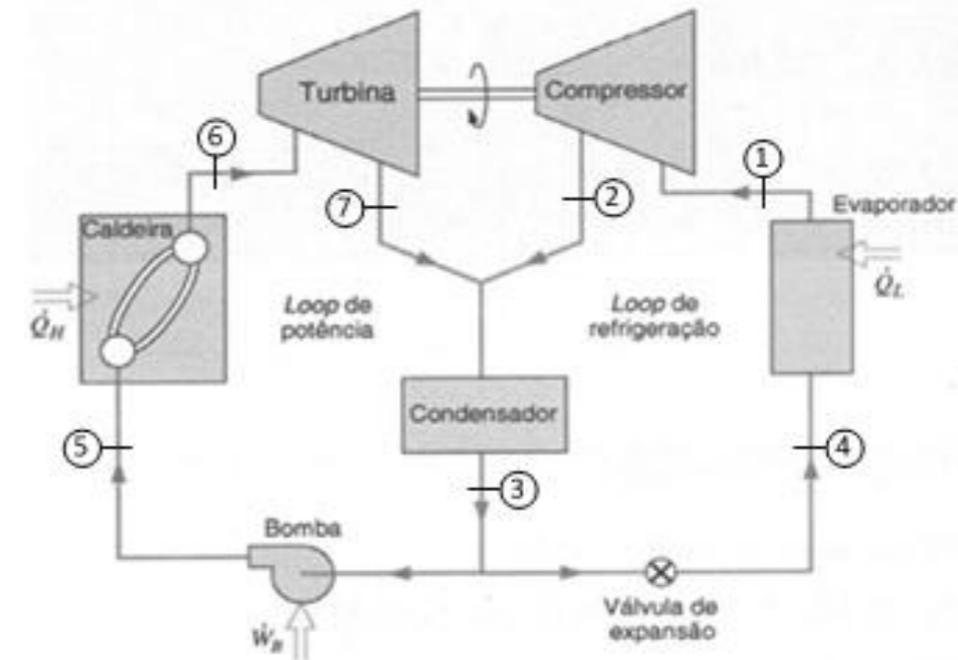
# Exercício 06

## Solução:

Estado 7: turbina adiabática reversível

$$P_7 = P_3 = 1200 \text{ kPa}$$

$$s_7 = s_6 = 1,6498 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$$



nessas condições tem-se vapor saturado. Logo:

$$s_7 = s_6 = 1,6498 = x_7 s_{v,7} + (1 - x_7) s_{l,7}$$

$$1,6498 = x_7 s_{v,7} + (1 - x_7) s_{l,7} = x_7 * 1,7102 + (1 - x_7) * 1,2205 \Rightarrow x_7 = 0,88$$

$$h_7 = x_7 h_{v,7} + (1 - x_7) h_{l,7} = 0,88 * 422,45 + (1 - 0,88) * 266,06$$

$$h_7 = 403,68 \text{ kJ/kg}$$



# Exercício 06

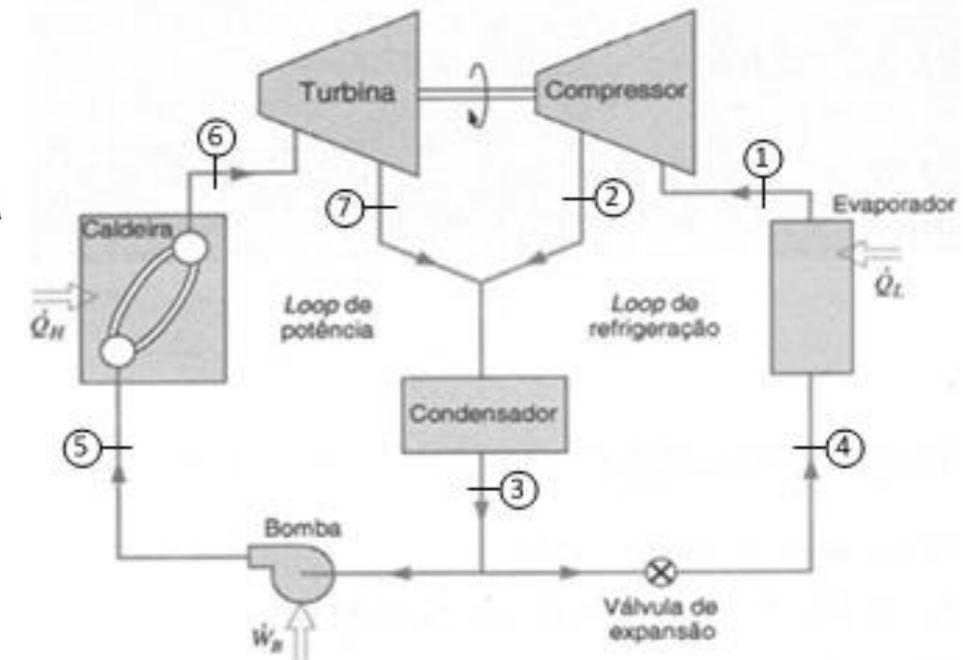
## Solução:

Substituindo os valores de entalpia na expressão da 1ª Lei obtida:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_6} = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_2)}$$

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_6} = \frac{(403,68 - 420,81)}{(389,20 - 425,65)}$$

$$\therefore \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_6} = 0,470$$





# Exercício 06

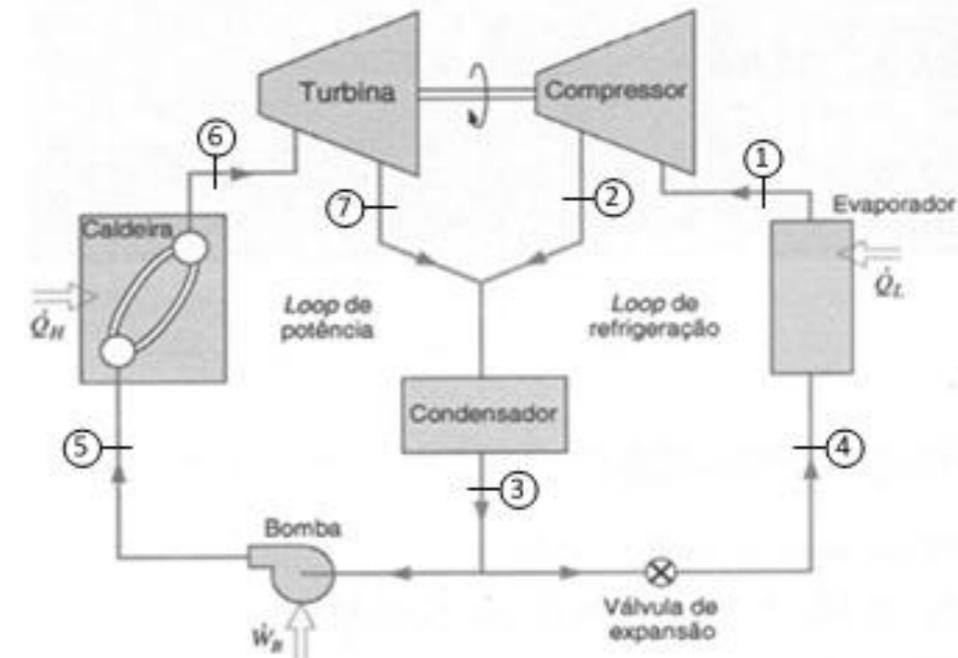
## Solução:

O coeficiente de performance (COP) do duplo loop é dado por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}$$

Aplicando a 1ª Lei da termodinâmica para um volume de controle no evaporador:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_1 (h_1 - h_4)$$







# Exercício 06

## Solução:

Aplicando agora a 1ª Lei da termodinâmica para um volume de controle na caldeira:

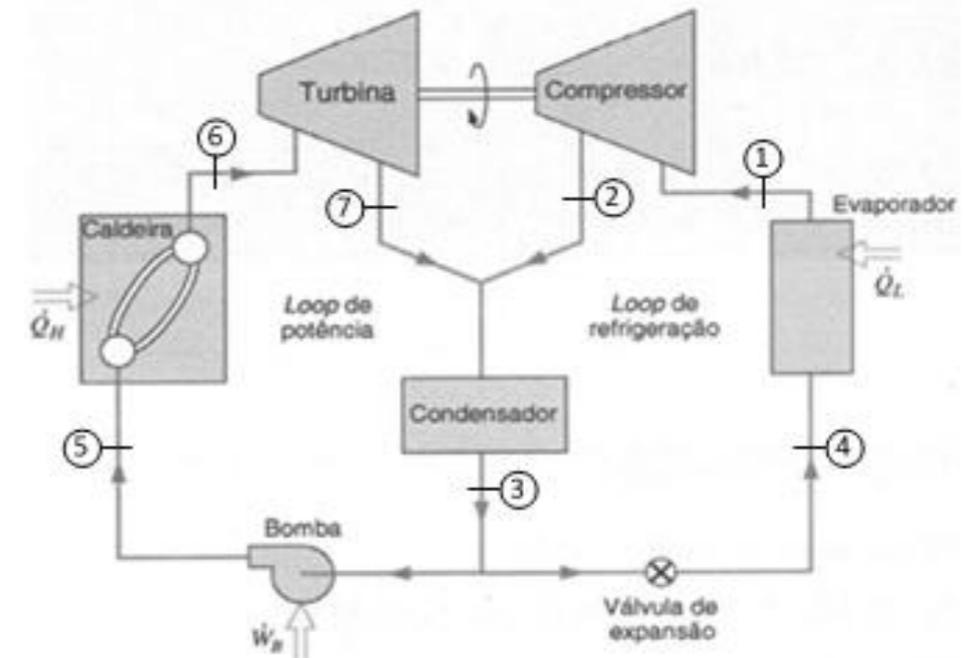
$$\dot{Q}_H = \dot{m}_6(h_6 - h_5)$$

Para um volume de controle na bomba a 1ª Lei da termodinâmica resulta:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_6(h_5 - h_3) \Rightarrow \dot{w}_{bomba} = \frac{\dot{W}_{bomba}}{\dot{m}_6} = (h_5 - h_3) = v_3(p_5 - p_3)$$

$$\therefore h_5 = h_3 + v_3(p_5 - p_3) = 266,06 + 0,000895 \cdot (3591,5 - 1160,2)$$

$$h_5 = 268,24 \text{ kJ/kg}$$





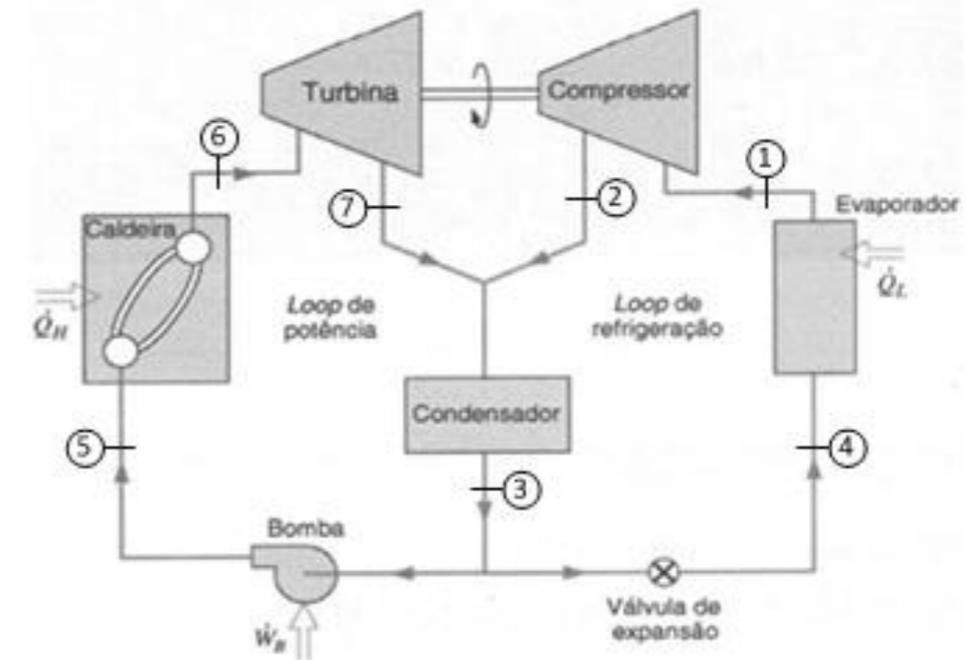
# Exercício 06

## Solução:

Assim:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_6 (h_6 - h_5)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_6 (420,81 - 268,24) = 152,57 \dot{m}_6$$



E dessa forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{123,14 \dot{m}_1}{152,57 \dot{m}_6} = \frac{125,09}{154,54} * 0,470 = 0,38$$

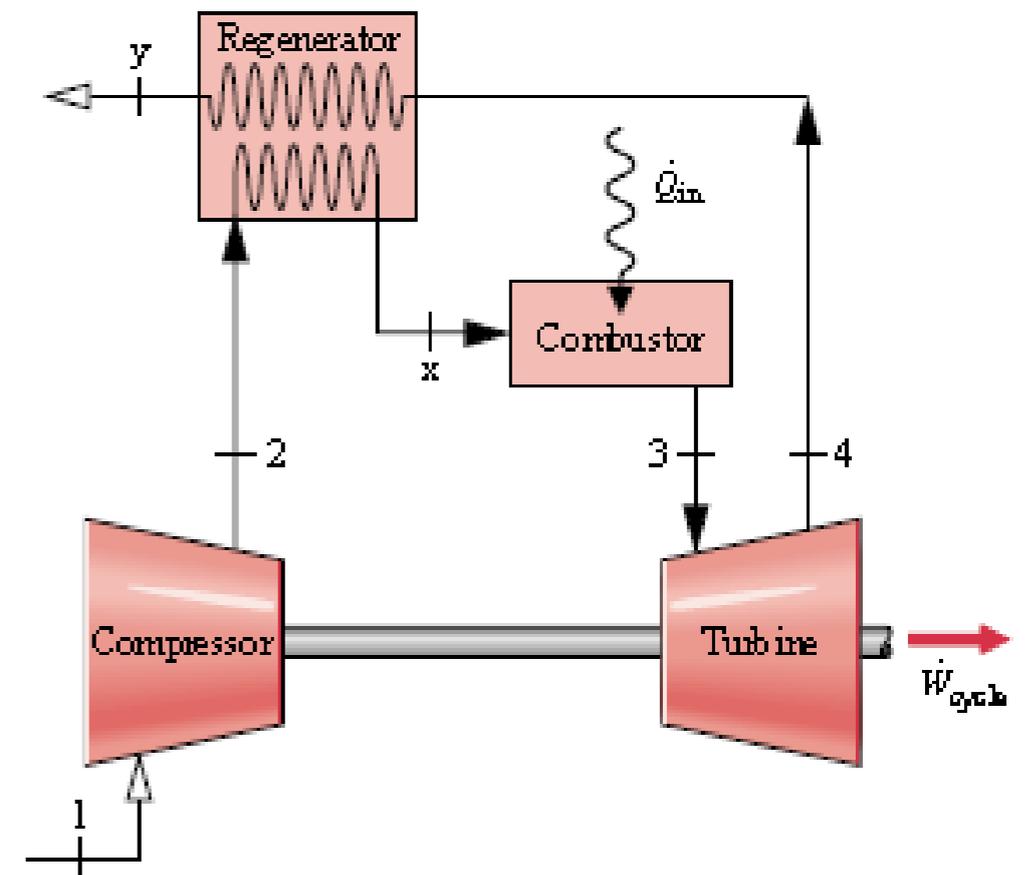


# Exercício 07

Ar entra em um compressor de uma turbina com regenerador com uma vazão de  $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ , uma pressão de  $100 \text{ kPa}$  e uma temperatura de  $300\text{K}$ , e é comprimido até  $500 \text{ kPa}$ .

O ar passa pelo regenerador e sai a uma temperatura de  $590\text{K}$ . A temperatura na entrada da turbina é de  $860\text{K}$ . Assumindo um ciclo padrão, o ar como gás perfeito e a turbina e o compressor tem uma eficiência isoentrópica de  $80\%$ , calcule:

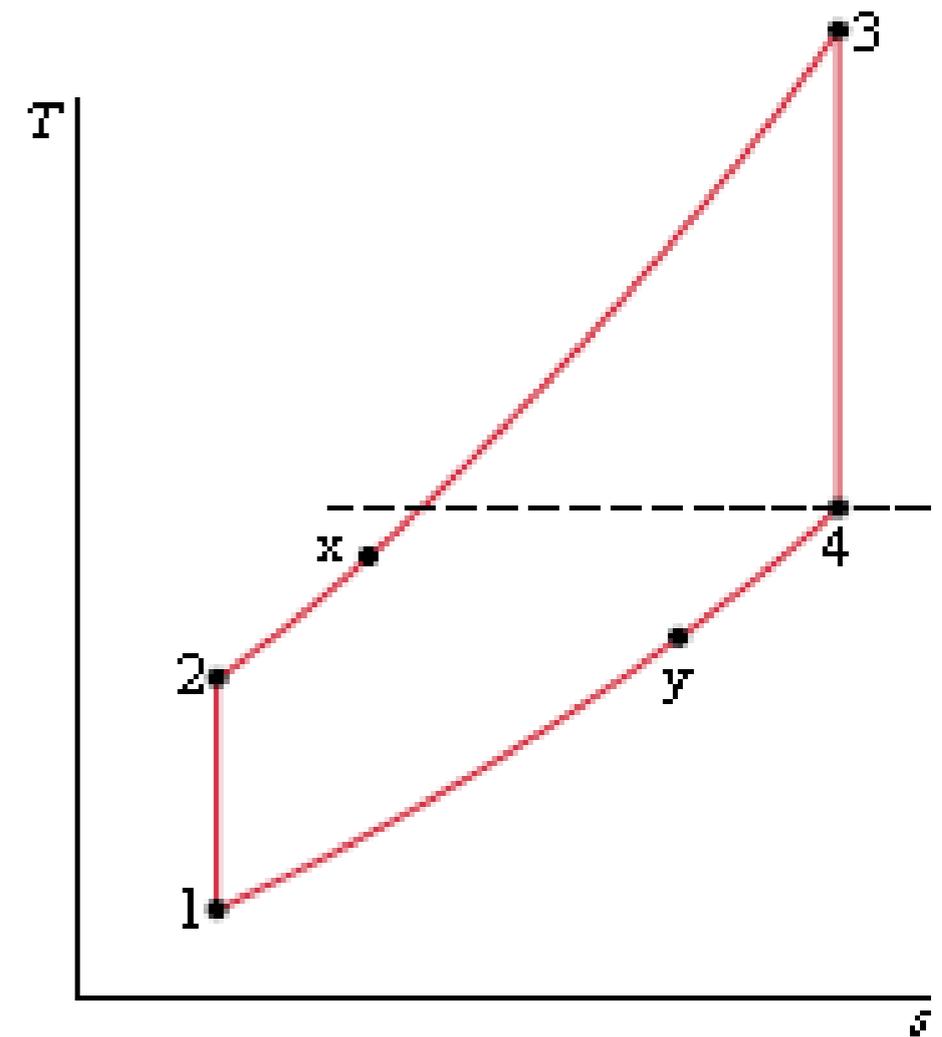
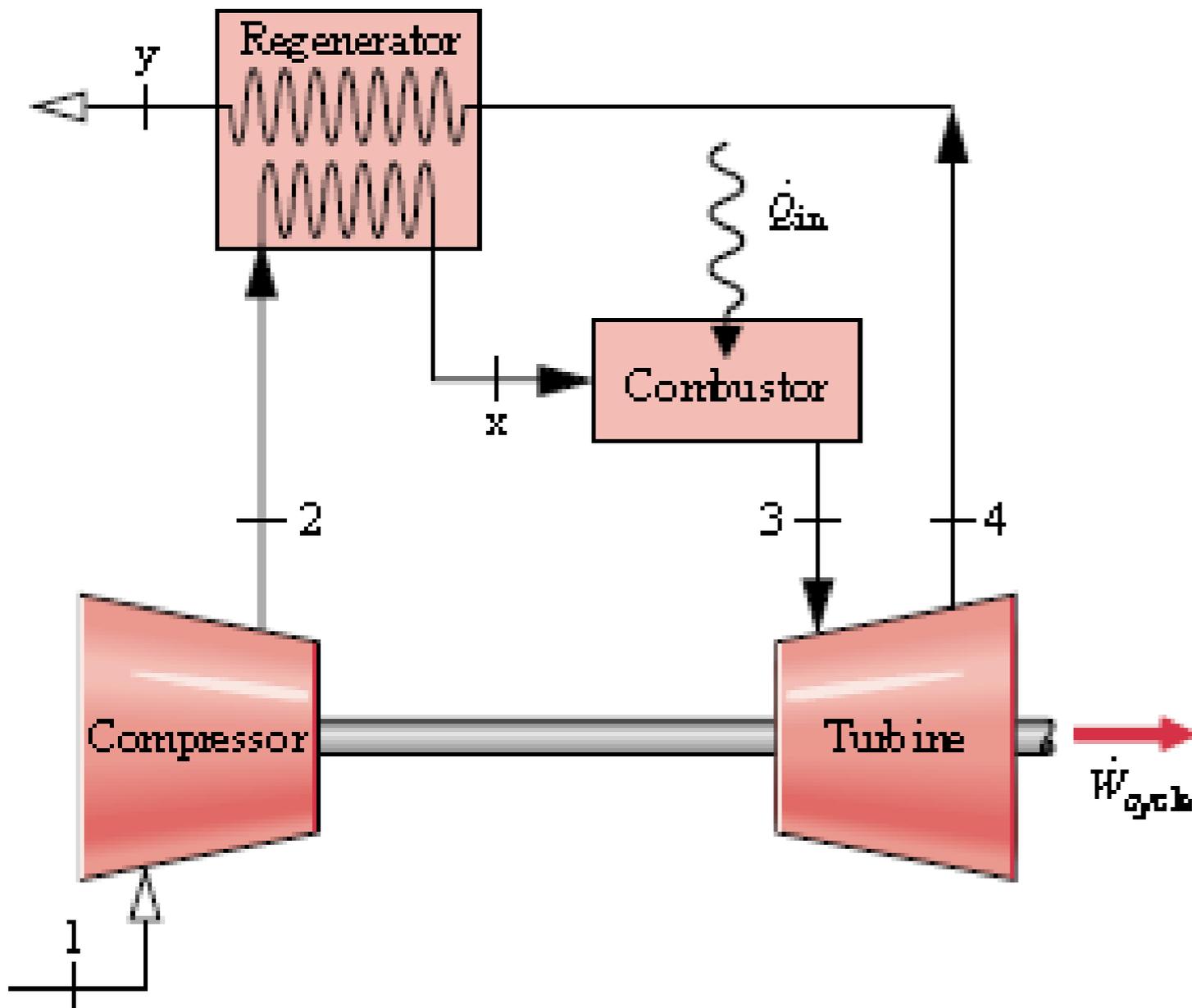
- a eficiência térmica do ciclo;
- a efetividade do regenerador;
- a potência líquida produzida pelo ciclo;





# Exercício 07

## Esquema e diagrama T-s:





## Hipóteses:

- Regime permanente
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis
- O ar pode ser considerado gás ideal



# Exercício 07

## Solução:

Estado 1:  $T_1 = 300\text{K}$  e  $P_1 = 100\text{kPa}$

$\therefore$  Da tabela do ar gás ideal  $\Rightarrow$

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

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

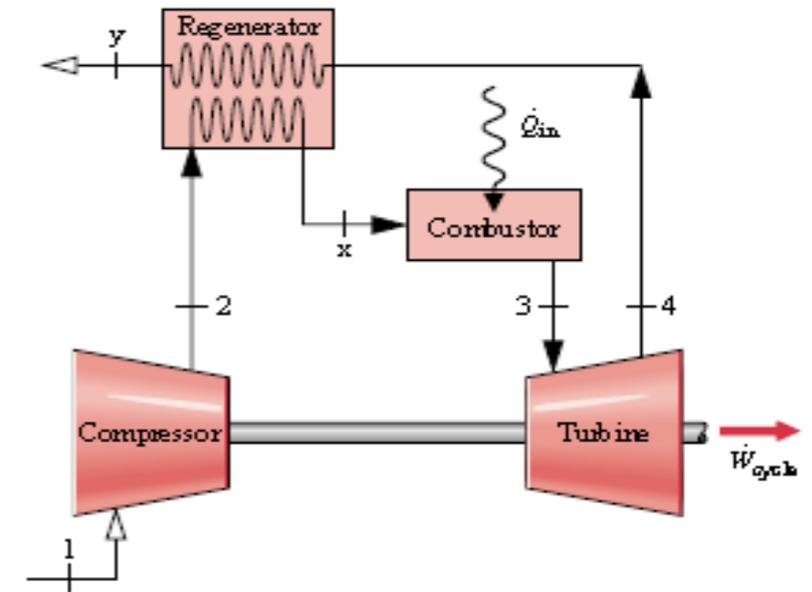
Estado 2s: processo de compressão isentrópica

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \Rightarrow P_{r2} = P_{r1} \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_{r2} = 1,1146 \cdot \frac{500}{100} = 5,5730$$

Da tabela do ar gás ideal para  $P_{r2} = 5,5730$ :

$$T_{2s} = 473,4\text{K}$$

$$h_{2s} = 476,01 \text{ kJ/kg};$$





# Exercício 07

## Solução:

Estado 1:  $T_1 = 300\text{K}$  e  $P_1 = 100\text{kPa}$

∴ Da tabela do ar gás ideal:

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

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

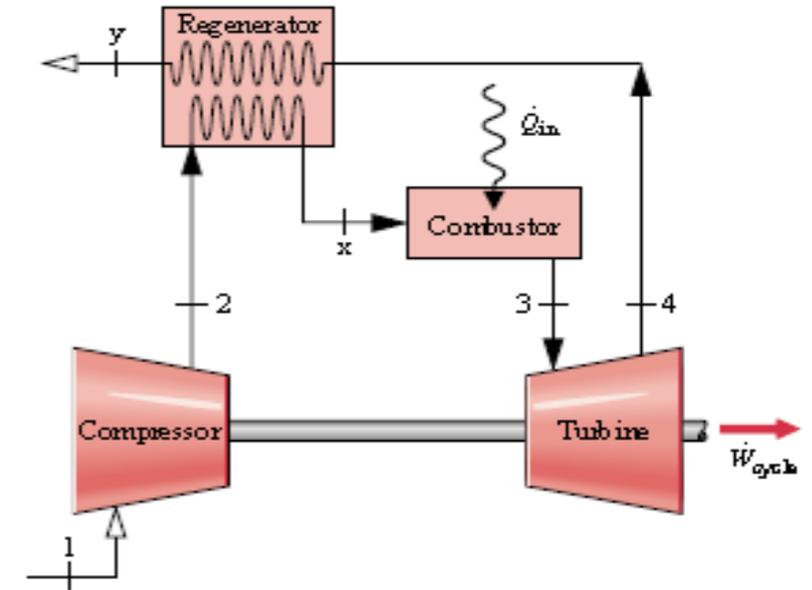
Estado 2s: processo de compressão isentrópica

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \Rightarrow P_{r2} = P_{r1} \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_{r2} = 1,1146 \cdot \frac{500}{100} = 5,5730$$

Da tabela do ar gás ideal para  $P_{r2} = 5,5730$ :

$$T_{2s} = 473,4\text{K}$$

$$h_{2s} = 476,01 \text{ kJ/kg};$$





# Exercício 07

## Solução:

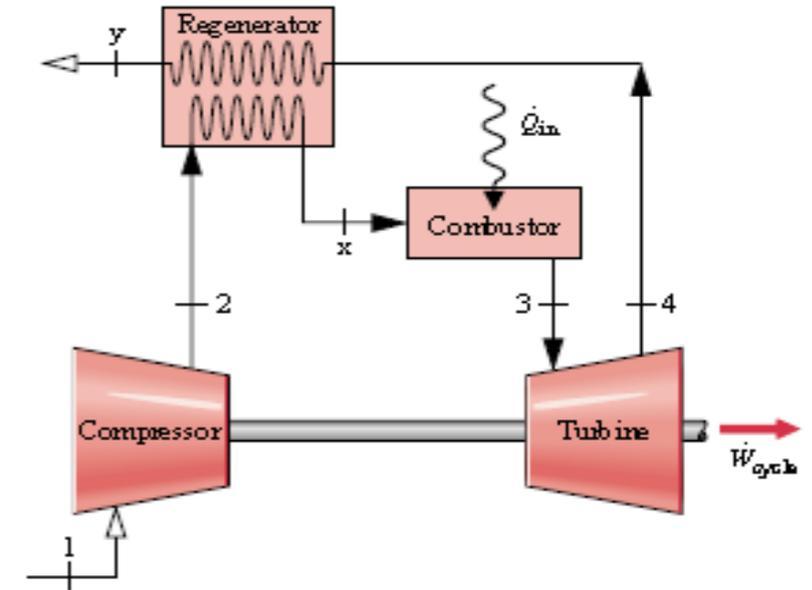
Estado 2:

Considerando o rendimento isentrópico do compressor

$$\eta_{s,compressor} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$0,80 = \frac{476,01 - 300,47}{h_2 - 300,47}$$

$$\Rightarrow h_2 = 519,90 \text{ kJ/kg}$$





# Exercício 07

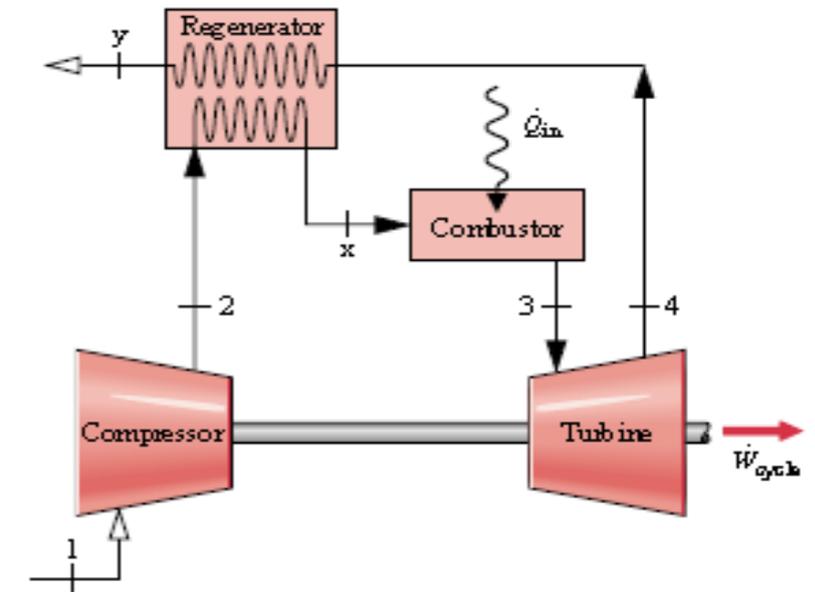
## Solução:

Estado 3:  $T_3 = 860\text{K}$

∴ Da tabela do ar gás ideal:

$$P_{r3} = 50,88;$$

$$h_3 = 888,55 \text{ kJ/kg};$$



Estado 4s: processo de expansão isentrópica

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_{r4}}{P_{r3}} \Rightarrow P_{r4} = P_{r3} \frac{P_4}{P_3} \Rightarrow P_{r4} = 50,88 \cdot \frac{100}{500} = 10,18$$

Da tabela do ar gás ideal para  $P_{r4} = 10,18$ :

$$T_{4s} = 559,97\text{K}$$

$$h_{4s} = 565,44 \text{ kJ/kg};$$



# Exercício 07

## Solução:

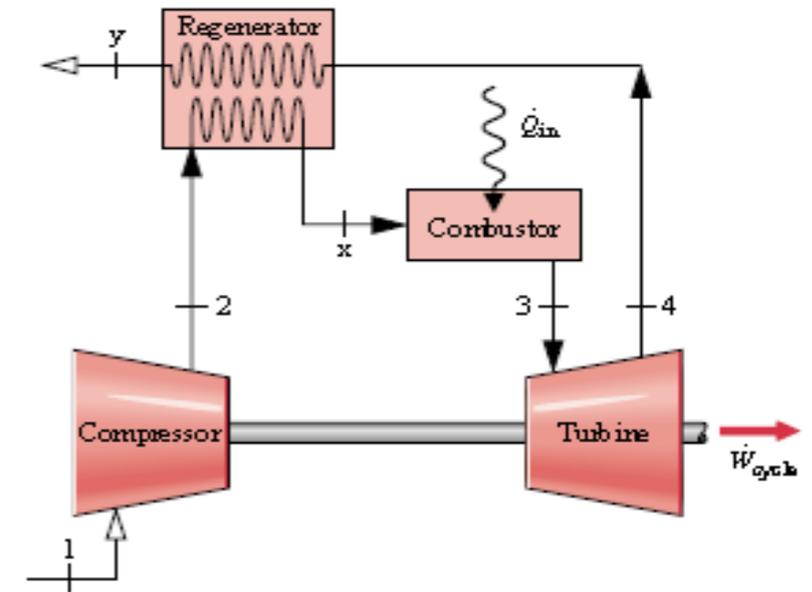
Estado 4:

Considerando o rendimento isentrópico da turbina

$$\eta_{s,turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$0,80 = \frac{888,55 - h_4}{888,55 - 565,44}$$

$$\Rightarrow h_4 = 630,06 \text{ kJ/kg}$$





# Exercício 07

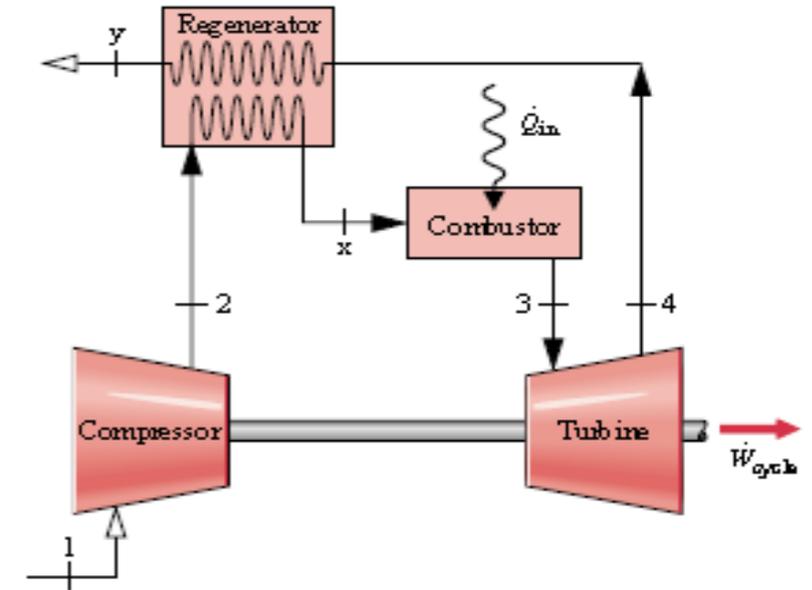
## Solução:

Estado x (saída do regenerador):  $T_3 = 860\text{K}$

$\therefore$  Da tabela do ar gás ideal:  $h_x = 596,84 \text{ kJ/kg}$

Assim, a efetividade do regenerador será

$$\eta_{\text{regenerador}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{596,84 - 519,90}{630,06 - 519,90} = 0,698 (69,8\%)$$





# Exercício 07

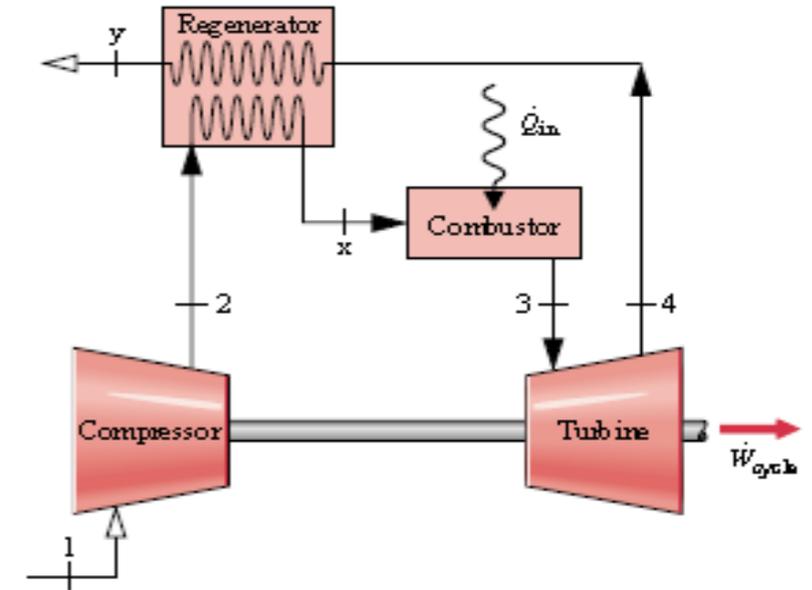
## Solução:

A potência líquida fornecida pelo ciclo é dada por:

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compressor}$$

$$\dot{W}_{líquido} = \dot{m}_{ar} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

$$\dot{W}_{líquido} = \rho_{ar} (AV)_{ar} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$





# Exercício 07

## Solução:

Para um gás perfeito:

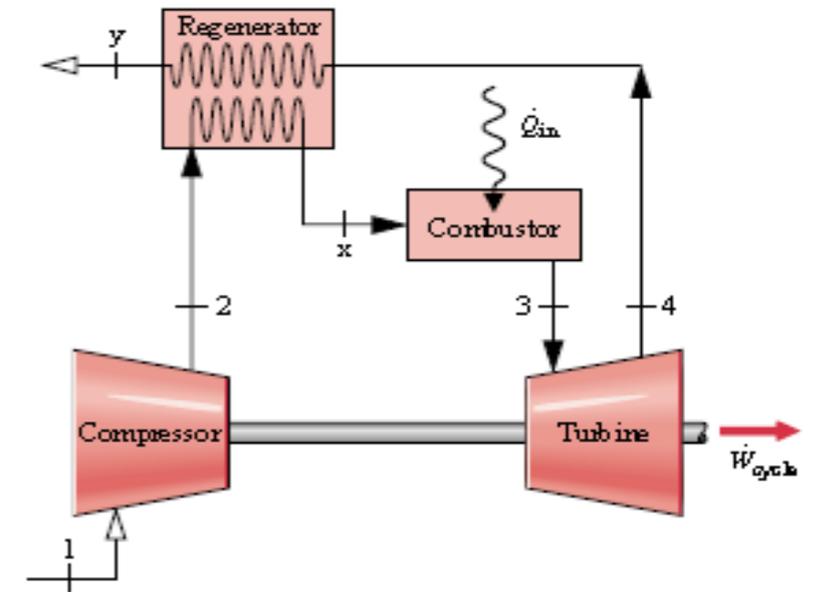
$$pv = RT \Rightarrow \rho_{ar} = \frac{p_{ar}}{R_{ar} T_{ar}} = \frac{100 \times 10^3}{287 \cdot 300}$$

$$\rho_{ar} = 1,1614 \text{ kg/m}^3$$

Assim:

$$\dot{W}_{líquido} = 1,164 * 0,7 [(888,55 - 630,06) - (519,90 - 300,47)]$$

$$\dot{W}_{líquido} = 31,76 \text{ kW}$$





# Exercício 07

## Solução:

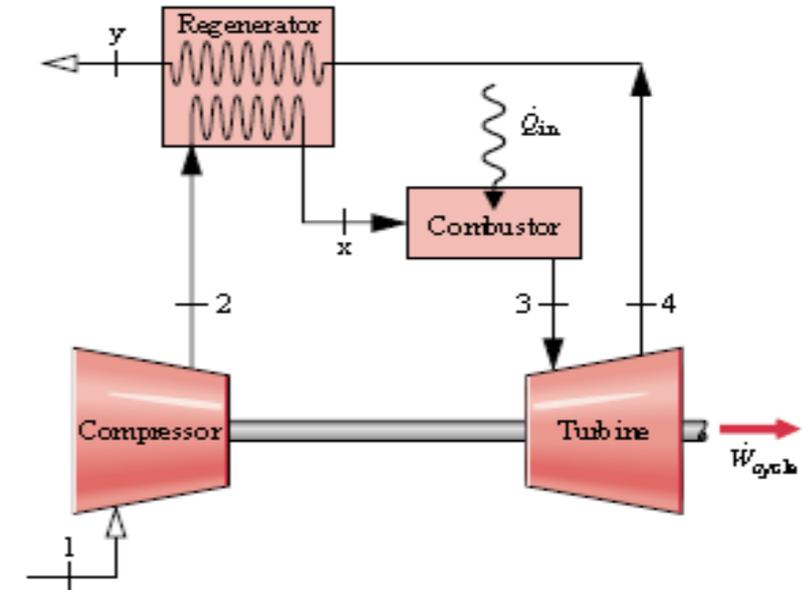
O calor fornecido na câmara de combustão é dado por:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{ar} (h_3 - h_x) = \rho_{ar} (AV)_{ar} (h_3 - h_x)$$

$$\dot{Q}_{in} = 1,1614 * 0,7(888,55 - 596,84) = 237,15 \text{ kW}$$

E assim a eficiência do ciclo será:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{31,76}{237,15} = 0,1339(13,39\%)$$

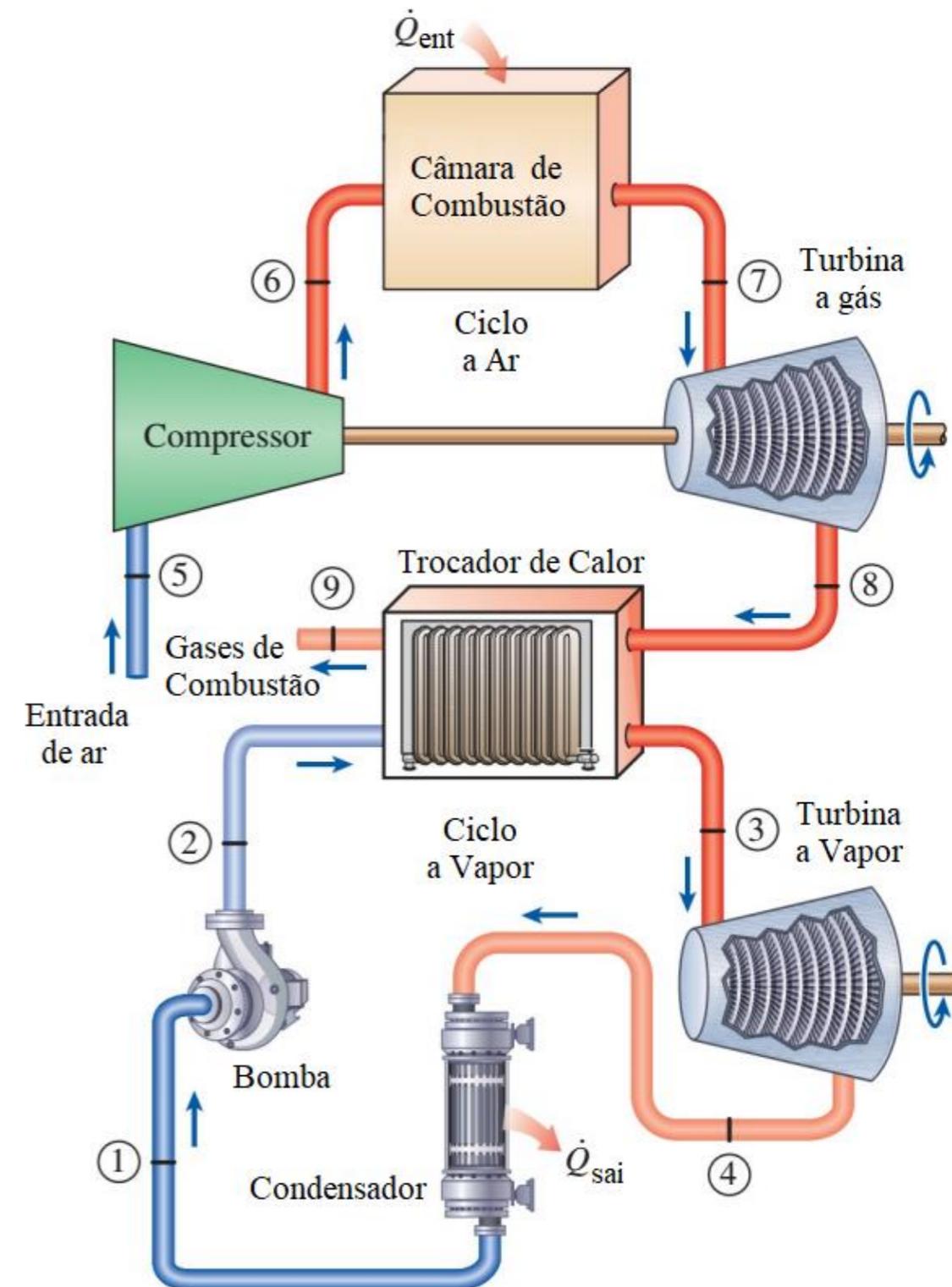




## Exercício 08

Um ciclo motor ar-vapor combinado é mostrado na figura ao lado. O ciclo superior é um ciclo a ar ideal com uma razão de pressão igual a 8. O ar entra no compressor a 300K e na turbina a 1300K. O ciclo inferior é um ciclo Rankine ideal operando entre as pressões de 8MPa e 5kPa. O vapor é aquecido pelos gases de combustão no trocador de calor até a temperatura de 500°C. Os gases de combustão deixam o trocador de calor a 440K. Determine:

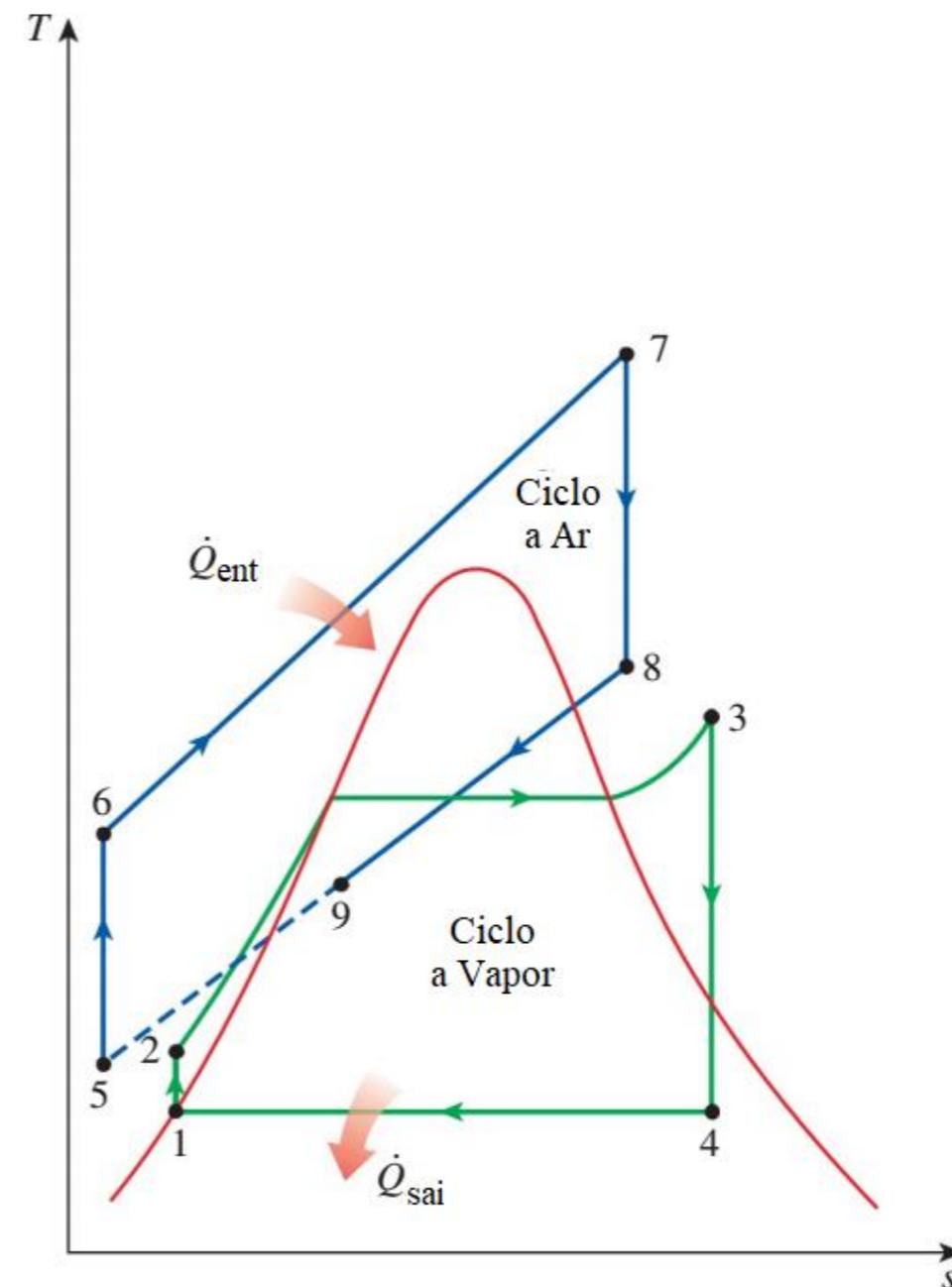
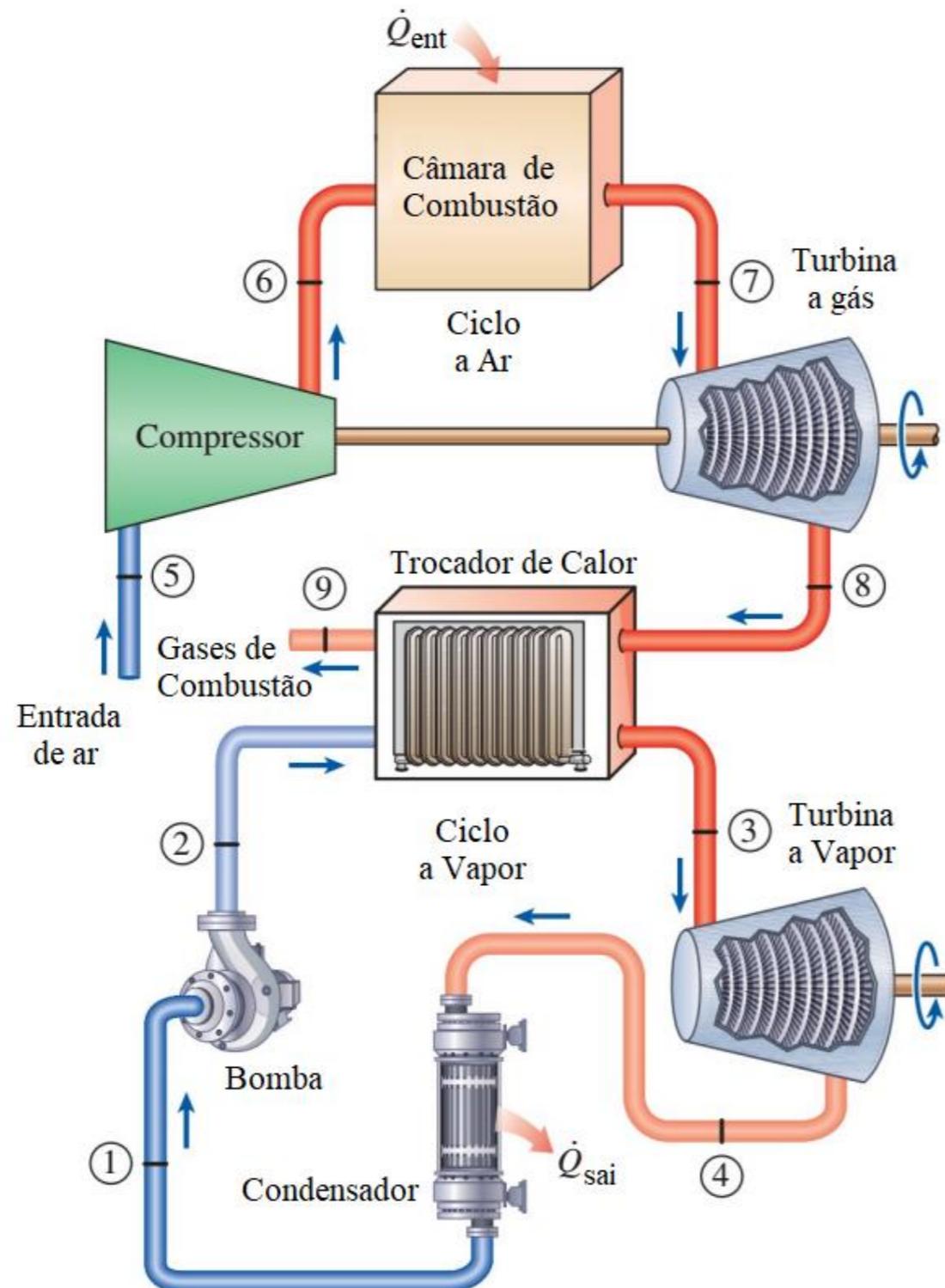
- a razão entre as vazões mássicas no ciclo a vapor e no ciclo a ar;
- a eficiência térmica do ciclo combinado.





# Exercício 08

## Esquema e diagrama T-s:





## Hipóteses:

- Regime permanente
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis
- Os ciclos são ideais
- O ar pode ser considerado gás ideal
- As perdas de pressão e calor nas tubulações são desprezíveis



# Exercício 08

Solução: Determinação das propriedades do Ar

Estado 5:  $T_5 = 300\text{K}$  e  $P_5 = 100\text{kPa}$

$\therefore$  Da tabela do ar gás ideal  $\Rightarrow$

$$P_{r5} = 1,1146;$$

$$h_5 = 300,47 \text{ kJ/kg};$$

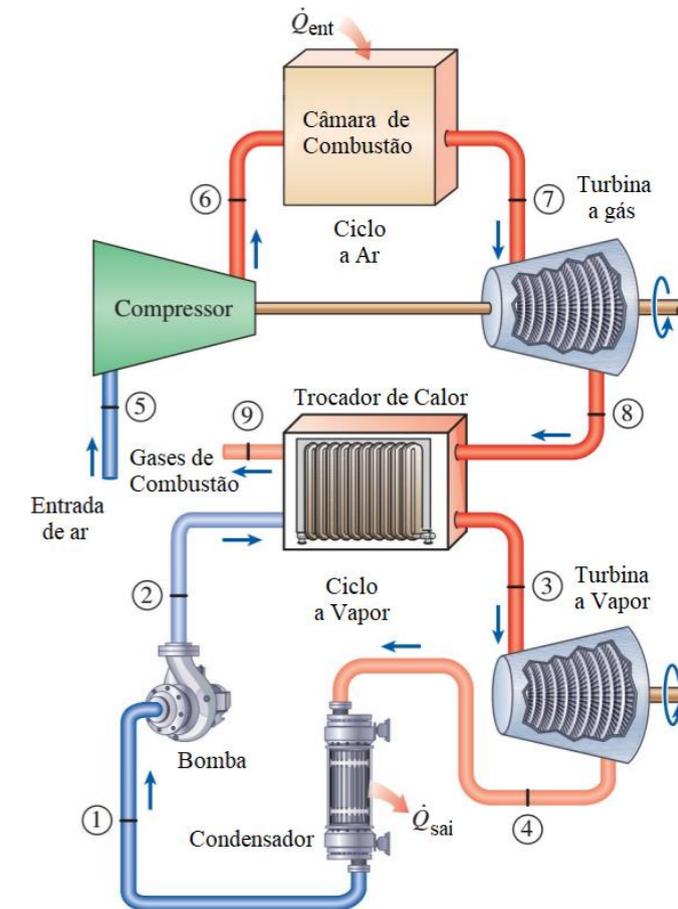
Estado 6: processo de compressão isentrópica

$$\frac{P_6}{P_5} = \frac{P_{r6}}{P_{r5}} \Rightarrow P_{r6} = P_{r5} \frac{P_6}{P_5} \Rightarrow P_{r6} = 1,1146 \cdot \frac{800}{100} = 8,9168$$

Da tabela do ar gás ideal para  $P_{r6} = 8,9168$ :

$$T_6 \cong 540\text{K} \text{ (interpolação } 539,8)$$

$$h_6 = 544,69 \text{ kJ/kg};$$





# Exercício 08

Solução: Determinação das propriedades do Ar

Estado 7:  $T_7 = 1300\text{K}$  e  $P_7 = 800\text{kPa}$

$\therefore$  Da tabela do ar gás ideal  $\Rightarrow$

$$P_{r7} = 265,72;$$

$$h_7 = 1395,89 \text{ kJ/kg};$$

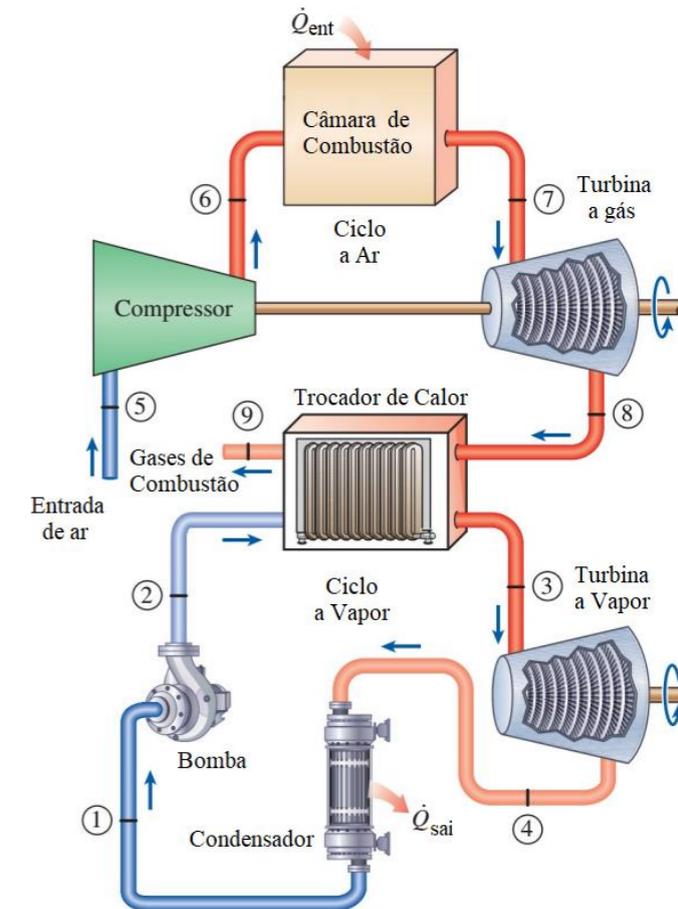
Estado 8: processo de compressão isentrópica

$$\frac{P_8}{P_7} = \frac{P_{r8}}{P_{r7}} \Rightarrow P_{r8} = P_{r7} \frac{P_8}{P_7} \Rightarrow P_{r8} = 265,72 \cdot \frac{100}{800} = 33,215$$

Da tabela do ar gás ideal para  $P_{r8} = 33,215$ :

$$T_8 = 770\text{K}$$

$$h_6 = 789,37 \text{ kJ/kg};$$



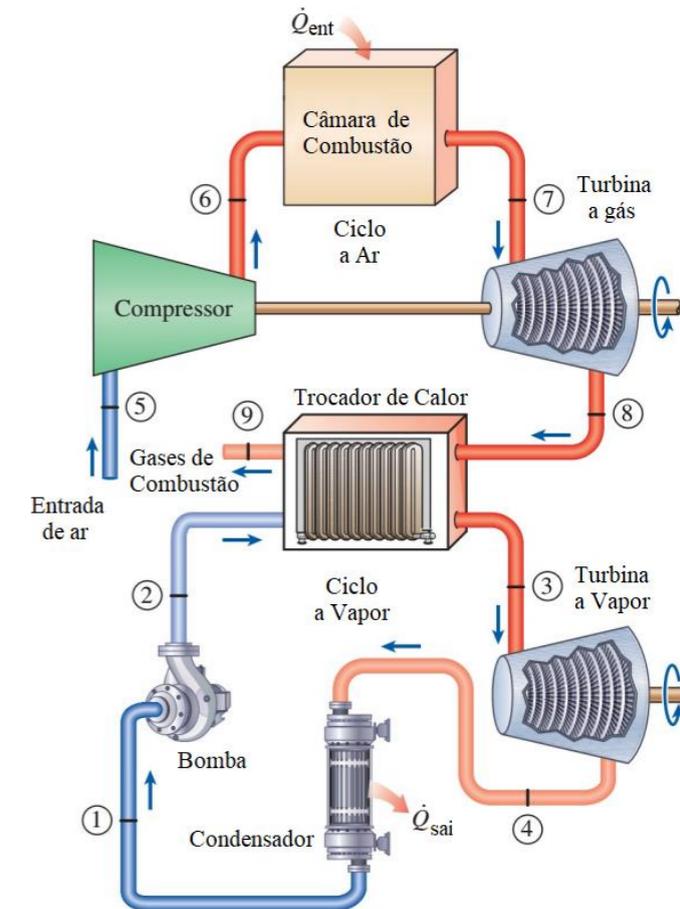


# Exercício 08

Solução: Determinação das propriedades do Ar

Estado 9:  $T_9 = 440\text{K}$  e  $P_9 = 100\text{kPa}$

$\therefore$  Da tabela do ar gás ideal  $\Rightarrow$   
 $h_9 = 441,94 \text{ kJ/kg}$ ;





# Exercício 08

## Solução: Determinação das propriedades do Vapor

Estado 1: líquido saturado a  $P_1 = 5\text{kPa}$

$\therefore$  Da tabela de líquido/vapor saturado  $\Rightarrow$

$$T_1 = 32,9^\circ\text{C}$$

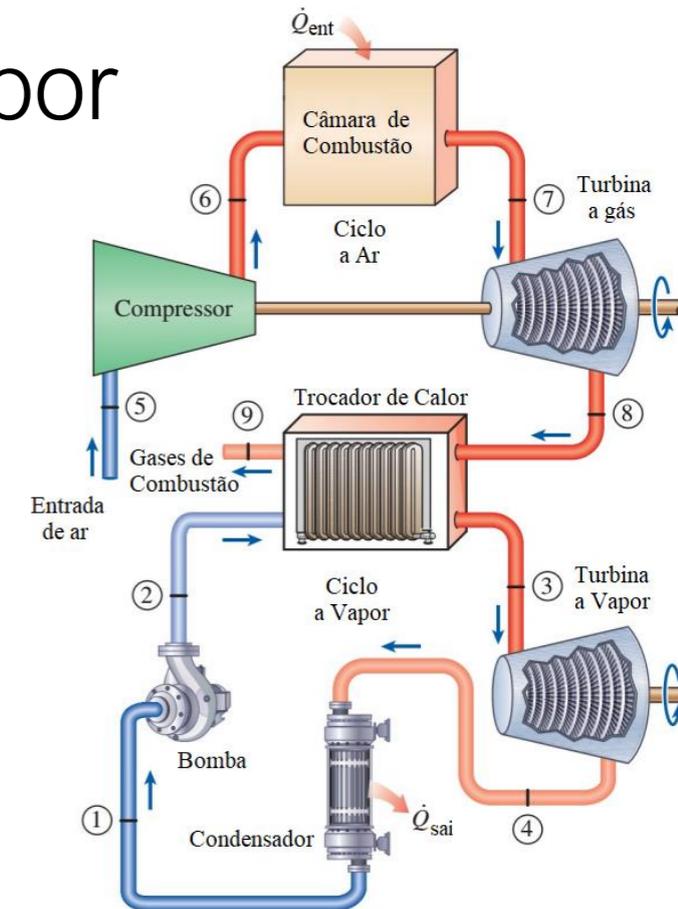
$$h_1 = 137,79 \text{ kJ/kg};$$

$$v_1 = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg};$$

Estado 2:  $P_2 = 8\text{MPa}$  e bombeamento isentrópico

$$w_{bomba} = (h_2 - h_1) = v_1 (p_2 - p_1) = 0,001005 \cdot (8000 - 5) = 8,03\text{kJ/kg}$$

$$\therefore h_2 = h_1 + w_{bomba} = 137,79 + 8,03 = 145,82\text{kJ/kg}$$





# Exercício 08

## Solução: Determinação das propriedades do Vapor

**Estado 3:**  $P_3 = 8\text{MPa}$  e  $T_3 = 500^\circ\text{C}$   
→ vapor superaquecido

∴ Da tabela de vapor superaquecido ⇒

$$h_3 = 3480,60 \text{ kJ/kg};$$

$$s_3 = 7,8672 \text{ kJ/kg.K};$$

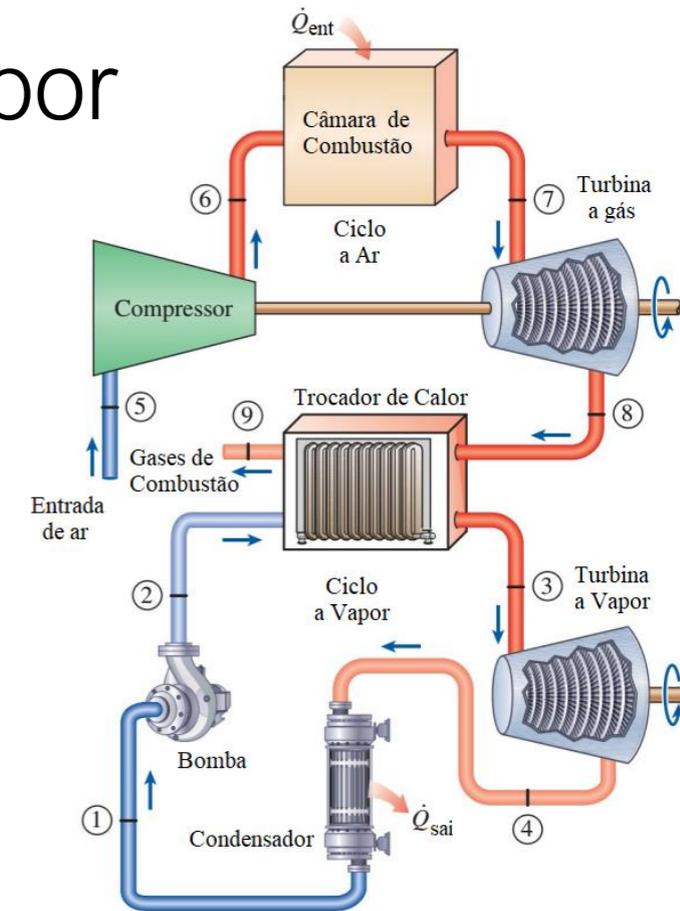
**Estado 4:**  $P_4 = 5\text{kPa}$  e expansão isentrópica ( $s_4 = s_3$ )

Da tabela de líquido/vapor saturado ⇒  $s_{l,4} = 0,4763$  e  $s_{v,4} = 8,3950$

Como  $s_{l,4} < s_4 < s_{v,4}$  temos mistura líquido vapor, e assim:

$$s_4 = s_3 = 7,8672 = x_4 s_{v,4} + (1 - x_4) s_{l,4} \Rightarrow x_4 = 0,933$$

$$\therefore h_4 = x_4 h_{v,4} + (1 - x_4) h_{l,4} \Rightarrow h_4 = 2399,79$$

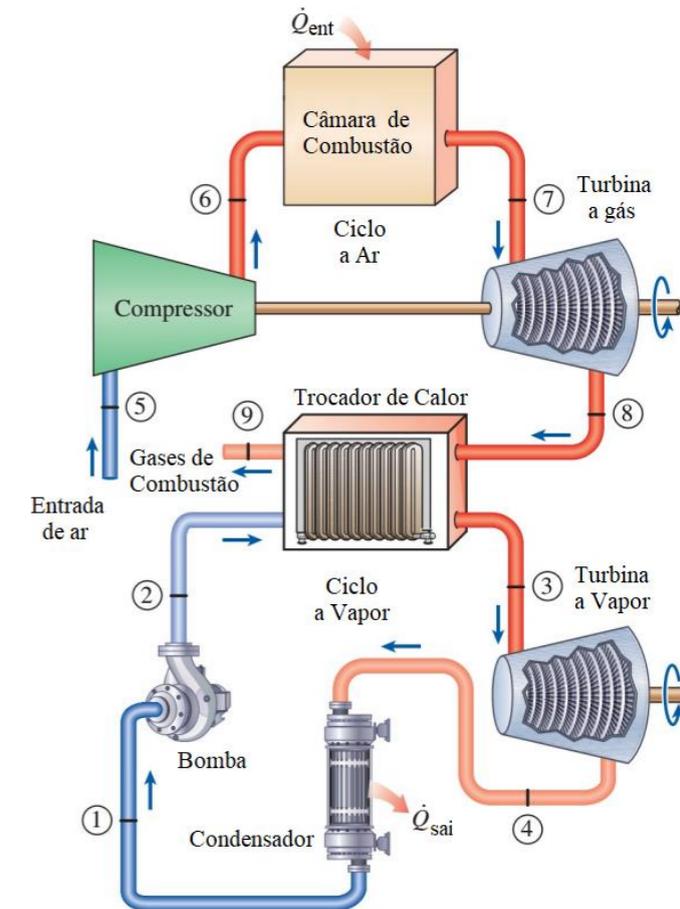




# Exercício 08

## Solução:

Ponto	P (kPa)	T	h (kJ/kg)
1	5	32,9°C	137,79
2	8000	33,1°C	145,82
3	8000	500°C	3480,60
4	5	32,9°C	2379,99
5	100	300K	300,47
6	800	540K	544,69
7	800	1300K	1395,89
8	100	770K	789,37
9	100	440K	441,94





# Exercício 08

## Solução:

a) A razão entre as vazões de ar e vapor pode ser obtida a partir do balanço de massa e da 1ª Lei aplicados ao trocador de calor

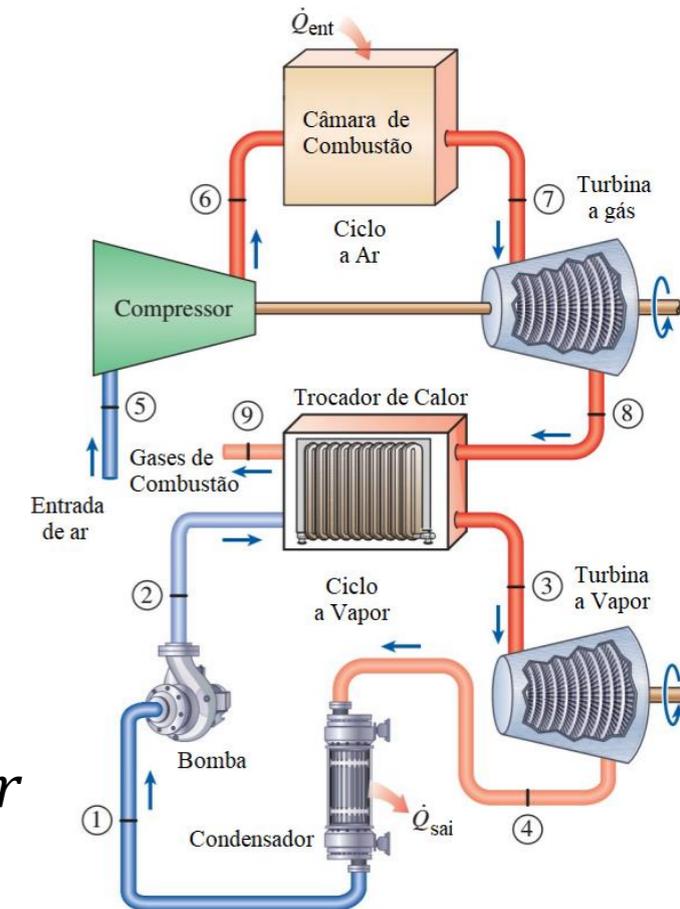
Balanço de massa no pré-aquecedor:  $\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{Ar}$

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

1ª Lei no pré-aquecedor:

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 \Rightarrow \dot{m}_{Ar} (h_8 - h_9) = \dot{m}_{Vapor} (h_3 - h_2)$$

$$\frac{\dot{m}_{Vapor}}{\dot{m}_{Ar}} = y = \frac{h_8 - h_9}{h_3 - h_2} = \frac{789,37 - 441,94}{3480,6 - 145,82} = 0,104$$





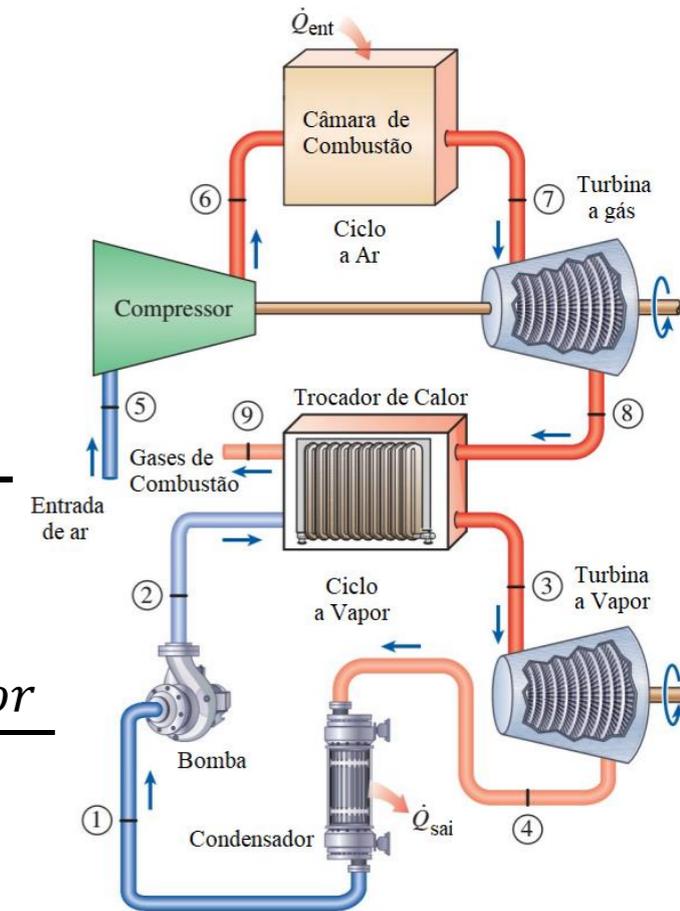
# Exercício 08

## Solução:

b) Eficiência térmica do ciclo combinado

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{líquido, total}}}{\dot{Q}_{\text{ent}}} = \frac{\dot{m}_{Ar} w_{\text{líquido, Ar}} + \dot{m}_{Vapor} w_{\text{líquido, Vapor}}}{\dot{m}_{Ar} q_{\text{câmara de combustão}}}$$

$$\eta = \frac{\dot{m}_{Ar} w_{\text{líquido, Ar}} + y w_{\text{líquido, Vapor}}}{\dot{m}_{Ar} q_{\text{câmara de combustão}}} = \frac{w_{\text{líquido, Ar}} + y w_{\text{líquido, Vapor}}}{q_{\text{câmara de combustão}}}$$



Para o ciclo a ar:

$$\text{Turbina: } w_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{m}_{Ar}} = h_7 - h_8 = 1395,89 - 789,37 = 606,52 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Compressor: } w_{\text{compressor}} = h_6 - h_5 = 244,22 \text{ kJ/kg}$$



# Exercício 08

## Solução:

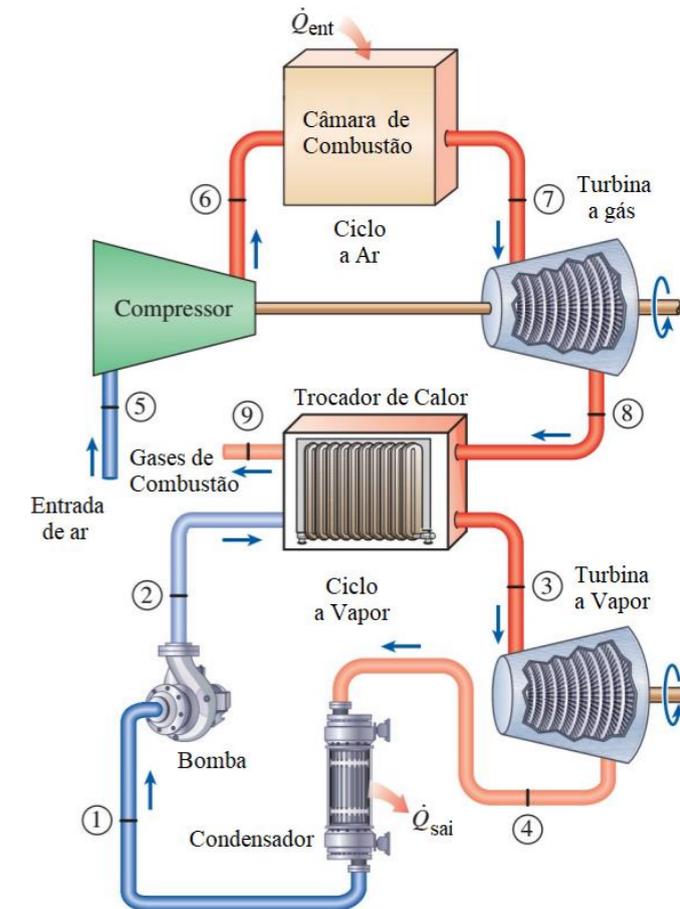
Para o ciclo a ar:

$$\begin{aligned}W_{\text{líquido, Ar}} &= W_{\text{turbina}} - W_{\text{compressor}} = 606,52 - 244,22 \\ &= 362,30 \text{ kJ/kg}_{AR}\end{aligned}$$

$$q_{\text{câmara de combustão}} = h_7 - h_6 = 851,20 \text{ kJ/kg}_{Ar}$$

Para o ciclo a vapor:

$$\begin{aligned}W_{\text{líquido, Vapor}} &= W_{\text{turbina, vapor}} - W_{\text{bomba}} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \\ &= (3480,6 - 2379,99) - 8,03 = 1092,58 \text{ kJ/kg}_{Vapor}\end{aligned}$$





# Exercício 08

## Solução:

Assim:

$$\eta = \frac{w_{\text{líquido,Ar}} + yw_{\text{líquido,Vapor}}}{q_{\text{câmara de combustão}}}$$
$$= \frac{362,30 + 0,104 \cdot 1092,58}{851,20}$$

$$\eta = 0,5591$$

