



Termodinâmica

Ciclos motores a ar

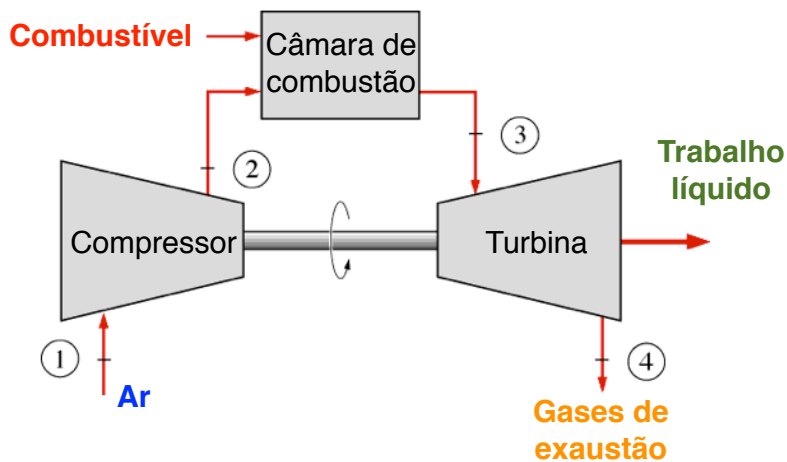
Ciclo padrão a ar



*Trata-se de um modelo simplificado para representar alguns sistemas de potência com processos complexos.

Exemplos:

- ◆ Motores de combustão interna de ignição por faísca (ciclo Otto);
- ◆ Motores de combustão interna de ignição por compressão (ciclo Diesel);
- ◆ Turbinas a gás (ciclo Brayton).



3

Hipóteses:

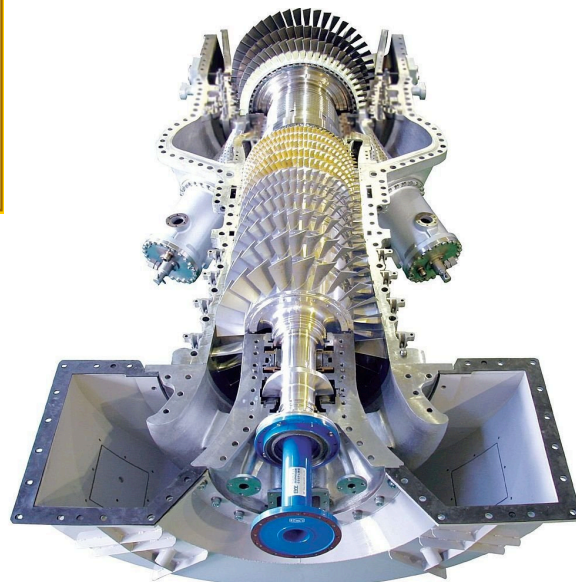
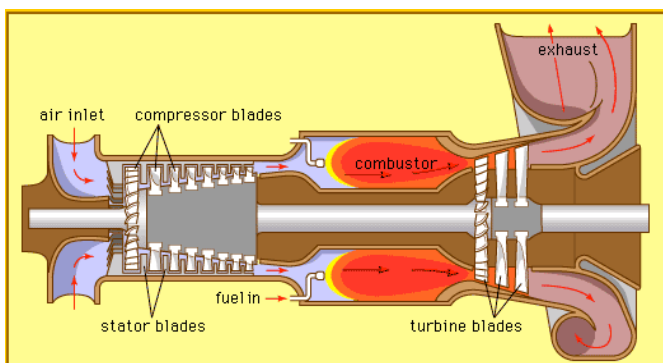
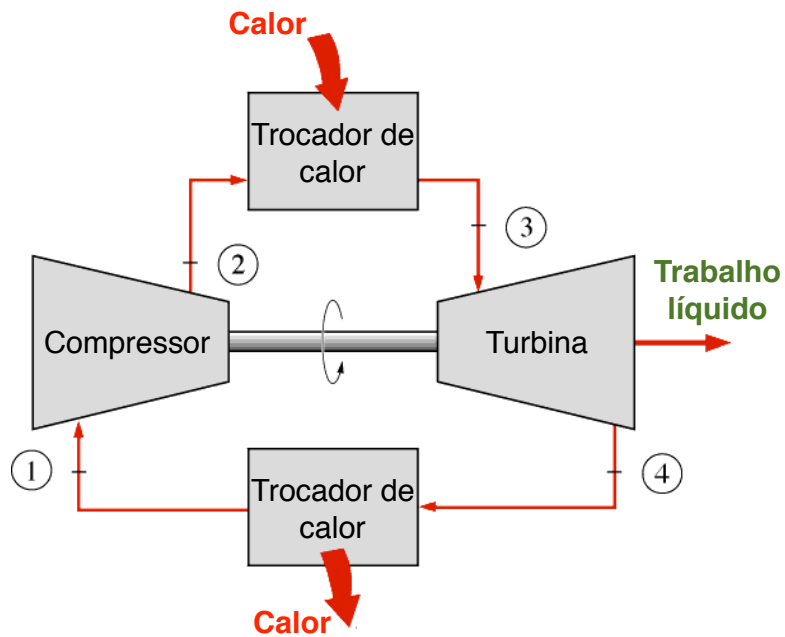
O fluido de trabalho é uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal com calores específicos constantes;

O processo de combustão é substituído por uma transferência de calor de uma fonte externa;

Os processos de admissão e descarga não existem;

Todos os processos são internamente reversíveis.

4



O ciclo de potência Brayton ideal é composto por quatro processos reversíveis:

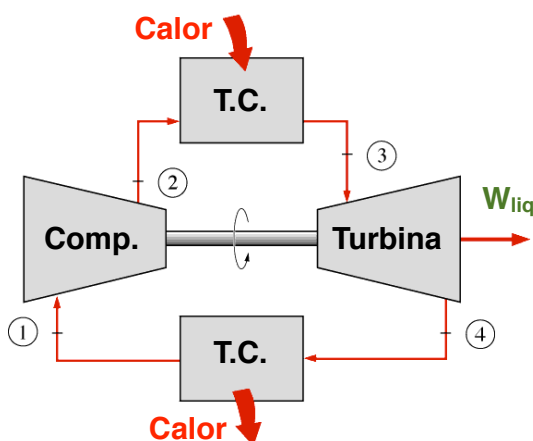
- Compressão isentrópica em um compressor;
- Fornecimento de calor a pressão constante em um aquecedor;
- Expansão isentrópica em uma turbina;
- Rejeição de calor a pressão constante em um trocador de calor.

7

Eficiência térmica (calores específicos constantes):

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_H}$$

$$\eta = \frac{\dot{m}c_p[(T_3 - T_4) + (T_1 - T_2)]}{\dot{m}c_p(T_3 - T_2)}$$

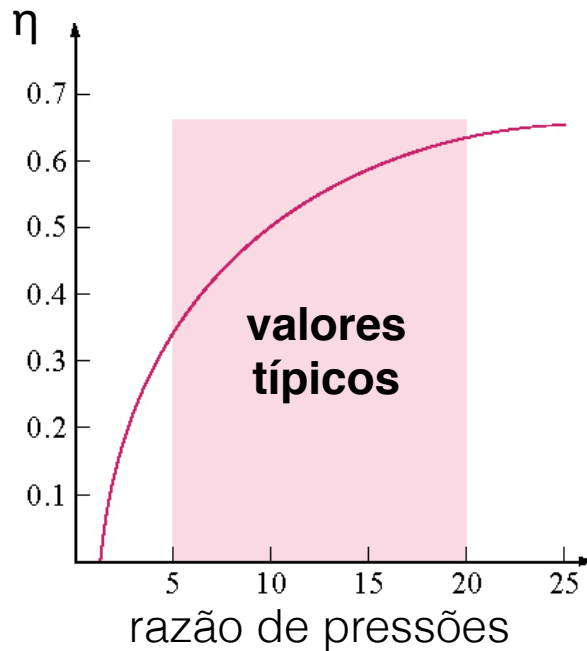


$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\text{com } r_p = \frac{P_2}{P_1}$$

8

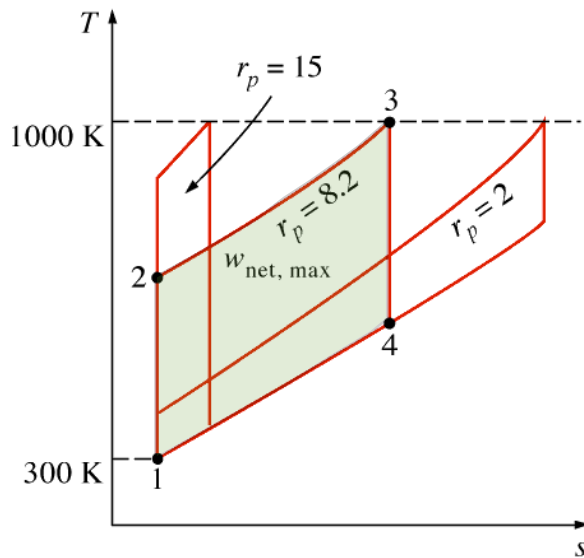
Eficiência térmica (calores específicos constantes):



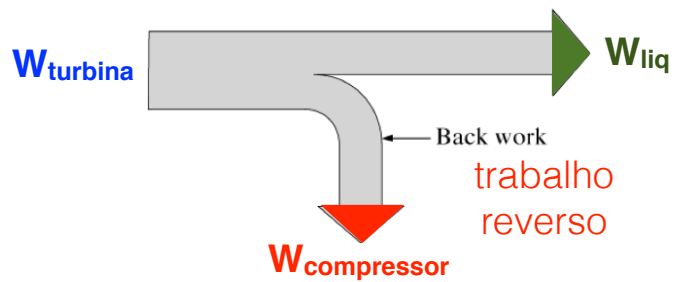
9

- ◆ A máxima temperatura do ciclo ocorre no final do processo de combustão (estado 3);
- ◆ A máxima temperatura é limitada pela resistência do material das palhetas (1700 K, valor atual);
- ◆ Essa restrição também limita a razão máxima de pressão;
- ◆ Para uma temperatura T_3 fixa na entrada da turbina, o trabalho líquido cresce, passa por um máximo e depois decresce (veja a figura a seguir).

Eficiência térmica X trabalho líquido

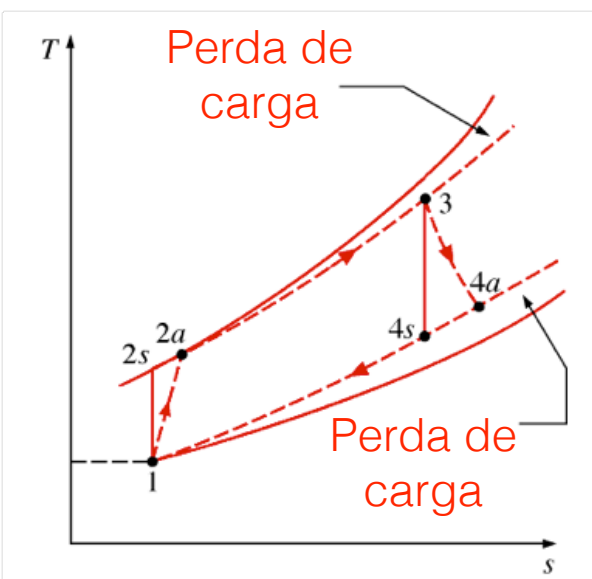


- ◆ Menores trabalhos líquidos resultam na necessidade de maiores vazões mássicas e, portanto, maiores instalações;
- ◆ Uma parcela significativa do trabalho é usada para acionar o compressor.



11

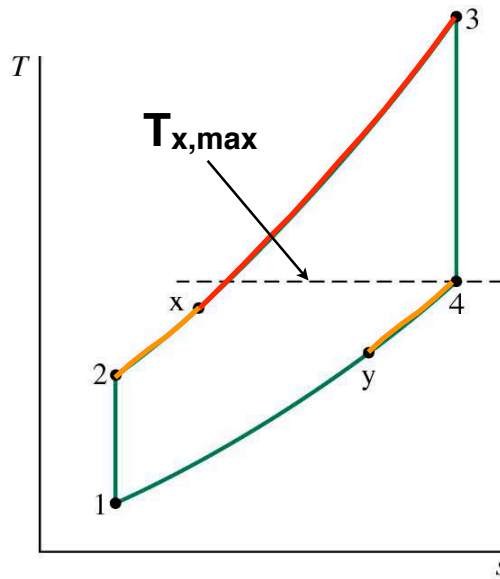
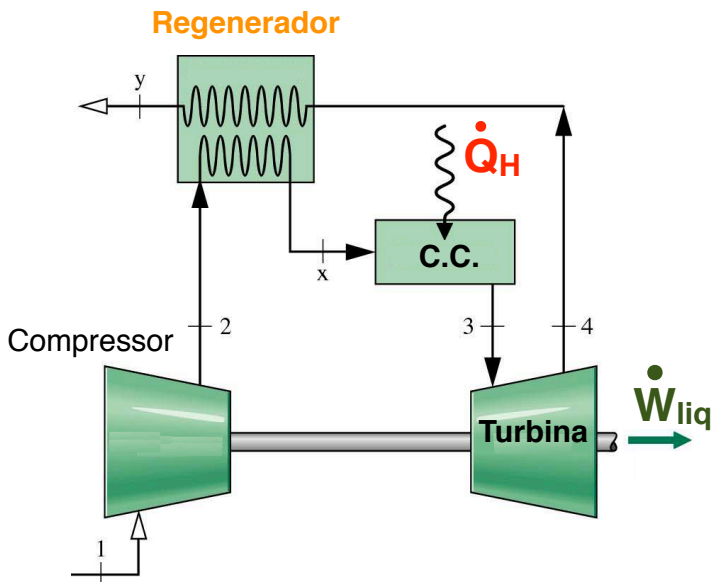
Desvios do comportamento ideal



$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_{2a})}$$

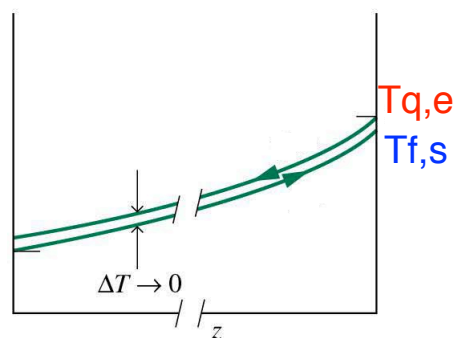
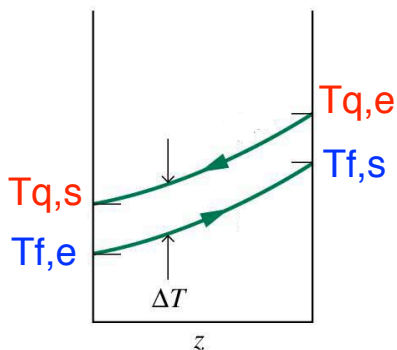
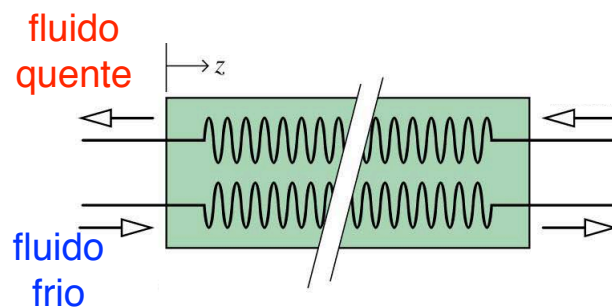
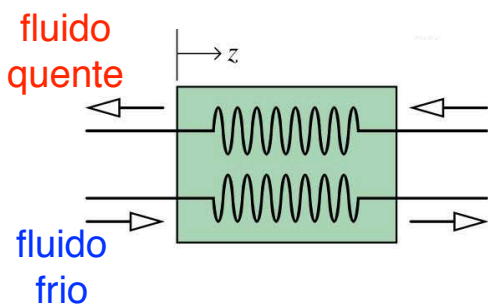
$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_{4a})}{(h_3 - h_{4s})}$$

12



$$\eta_{\text{reg}} = \frac{(h_x - h_2)}{(h_4 - h_2)} \quad 60 \text{ a } 80\%$$

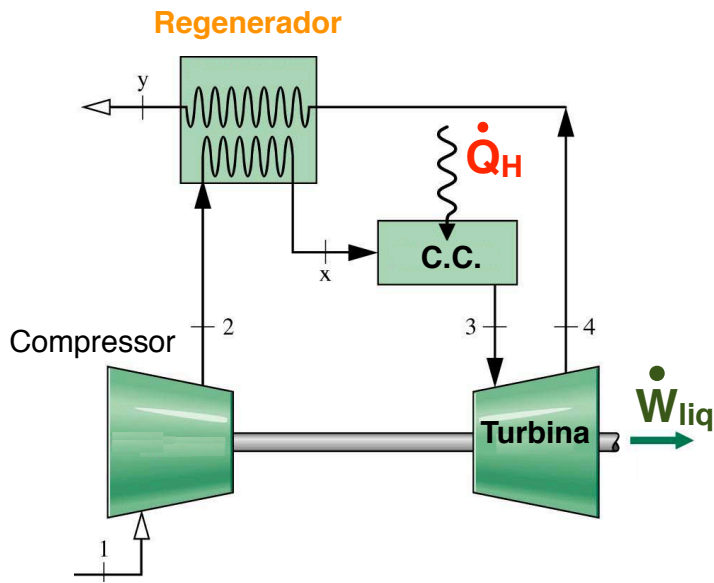
Trocador de calor contracorrente



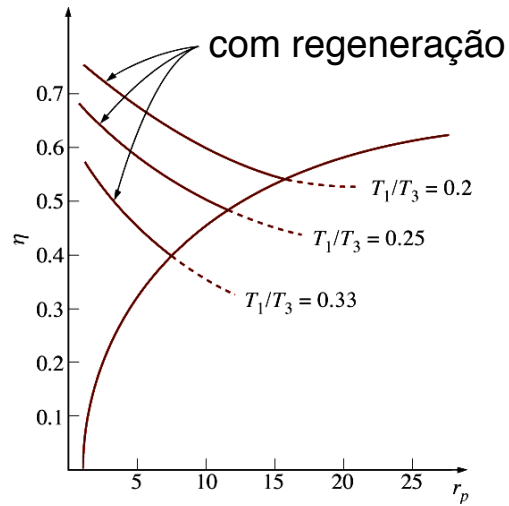
Ciclo Brayton regenerativo



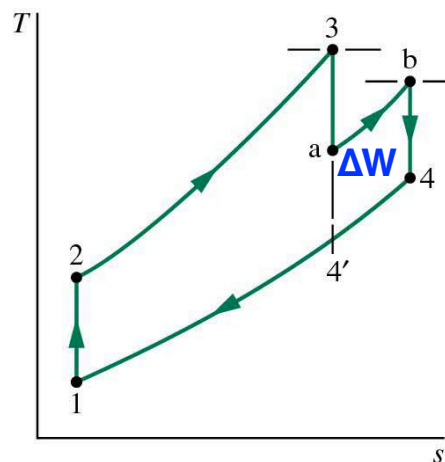
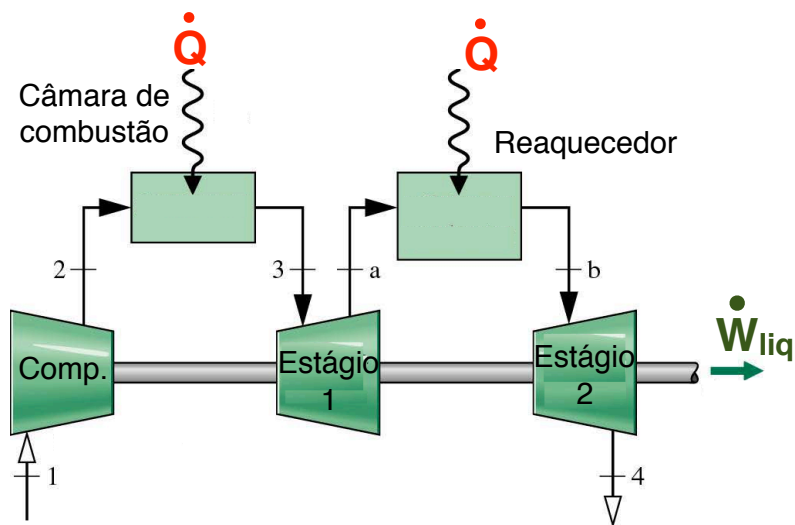
Eficiência com regenerador ideal

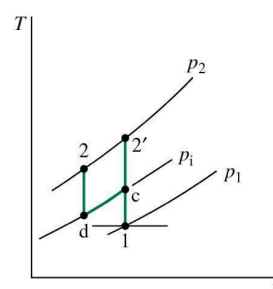
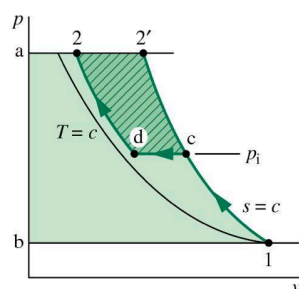
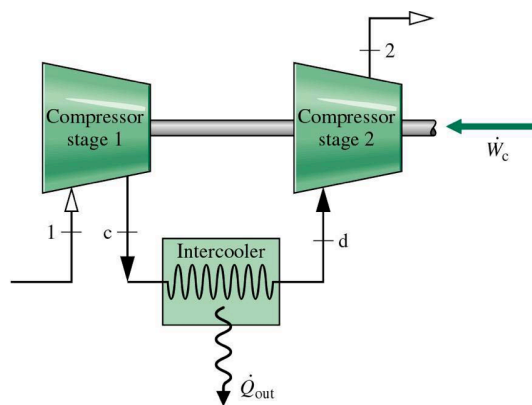
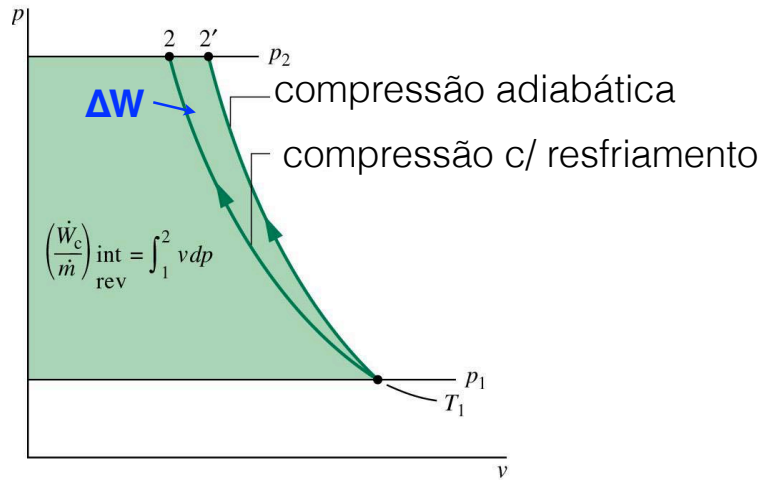


$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} r_p^{\frac{k-1}{k}}$$



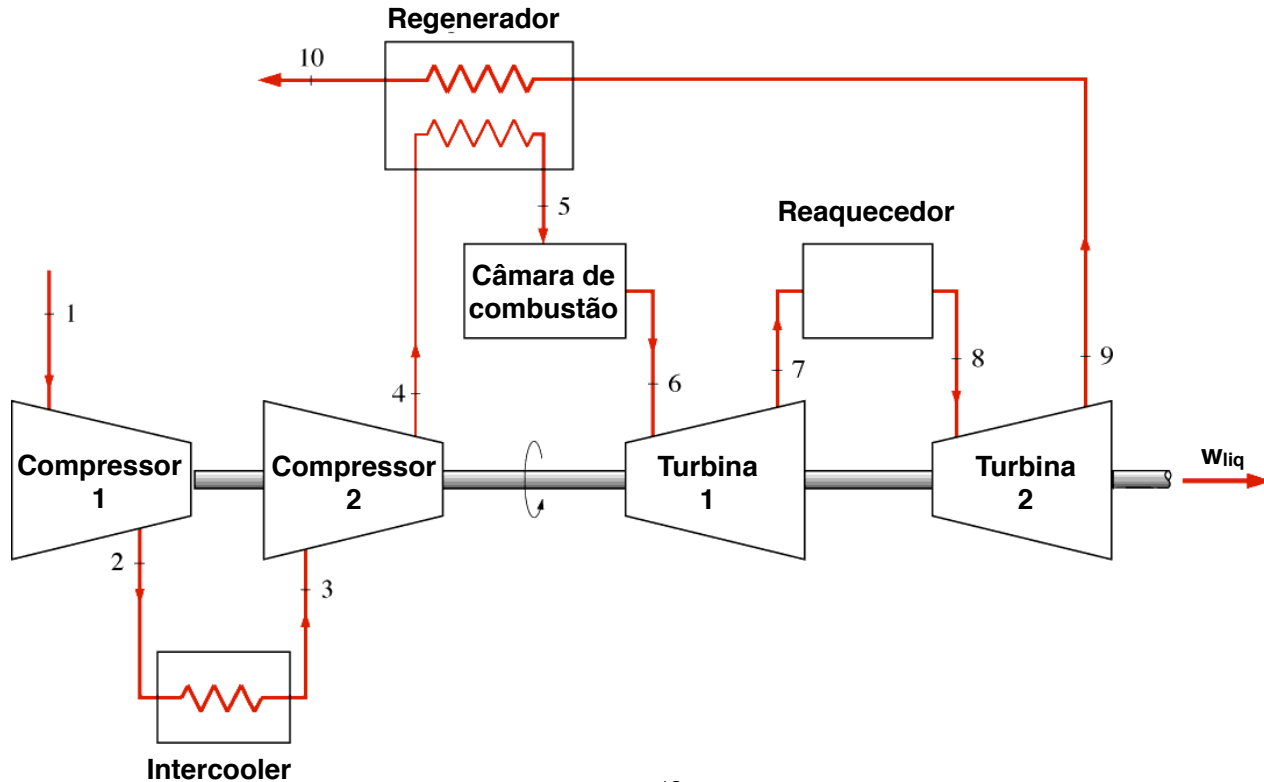
Ciclo Brayton com reaquecimento



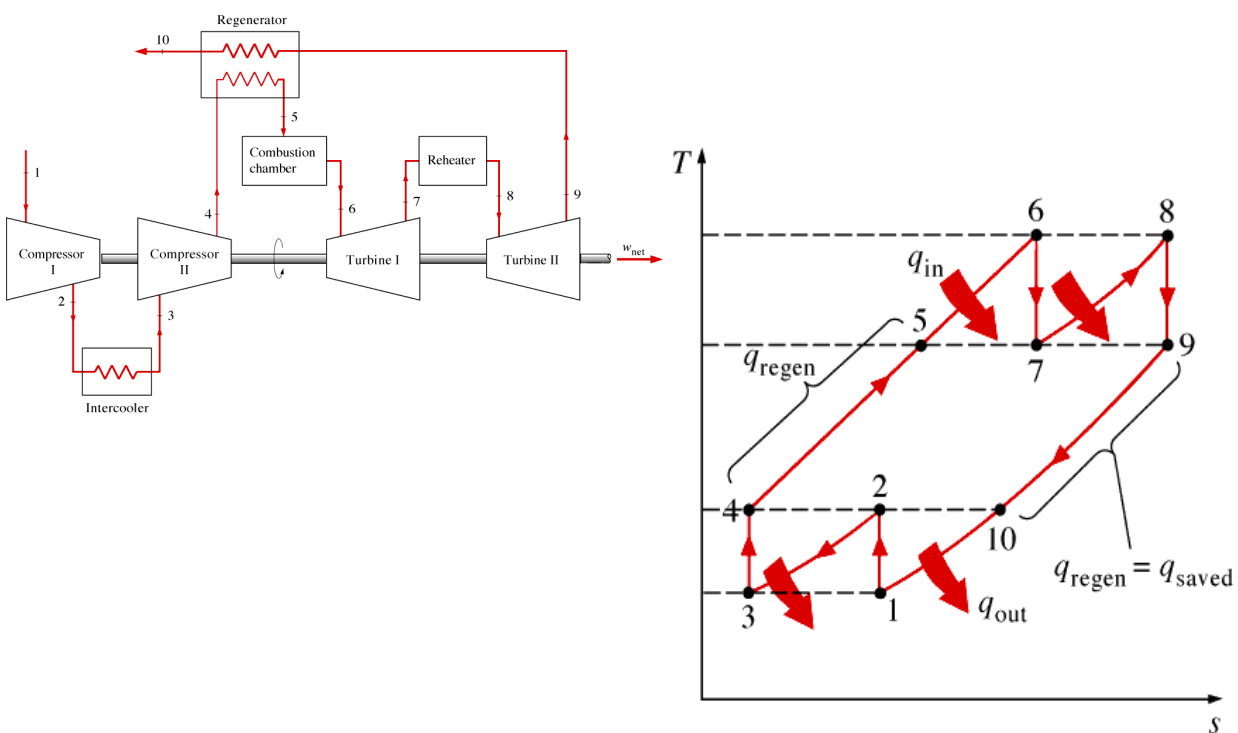


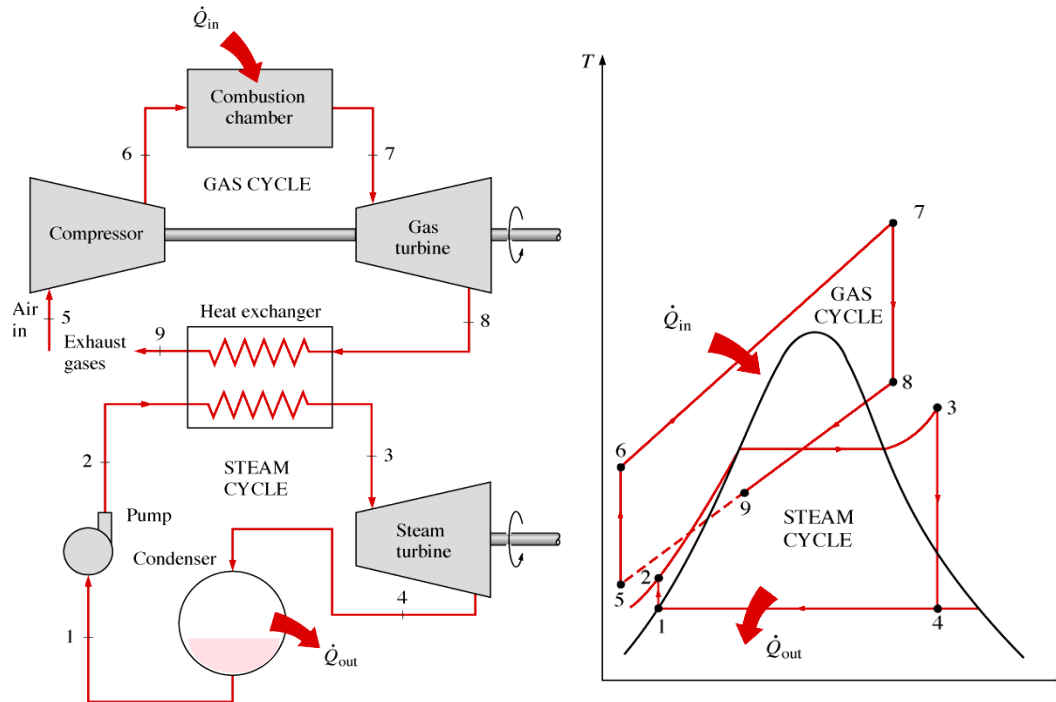
Menor T_2

Brayton com intercooler, regenerador e reaquecedor



Brayton com intercooler, regenerador e reaquecedor





21

Exercícios

1) Considere um ciclo de turbina a gás ideal com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão. A razão de pressão em cada estágio do compressor e da turbina é de 3. O ar entra em cada estágio do compressor a 300K e em cada estágio da turbina a 1200K. Considerando calores específicos variáveis, pede-se: **(a)** o esquema da instalação com e sem regenerador, **(b)** a representação do ciclo com e sem regenerador em um diagrama T-s, **(c)** a relação entre a potência necessária para acionar o compressor e a potência desenvolvida pela turbina, assim como o rendimento térmico do ciclo para o caso em que não há um regenerador, e **(d)** a relação entre a potência necessária para acionar o compressor e a potência desenvolvida pela turbina, assim como o rendimento térmico para o caso em que há um regenerador com eficiência de 75%.

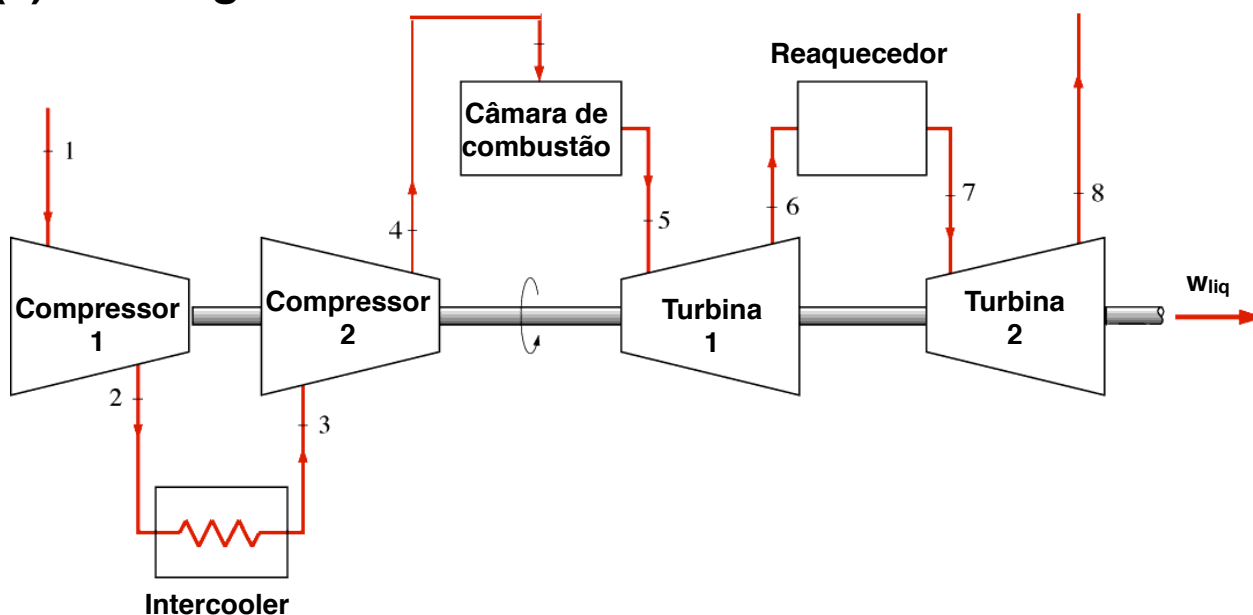
22

Solução

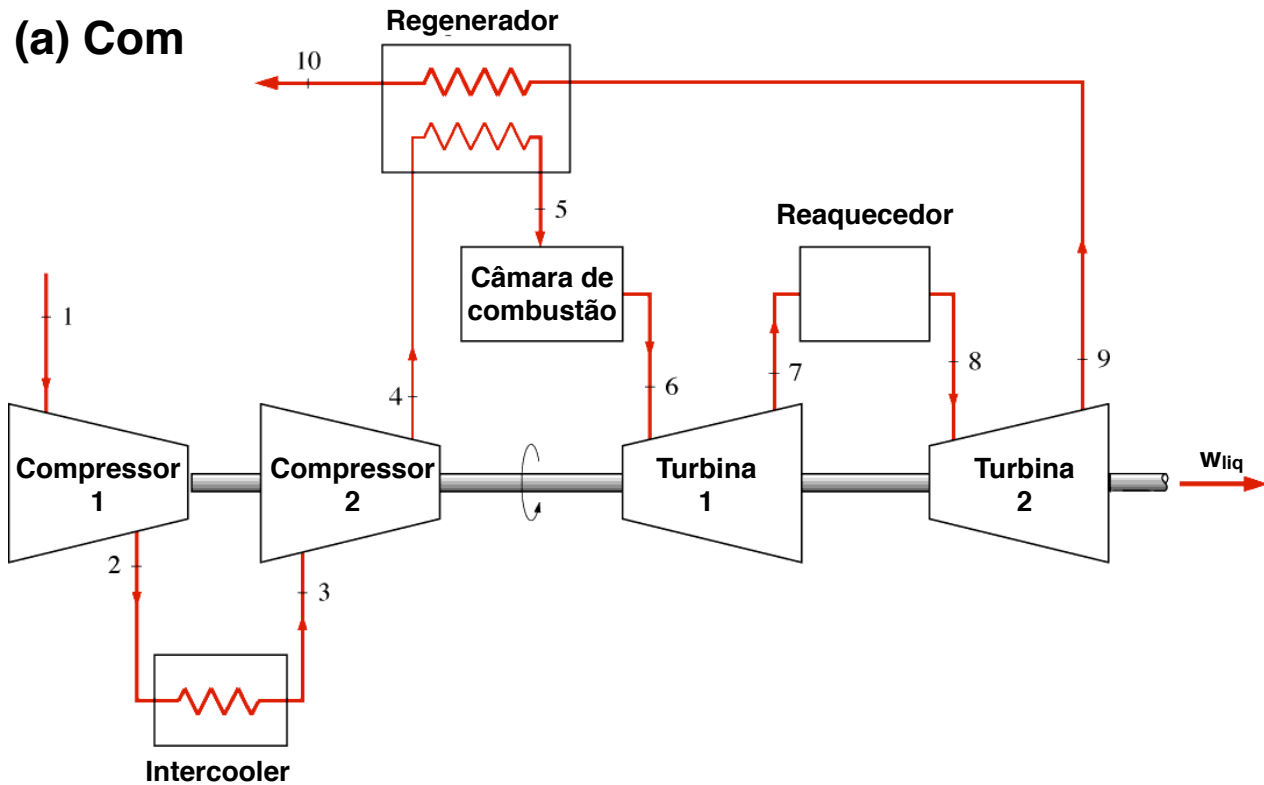
Hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Compressores adiabáticos reversíveis;
4. Ciclo padrão a ar;
5. Gás ideal com calores específicos variáveis.

(a) Sem regenerador



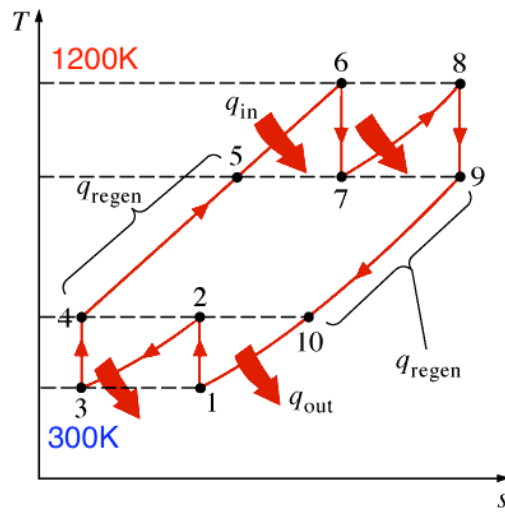
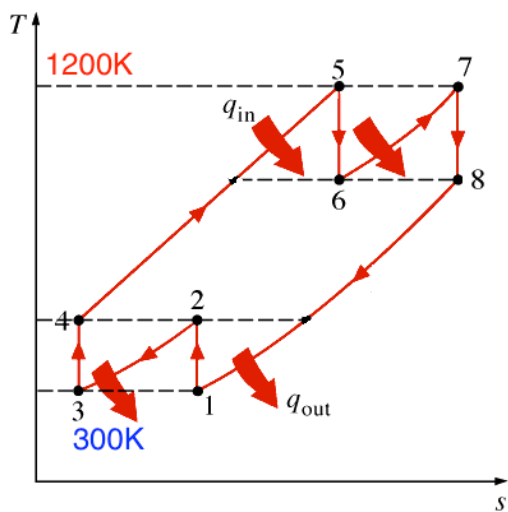
(a) Com



25

(b) Sem regenerador

(b) Com regenerador



26

(c) Sem regenerador

◆ Estado 1: $T_1 = 300\text{K}$

$$h_1 = h_3 = 300,47\text{kJ/kg}$$

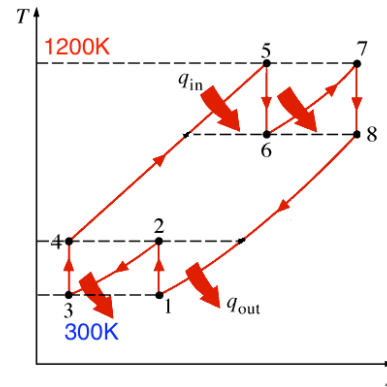
$$s_1^T = 6,86926\text{kJ/kgK}$$

◆ Estado 2: $s_2 = s_1$

$$\therefore s_2 - s_1 = s_2^T - s_1^T - R \ln P_2/P_1 = 0$$

$$s_2^T = s_1^T + R \ln P_2/P_1 = 6,86926 + 0,287 \cdot \ln 3$$

$$s_2^T = 7,18\text{kJ/kgK}$$



Propriedades do ar (gás ideal)

Interpolando, $T_2 = 410\text{K}$ e $h_2 = 412\text{kJ/kg}$

Note que, $T_4 = T_2$ e $h_4 = h_2$

T / (K)	h / (kJ/kg)	s_0^T / (kJ/kgK)
400	401,30	7,15926
420	421,59	7,20875

(c) Sem regenerador

◆ Estado 5: $T_5 = 1200\text{K}$

$$h_5 = h_7 = 1277,81\text{kJ/kg}$$

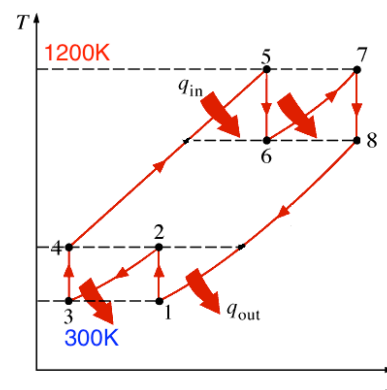
$$s_5^T = 8,34596\text{kJ/kgK}$$

◆ Estado 6: $s_6 = s_5$

$$\therefore s_6 - s_5 = s_6^T - s_5^T - R \ln P_6/P_5 = 0$$

$$s_6^T = s_5^T + R \ln P_6/P_5 = 8,34596 + 0,287 \cdot \ln(1/3)$$

$$s_6^T = 8,03\text{kJ/kgK}$$



Propriedades do ar (gás ideal)

Interpolando, $T_6 = 912\text{K}$ e $h_6 = 947\text{kJ/kg}$

Note que, $T_8 = T_6$ e $h_8 = h_6$

T / (K)	h / (kJ/kg)	s_0^T / (kJ/kgK)
900	933,15	8,01581
950	989,44	8,07667

(c) Sem regenerador

◆ **Trabalho específico para acionar os compressores:**

$$w_c = 2(h_2 - h_1) = 2(412 - 300,47) = 223 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Trabalho específico nas turbinas:**

$$w_T = 2(h_5 - h_6) = 2(1277,81 - 947) = 662 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Calor fornecido ao ciclo:**

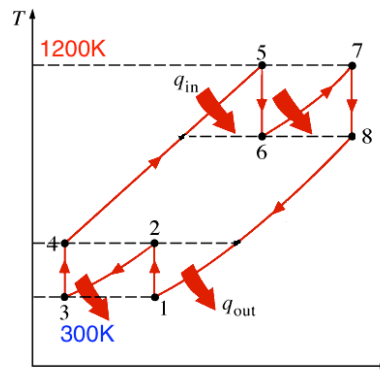
$$q_{in} = (h_5 - h_4) + (h_7 - h_6) = 1277,81 - 412 + 1277,81 - 947 = 1197 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Back work:**

$$r_{bw} = w_c / w_T = 223 / 662 = 0,337$$

◆ **Rendimento térmico:**

$$\eta_t = (w_T - w_c) / q_{in} = (662 - 223) / 1197 = 0,367$$



(c) Com regenerador

◆ **Os trabalhos específicos nos compressores e turbinas permanecem iguais, logo:**

$$r_{bw} = 0,337$$

◆ **Calor no regenerador:**

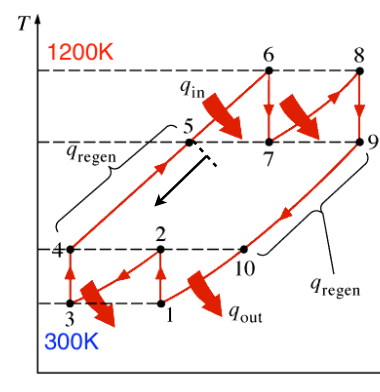
$$\eta_{reg} = \frac{q_{reg}}{(h_9 - h_4)} \rightarrow q_{reg} = \eta_{reg} (h_9 - h_4) = 0,75 (947 - 412) = 401 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Calor na câmara de combustão:**

$$q_{in} = q_{in, anterior} - q_{reg} = 1197 - 401 = 796 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Rendimento térmico:**

$$\eta_t = (w_T - w_c) / q_{in} = (662 - 223) / 796 = 0,552$$



Vamos repetir os cálculos considerando calores específicos constantes ($c_{p0} = 1,004$ e $c_{v0} = 0,717$ kJ/kgK, 300K)...

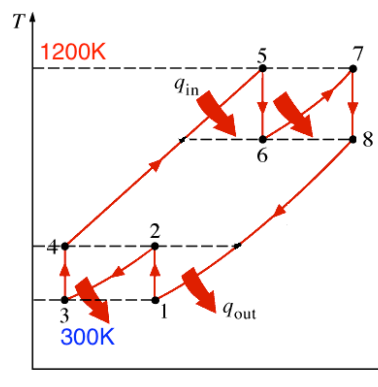
(c) Sem regenerador

◆ Estado 1: $T_1 = 300$ K

◆ Estado 2: $s_2 = s_1$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rightarrow \frac{T_2}{T_1} = 3^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_2 = 411$$
K



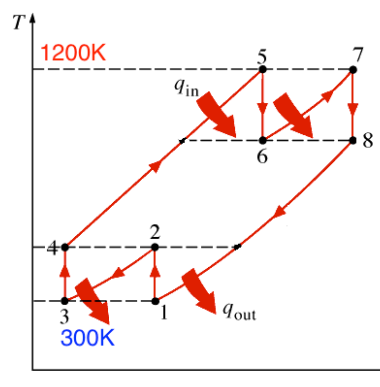
(c) Sem regenerador

◆ Estado 5: $T_5 = 1200$ K

◆ Estado 6: $s_6 = s_5$

$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rightarrow \frac{T_6}{T_5} = 1/3^{\frac{1,4-1}{1,4}} \rightarrow T_6 = 877$$
K



(c) Sem regenerador

◆ **Trabalho específico para acionar os compressores:**

$$w_c = 2(h_2 - h_1) = 2c_{p0}(T_2 - T_1) = 223 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Trabalho específico nas turbinas:**

$$w_T = 2(h_5 - h_6) = 2c_{p0}(T_5 - T_6) = 649 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Calor fornecido ao ciclo:**

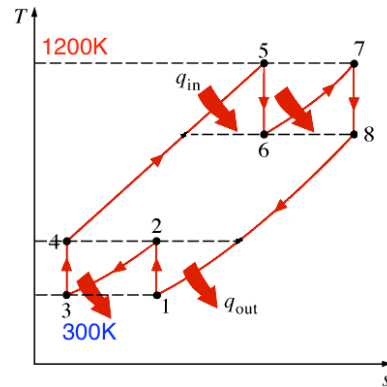
$$q_{in} = (h_5 - h_4) + (h_7 - h_6) = c_{p0}(T_5 - T_4 + T_7 - T_6) = 1116 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Back work:**

$$r_{bw} = w_c / w_T = 223 / 649 = 0,343$$

◆ **Rendimento térmico:**

$$\eta_t = (w_T - w_c) / q_{in} = (649 - 223) / 1116 = 0,382$$



Pequena diferença!

(c) Com regenerador

◆ **Calor no regenerador:**

$$\eta_{reg} = \frac{q_{reg}}{(h_9 - h_4)}$$

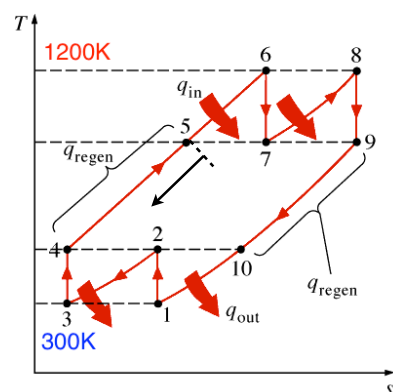
➡ $q_{reg} = \eta_{reg} c_{p0}(T_9 - T_4) = 351 \text{ kJ/kg}$

◆ **Calor na câmara de combustão:**

$$q_{in} = q_{in, anterior} - q_{reg} = 1116 - 351 = 765 \text{ kJ/kg}$$

◆ **Rendimento térmico:**

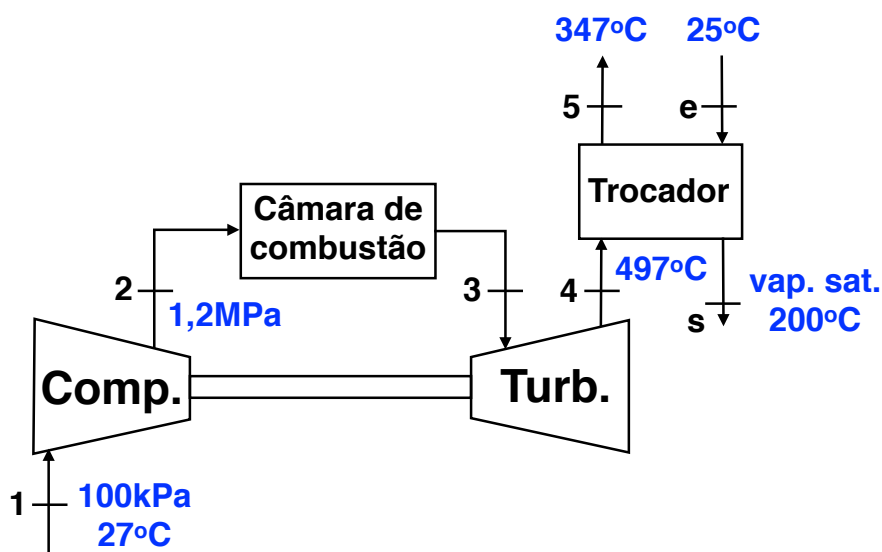
$$\eta_t = (w_T - w_c) / q_{in} = (649 - 223) / 796 = 0,557$$



2) Uma planta de cogeração é composta basicamente por uma turbina a gás e um trocador de calor para produção de vapor. A planta opera segundo um ciclo simples de Brayton entre as pressões de 100kPa e 1200kPa. Ar entra no compressor a 27°C. Os gases de combustão deixam a turbina a 497°C e o trocador de calor a 347°C. Água líquida entra no trocador a 25°C deixando-o como vapor saturado a 200°C. A potência líquida produzida no ciclo é de 800kW. Assumindo uma eficiência isentrópica de 82% para o compressor e para a turbina e considerando calores específicos variáveis, determine:

- (a) temperatura do ar na entrada da turbina;
- (b) a relação entre a potência do compressor e da turbina e o rendimento térmico do ciclo não considerando o calor trocado como energia útil;
- (c) a vazão mássica de ar;
- (d) a taxa de produção de vapor no trocador de calor.

Esquema:





Solução

Hipóteses:

1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Ciclo padrão a ar;
4. Gás ideal com calores específicos variáveis.



Solução (a)

◆ **Estado 1:** $T_1 = 27^\circ\text{C}$ (300K) e $P_1 = 100\text{kPa}$

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

$$s_1 = s_1^T = 6,86926\text{kJ/kgK}$$

◆ **Estado 2:** $P_2 = 1200\text{kPa}$ e $s_{2s} = s_1$

$$\therefore s_{2s} - s_1 = s_{2s}^T - s_1^T - R \ln P_2/P_1 = 0$$

$$s_{2s}^T = s_1^T + R \ln P_2/P_1 = 6,86926 + 0,287 \cdot \ln 12$$

$$s_{2s}^T = 7,58\text{kJ/kgK}$$

Propriedades do ar (gás ideal)

T / (K)	h / (kJ/kg)	s_0^T / (kJ/kgK)
600	607,32	7,57638
620	628,38	7,61090

$$T_{2s} \approx 603\text{K} \text{ e } h_{2s} \approx 611\text{kJ/kg}$$

$$\eta_{s,c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad h_2 = 679\text{kJ/kg}$$



Solução (a)

◆ **Estados 3 e 4:** $T_4 = 497^\circ\text{C}$ (770K) e $P_4 = 100\text{kPa}$

$$h_4 = 789,37\text{kJ/kg} \text{ e } s_4 = s_4^T = 7,8432\text{kJ/kgK}$$

$$\eta_{s,T} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad 0,82 = \frac{h_3 - 789,37}{h_3 - h_{4s}} \quad \text{Eq. 1}$$

Problema iterativo!

$$s_3 = s_{4s} = s_{4s}^T - R \ln P_4 / P_{\text{ref}} = s_{4s}^T \quad \text{Eq. 2}$$

$$s_3 = s_3^T - R \ln P_3 / P_{\text{ref}} \Rightarrow s_3^T = s_3 + 0,287 \ln 12 \quad \text{Eq. 3}$$

Processo iterativo					
palpite	tabela	Eq. 1	tabela	Eq. 2 e 3	Tabela
$T_3 / (\text{K})$	$h_3 / (\text{kJ/kg})$	$h_{4s} / (\text{kJ/kg})$	$s_{4s}^T / (\text{kJ/kgK})$	$s_3^T / (\text{kJ/kgK})$	$T_3 / (\text{K})$
1200	1277,81	682,2	7,69	8,40	1256
1256	1344	667,6	7,67	8,38	1235
1246	1332	670,3	7,68	8,39	1246



Solução (b)

◆ **Trabalho específico para acionar o compressor:**

$$w_c = (h_2 - h_1) = 679 - 300,47 = 378\text{kJ/kg}$$

◆ **Trabalho específico nas turbinas:**

$$w_T = (h_3 - h_4) = 1332 - 789,37 = 543\text{kJ/kg}$$

◆ **Back work:**

$$r_{bw} = w_c / w_T = 378 / 543 = 0,696$$

◆ **Calor fornecido ao ciclo:**

$$q_{in} = (h_3 - h_2) = 1332 - 679 = 653\text{kJ/kg}$$

◆ **Rendimento térmico:**

$$\eta_t = (w_T - w_c) / q_{in} = (543 - 378) / 653 = 0,277$$



Solução (c)

◆ Potência líquida e vazão mássica

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{W}}{(w_T - w_c)} \quad \dot{m}_{ar} = \frac{800}{(543 - 378)} \quad \dot{m}_{ar} = 4,84 \text{ kg/s}$$



Solução (d)

◆ balanço de energia no trocador de calor:

$$\dot{m}_{ar}(h_4 - h_5) = \dot{m}_{\text{água}}(h_s - h_e)$$

◆ Estado 5: $T_5 = 620\text{K}$, assim $h_5 = 628,38\text{kJ/kg}$

◆ Estado s: $T_s = 200^\circ\text{C}$ e $P_{\text{sat}} = 1553,8\text{kPa}$, assim $h_v = 2793,18\text{kJ/kg}$

◆ Estado e: $T_e = 25^\circ\text{C}$ e $P_e = 1553,8\text{kPa}$, $h_e = u_l(T_e) + P_e v_e$

$$h_e = 104,86 + 1553,8 \cdot 0,001003 = 106,4\text{kJ/kg}$$

$$4,84(789,37 - 628,38) = \dot{m}_{\text{água}}(2793,18 - 106,4)$$

$$\dot{m}_{\text{água}} = 0,27\text{kg/s}$$