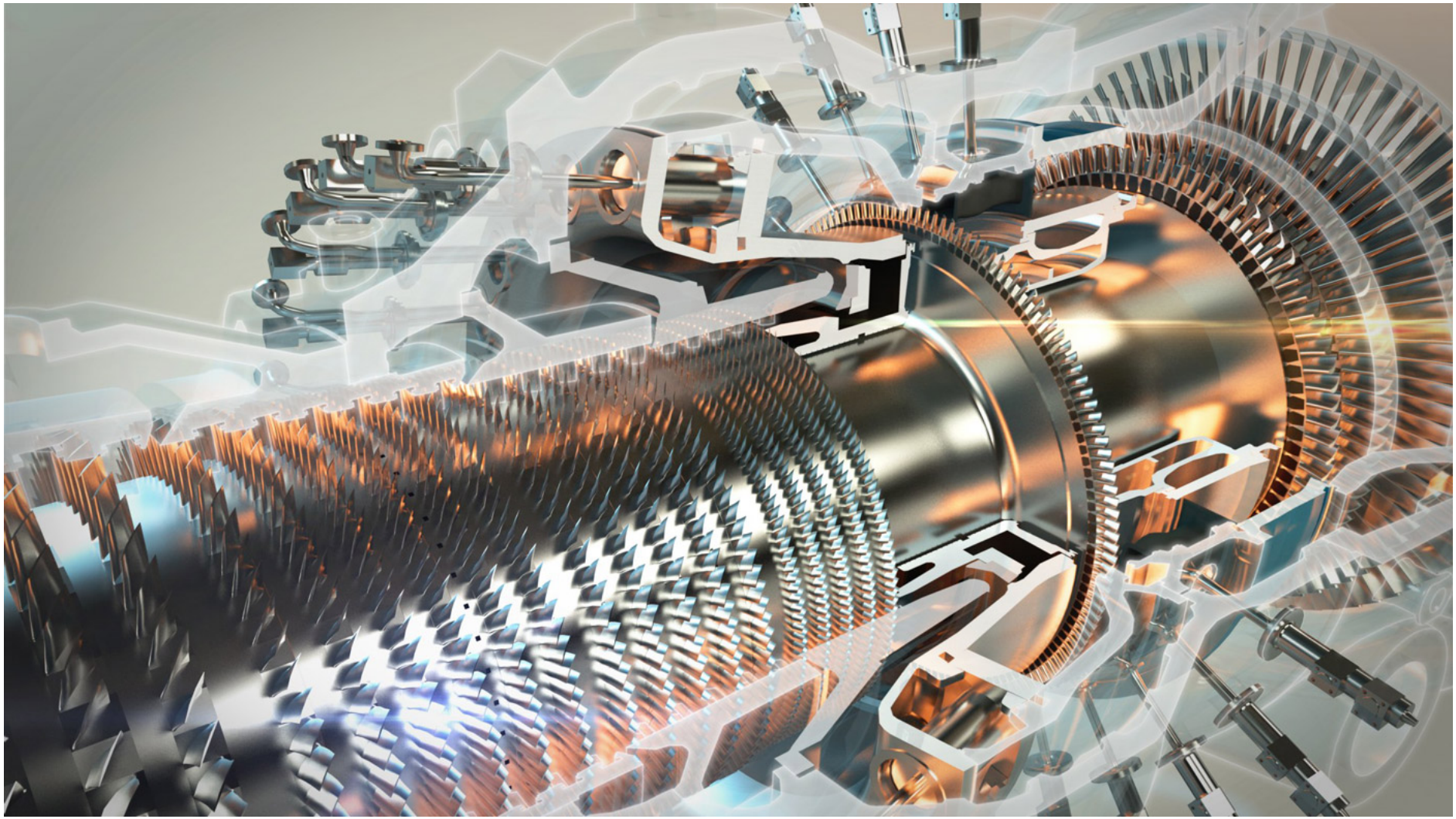
Termodinâmica

11) Ciclos motores a ar

Ciclo Brayton

Exemplos

✦Turbinas a gás



Fonte:http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/power-generation/gas-power/gas-turbines/gt24-gt26-gas-turbines/

Exemplos

✦Motor de combustão interna ciclo Otto

Fonte:http://www.plasmajetignition.com/plasma_applications.php

Exemplos

✦Motor de combustão interna ciclo Diesel

Fonte:http://megaanswers.com/why-do-diesel-internal-combustion-engines-require-no-spark-plug-to-ignite-the-fuel-unlike-petrol-engines/

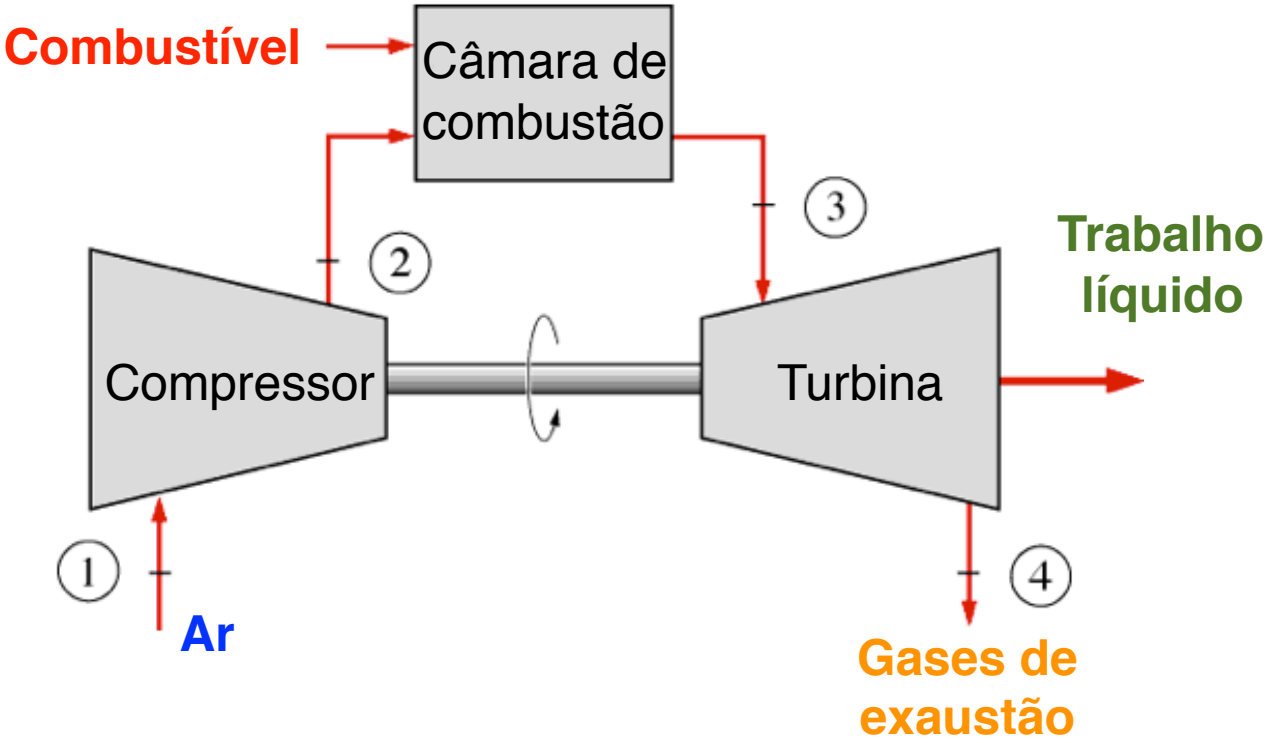
Ciclo padrão a ar

✳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**).

Ciclo Brayton



Engenheiro norte-americano
1830 – 1892

Ciclo padrão a ar

Hipóteses:

★O fluido de trabalho é uma quantidade fixa de ar modelado como gás ideal com calores específicos constantes, circulando em circuito fechado;

★Os processos que compõem o ciclo são internamente reversíveis;

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

★O processo de exaustão é substituído por uma rejeição de calor que restaura o fluido de trabalho ao seu estado inicial

★Os processos de admissão e descarga não existem;

Relações válidas para ciclos padrão ar

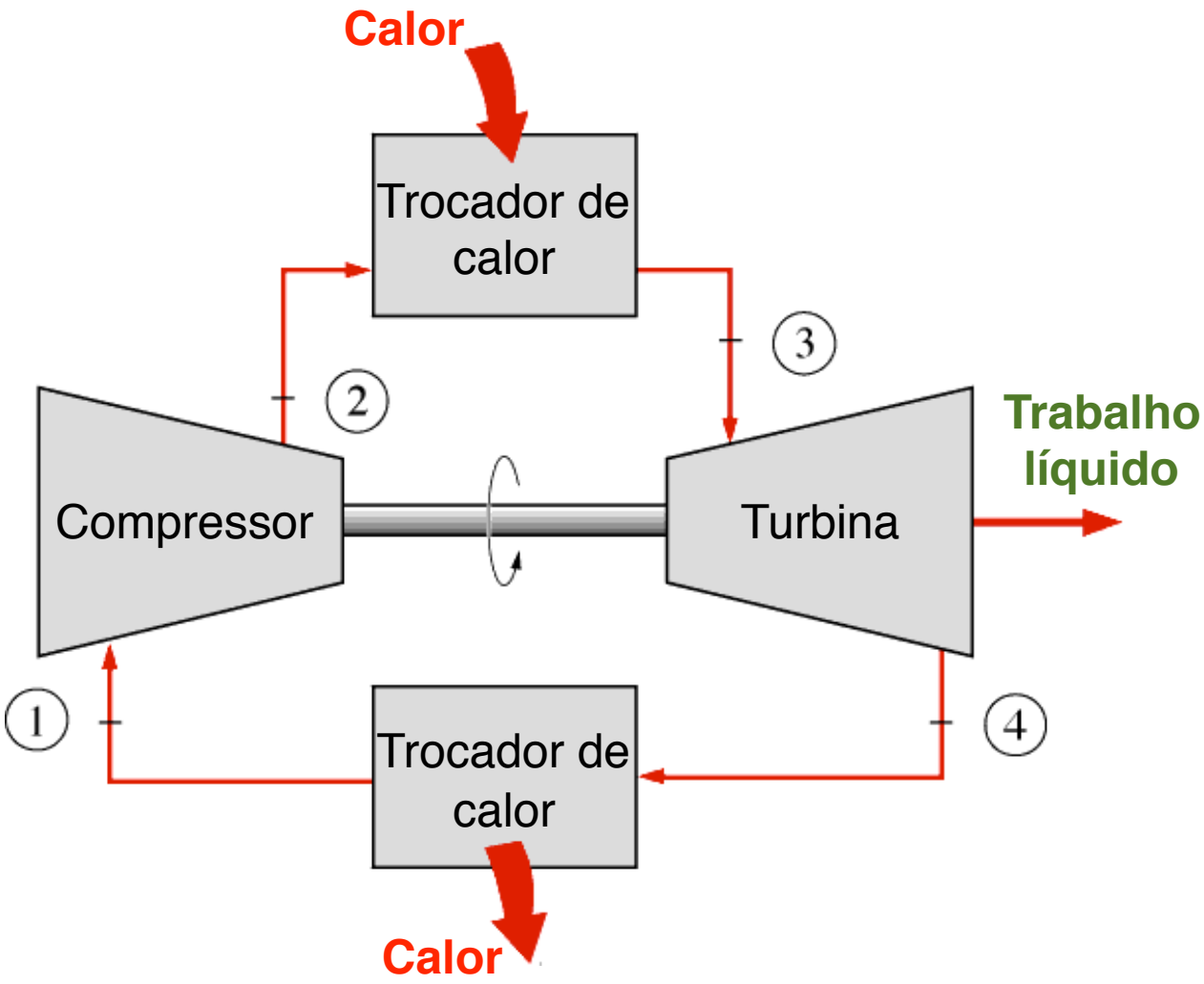
Para um gás ideal com c_p e c_v constantes em um processo isentrópico ($\Delta s = 0$):

$$0 = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1} \quad \rightarrow \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

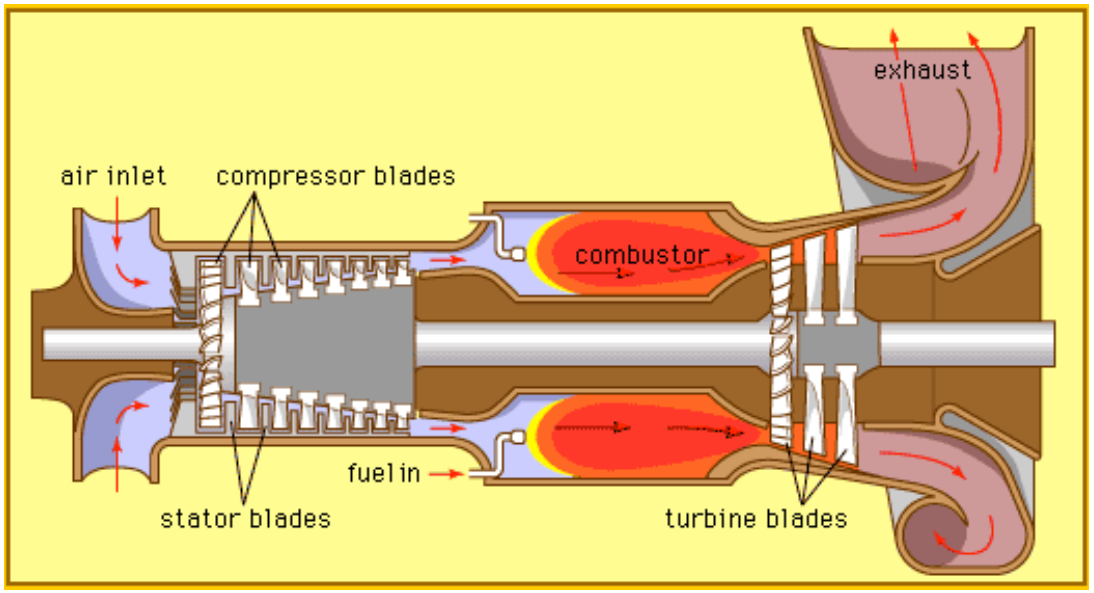
$$0 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \quad \rightarrow \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

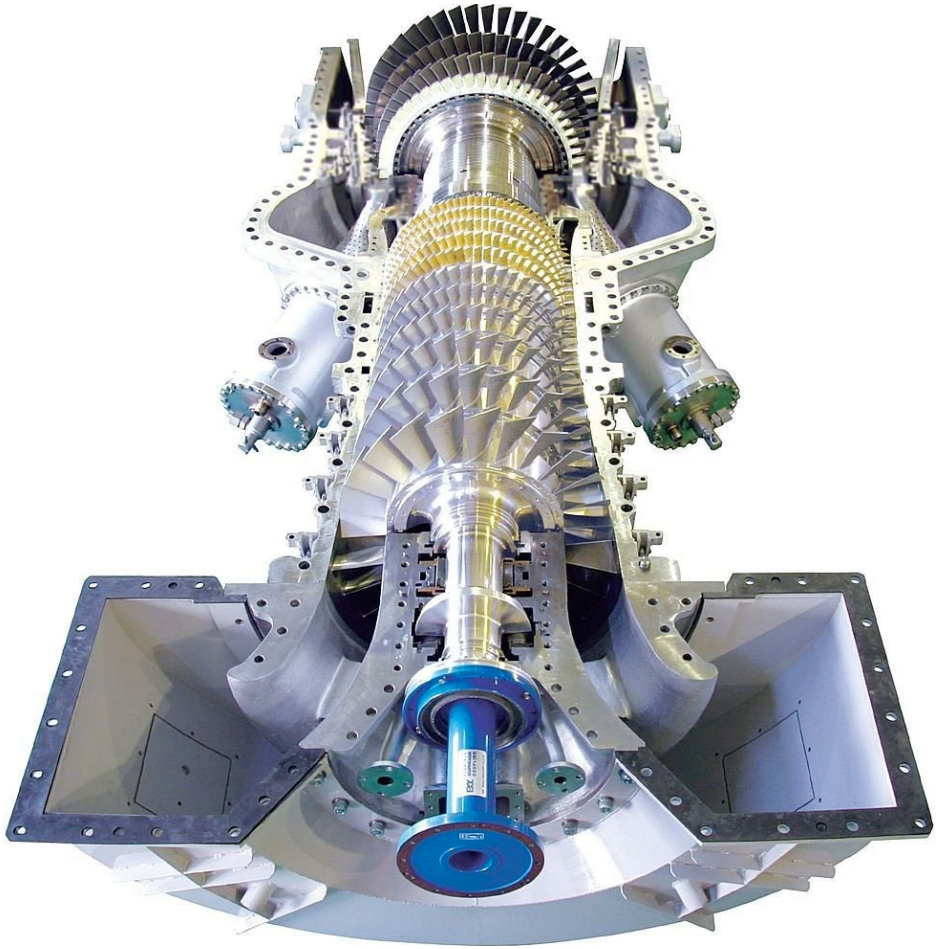
Combinando as equações anteriores: $\dfrac{P_2}{P_1} = \left(\dfrac{v_1}{v_2}\right)^{k}$

Ciclos padrão a ar: Brayton



Turbina a gás





Ciclos Brayton ideal

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

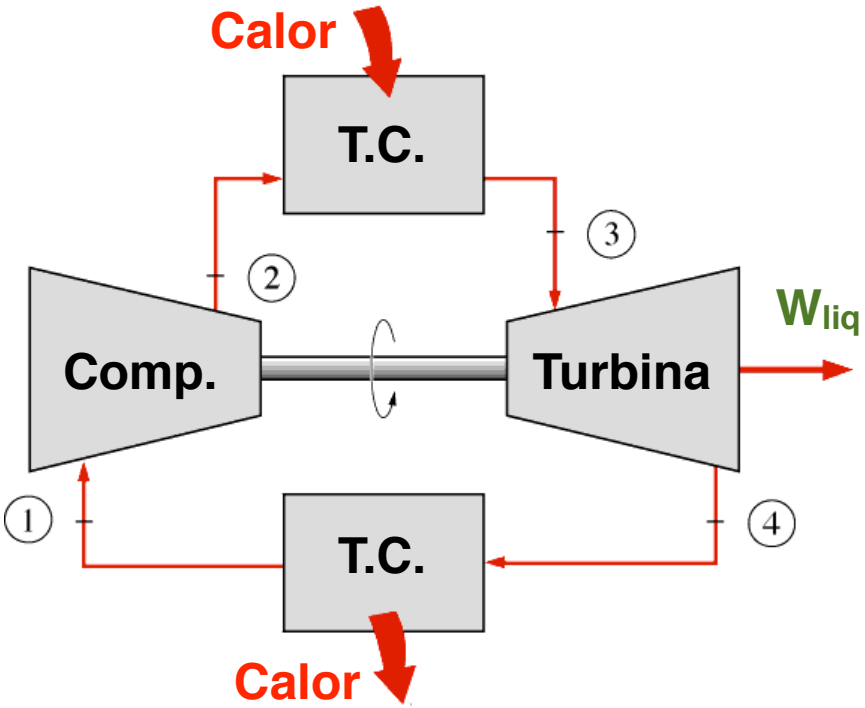
- Compressão isentrópica em um compressor;
- Fornecimento de calor a pressão constante em um aquecedor;
- Expansão isentrópica em uma turbina;
- Rejeição de calor a pressão constante em um trocador de calor.

Ciclo Brayton

Eficiência térmica (calores específicos constantes):

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

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



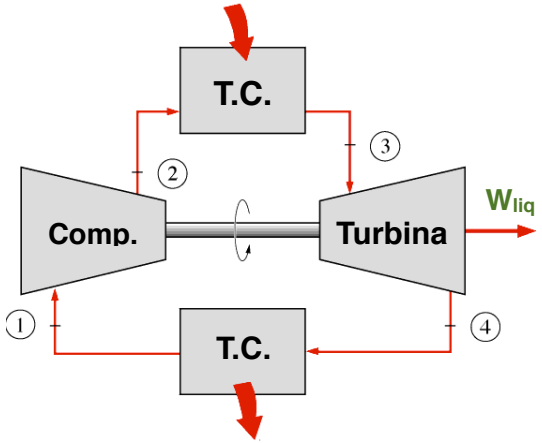
$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

com $r_p = \frac{P_2}{P_1}$, razão de pressão

Dedução da eficiência

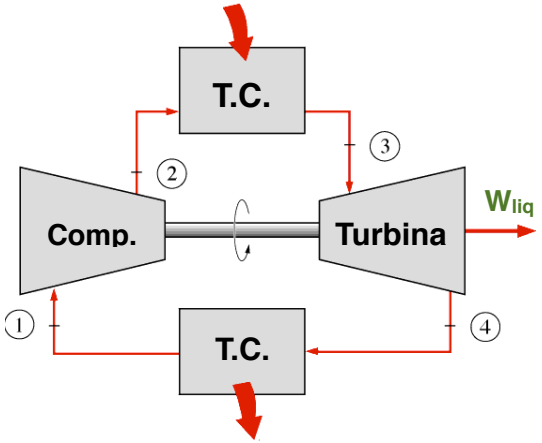
$$\eta = \frac{(T_3 - T_4) + (T_1 - T_2)}{(T_3 - T_2)} \rightarrow \eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\rightarrow \quad \eta = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)}$$



Dedução da eficiência

$$\eta = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)}$$



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

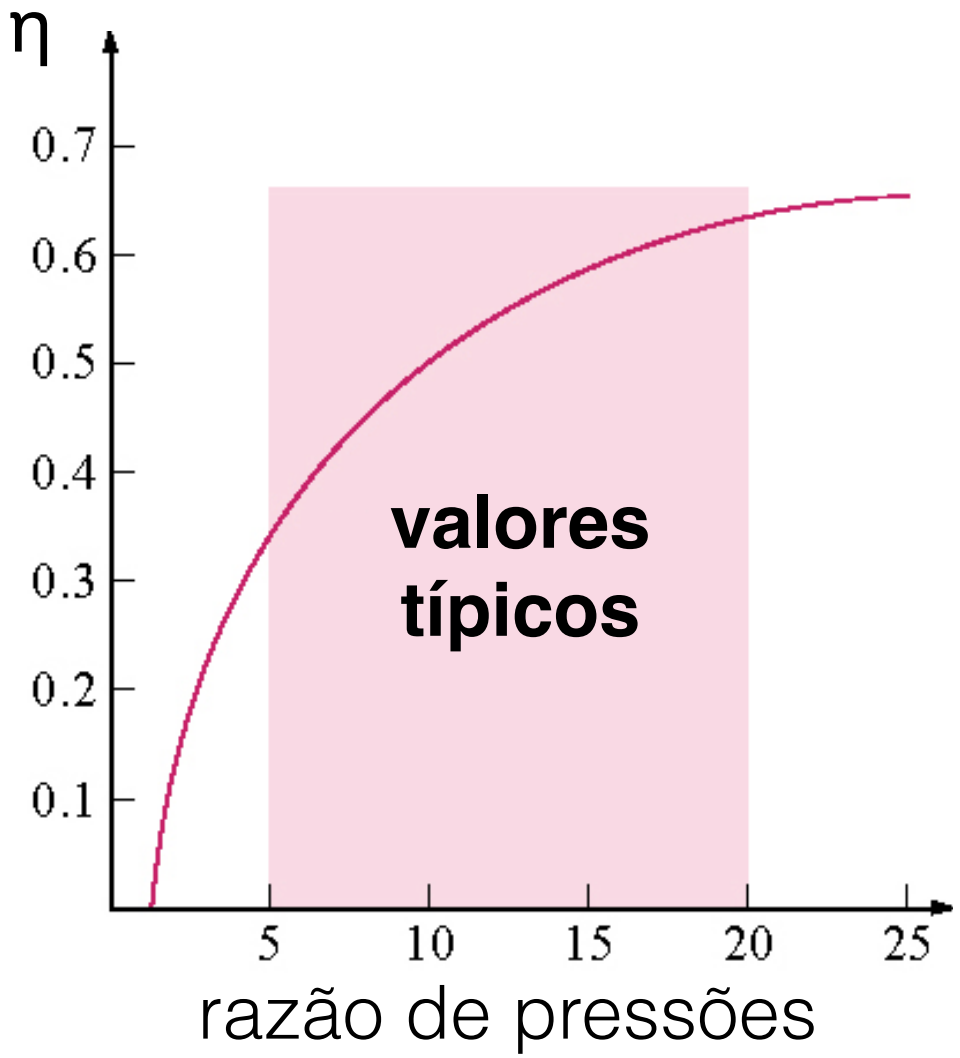
$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

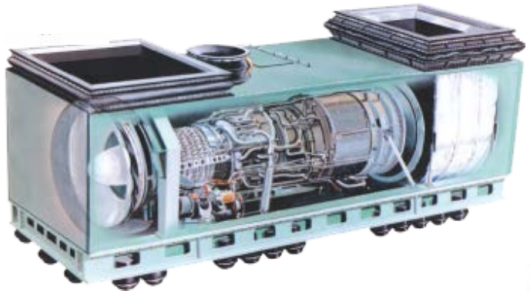
$$\rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)} \rightarrow \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \rightarrow \eta = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

Ciclo Brayton

Eficiência térmica (calores específicos constantes):



Aplicação: naval



Ciclo simples dois eixos

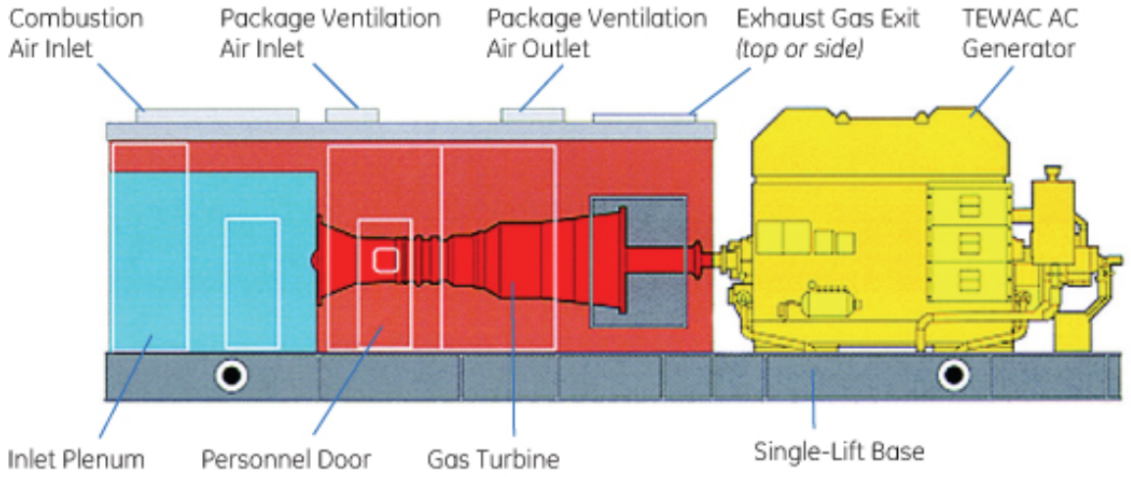
The LM2500 has four major components: a 16-stage, 18:1 pressure ratio compressor with seven stages of variable stators and inlet guide vanes; a fully annular combustor with externally mounted fuel nozzles; a two-stage, air-cooled high-pressure turbine which drives the compressor and the accessory-drive gearbox; and a six-stage, aerodynamically coupled, low-pressure power turbine which is driven by the gas generator's high-energy exhaust gas flow.

Dimensions*

Base plate width		104 in (2.64 m)
Base plate length		549 in (13.94 m)
Enclosure height		157 in (3.98 m)
Base plate weight		198,000 lb (435,600 kg)
Duct flow areas	Inlet	48 sq ft (4.46 sq m)
	Exhaust	30 sq ft (3.34 sq m)

http://www.geaviation.com/marine/engines/military/lm2500/

Aplicação: naval



Performance

Output	33,600 shp (25,060 kW)
SFC	.373 lb/shp-hr (227 g/kW-hr)
Heat rate	6,860 Btu/shp-hr 9,200 Btu/kWs-hr 9,705 kJ/kWs-hr
Exhaust gas flow	155 lb/sec (70.5 kg/sec)
Exhaust gas temperature	1,051°F (566°C)
Power turbine speed	3600 rpm

Average performance, 60 Hertz, 59°F, sea level, 60% relative humidity, no inlet/exhaust losses

Performance*

Output	24,050 kW
Heat rate	9,421 Btu/kW-hr
Thermal efficiency	36%

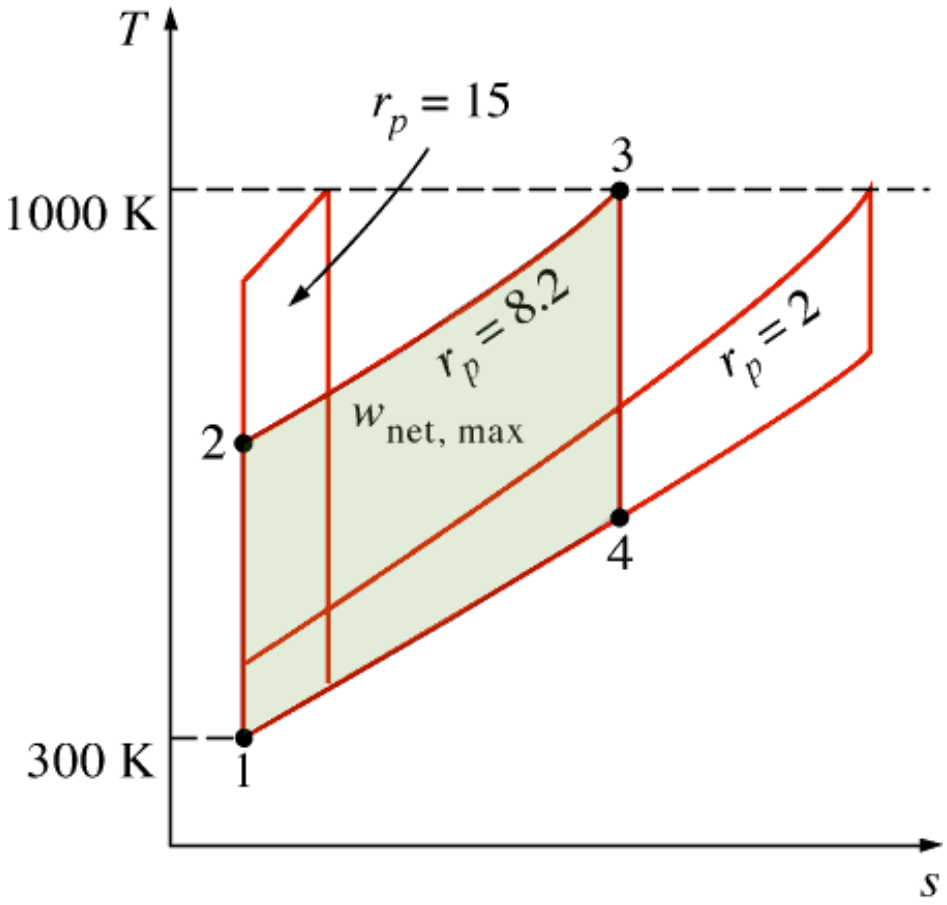
Average performance, 60 Hertz, 59°F, sea level, 60% relative humidity, 4 inches water inlet loss, 6 inches water exhaust loss

http://www.geaviation.com/marine/engines/military/lm2500/

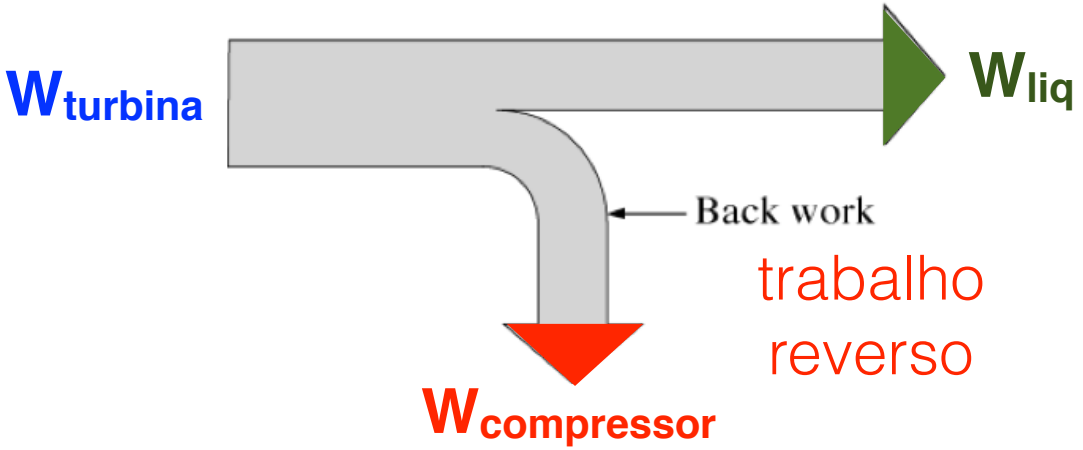
Ciclo Brayton

- 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

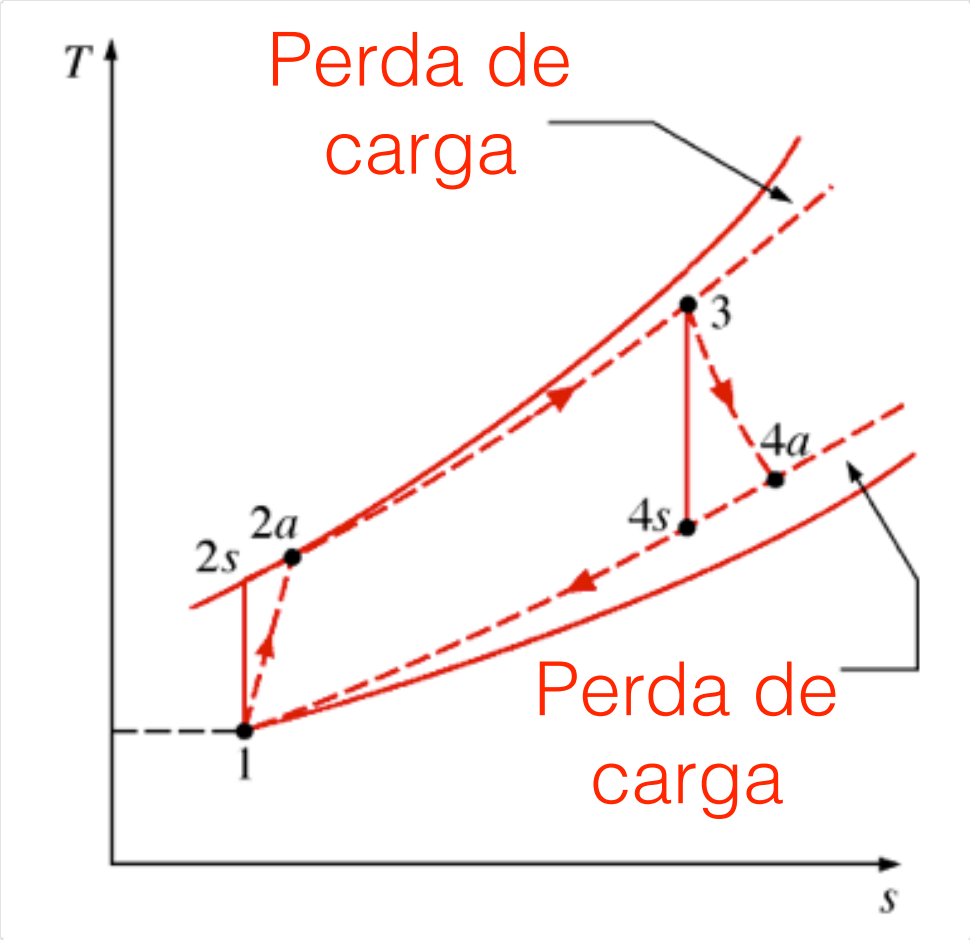


- Menores trabalhos líquidos resultam na necessidade de maiores vazões mássicas e, portanto, maiores instalações;
- Uma parcela significativa do trabalho é usada para acionar o compressor.



Ciclo Brayton

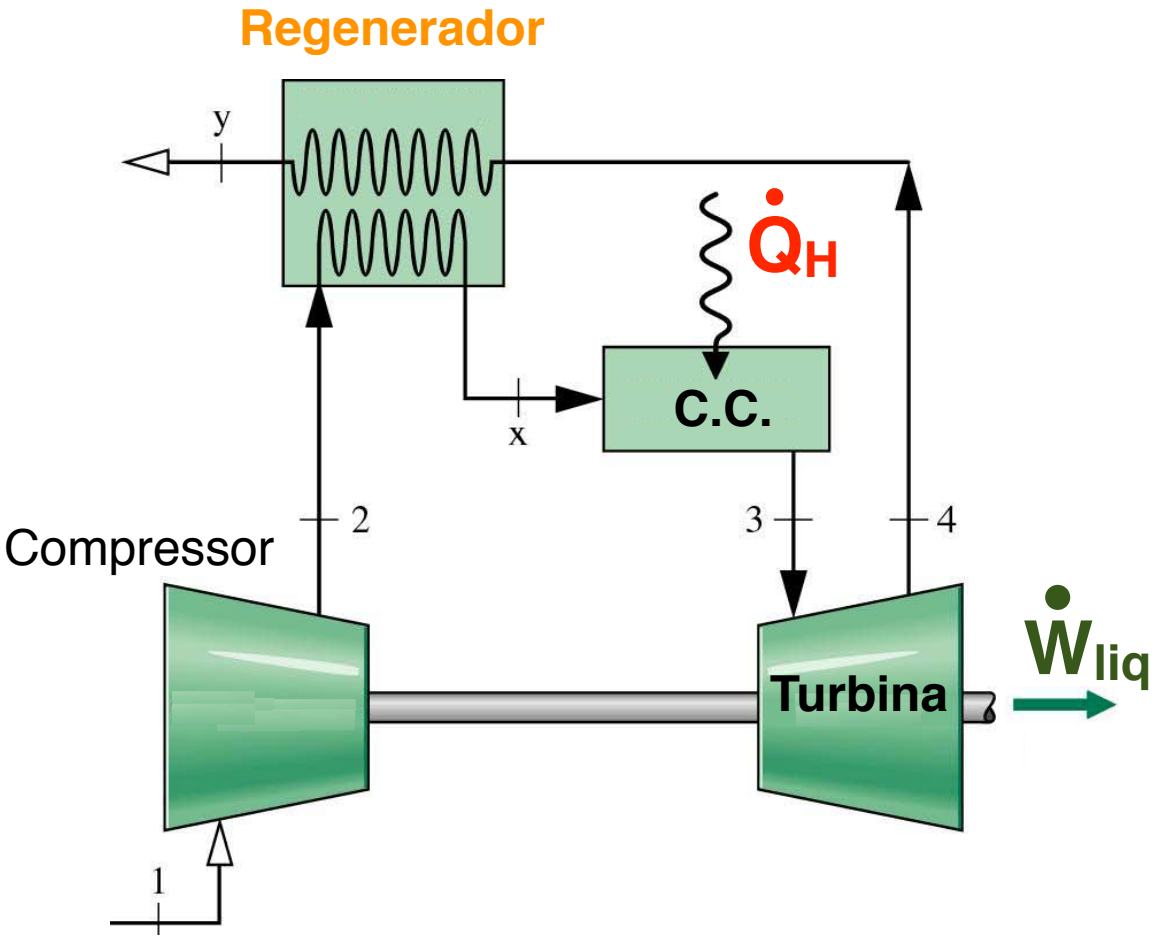
Desvios do comportamento ideal

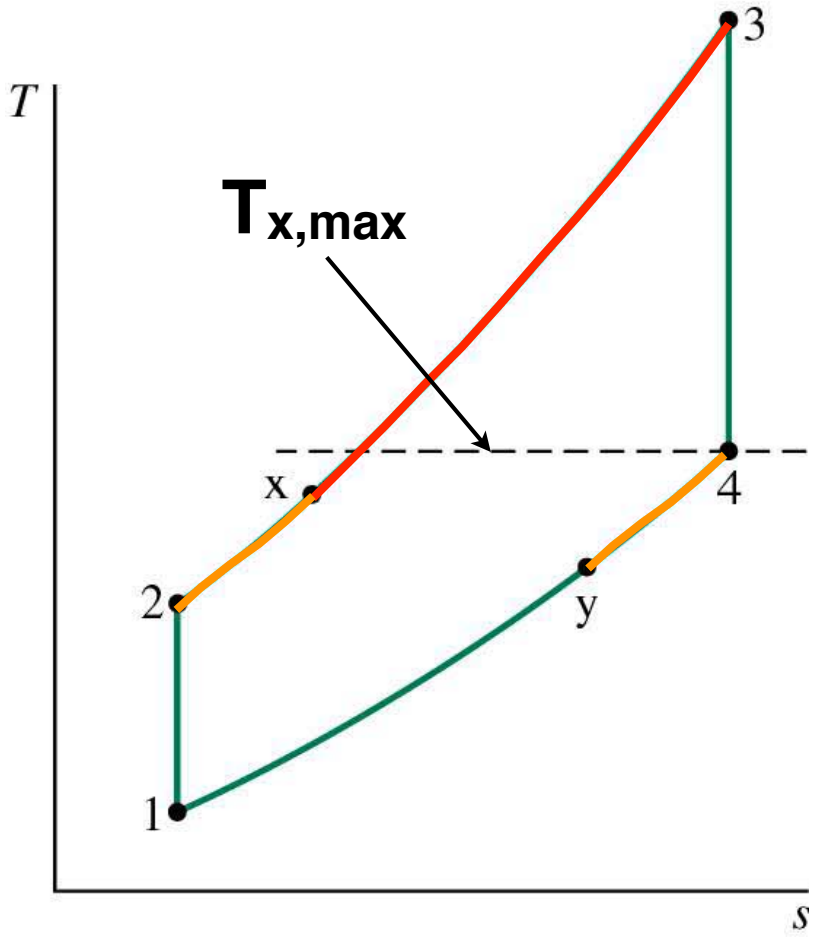


$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_{2s})}{(h_1 - h_{2a})}$$

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

Ciclo Brayton regenerativo



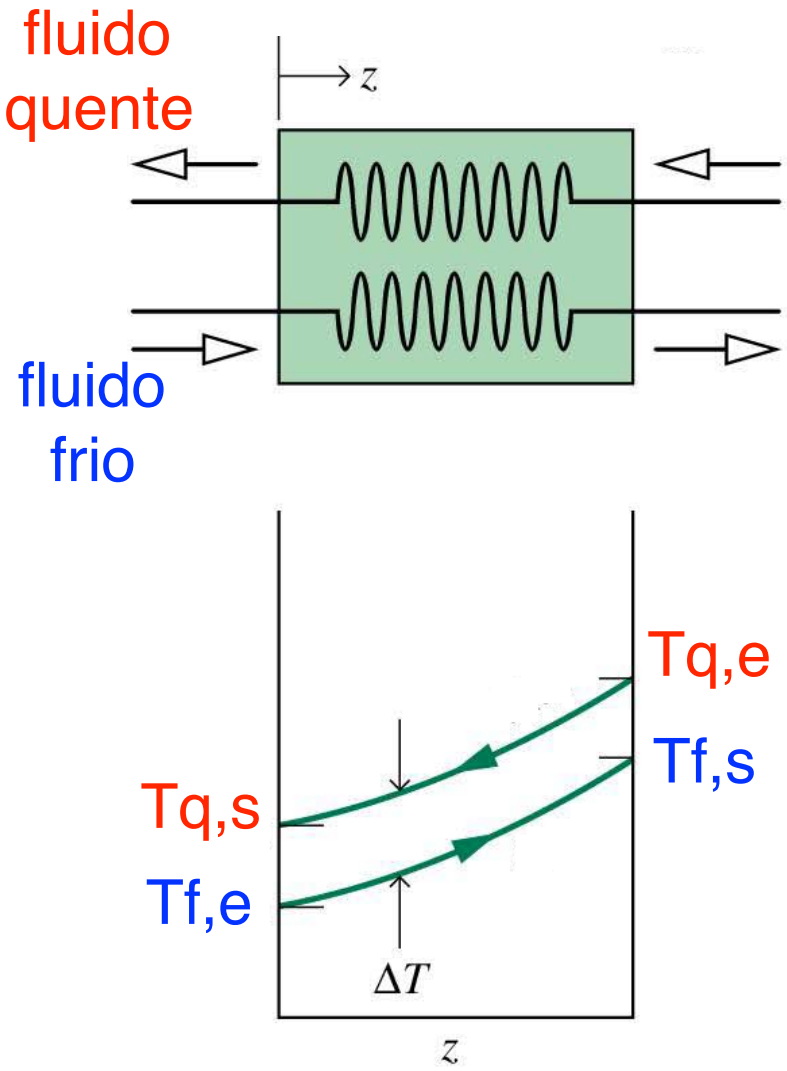


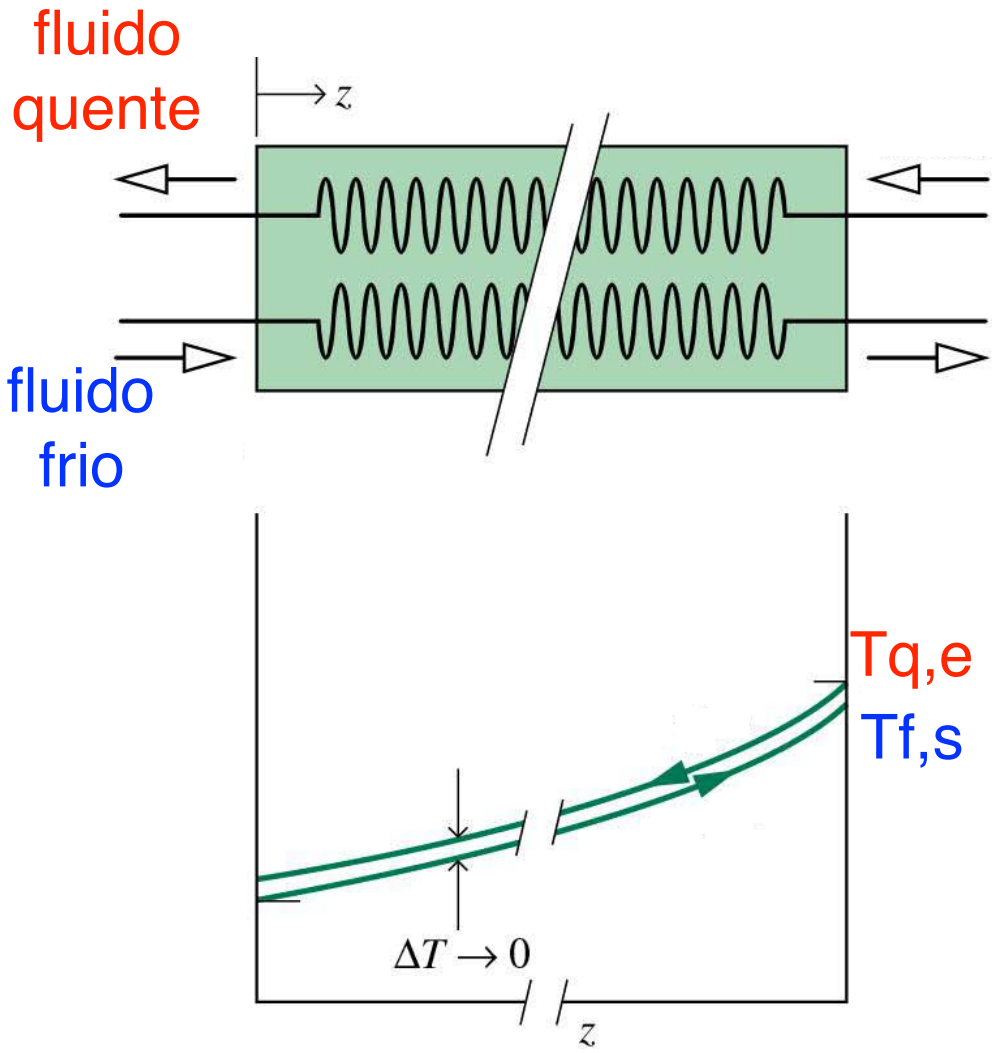
$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

60 a 80%

Regenerador

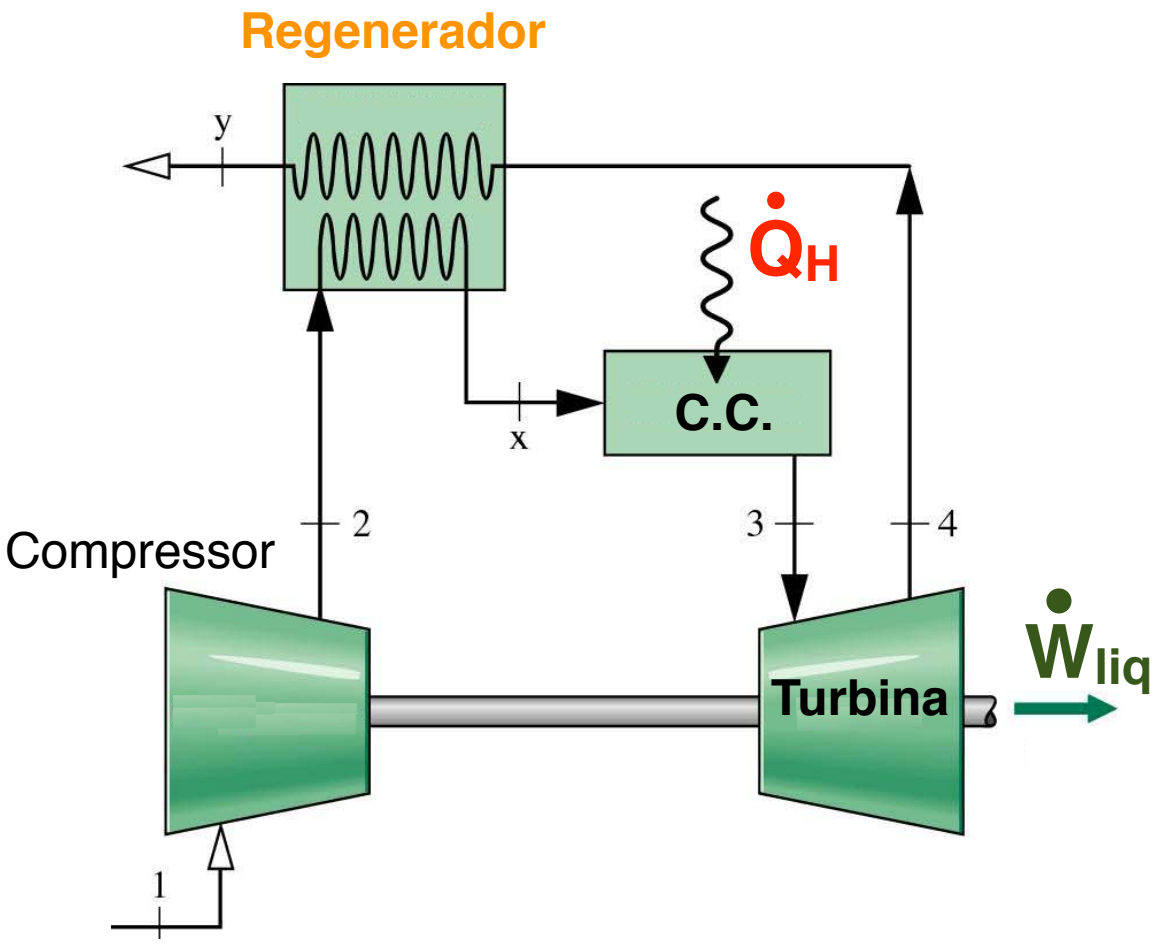
Trocador de calor contracorrente



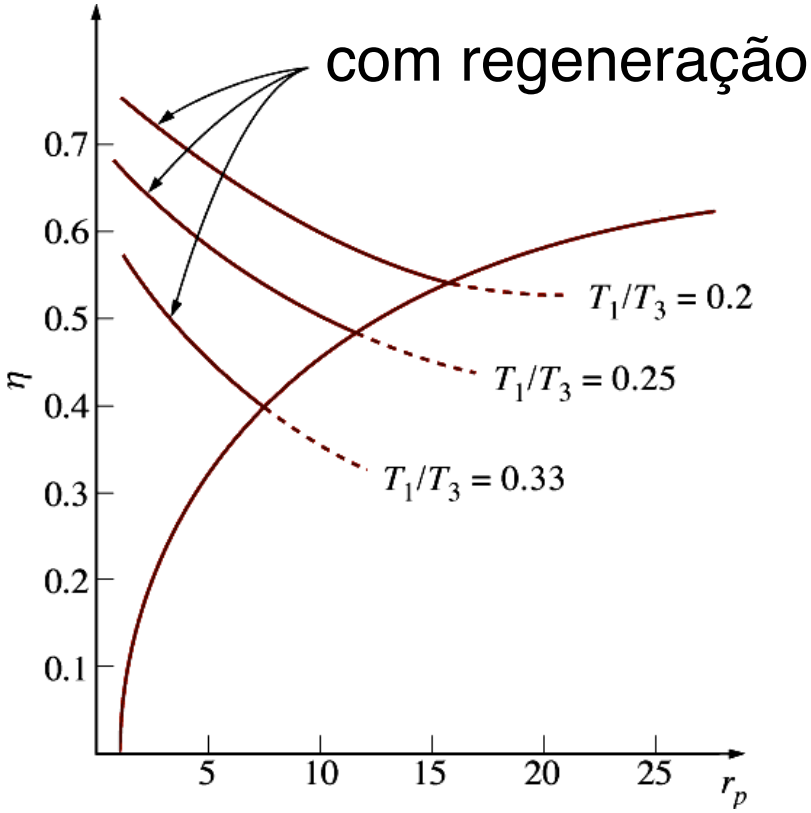


Ciclo Brayton regenerativo

Eficiência com regenerador ideal

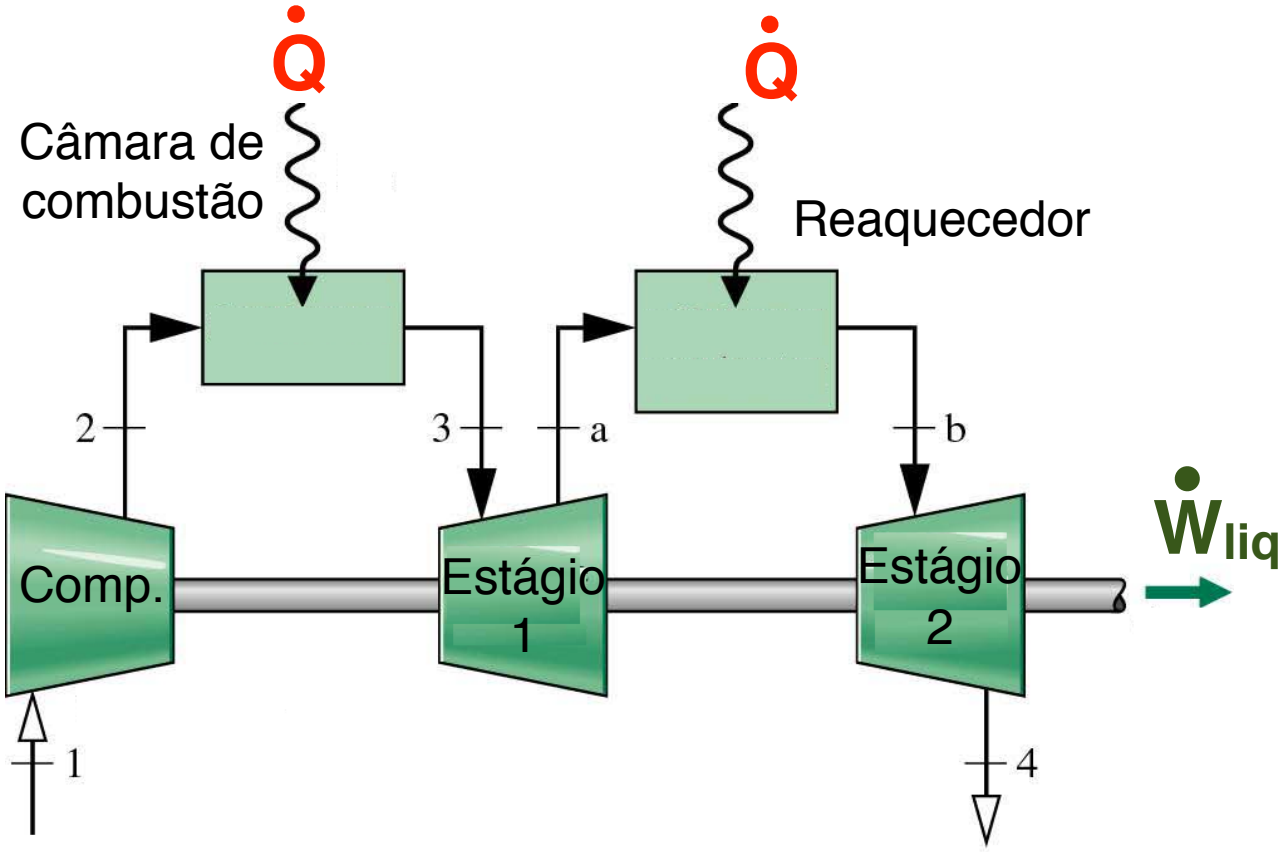


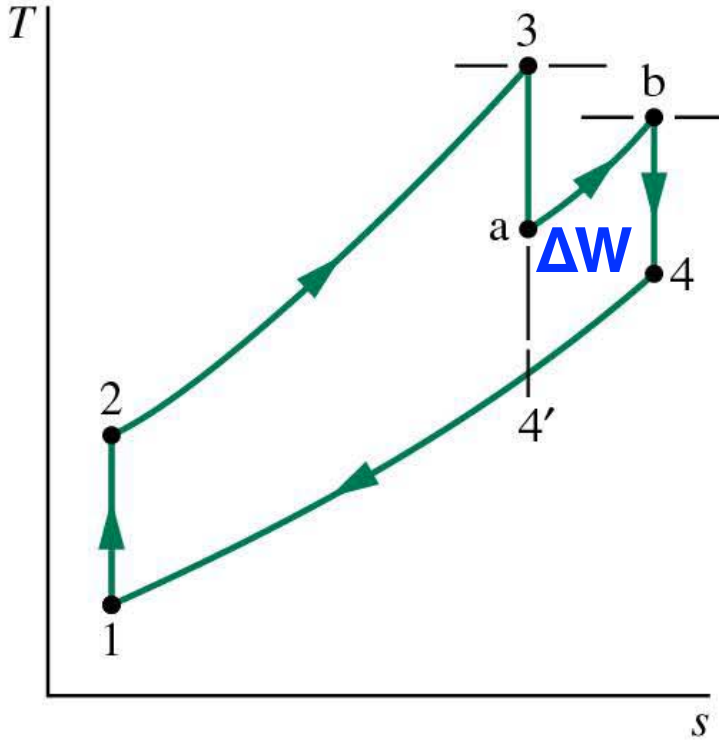
$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3} r_p^{\frac{k-1}{k}}$$



Ciclo Brayton com reaquecimento

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo





Trabalho sobre o compressor

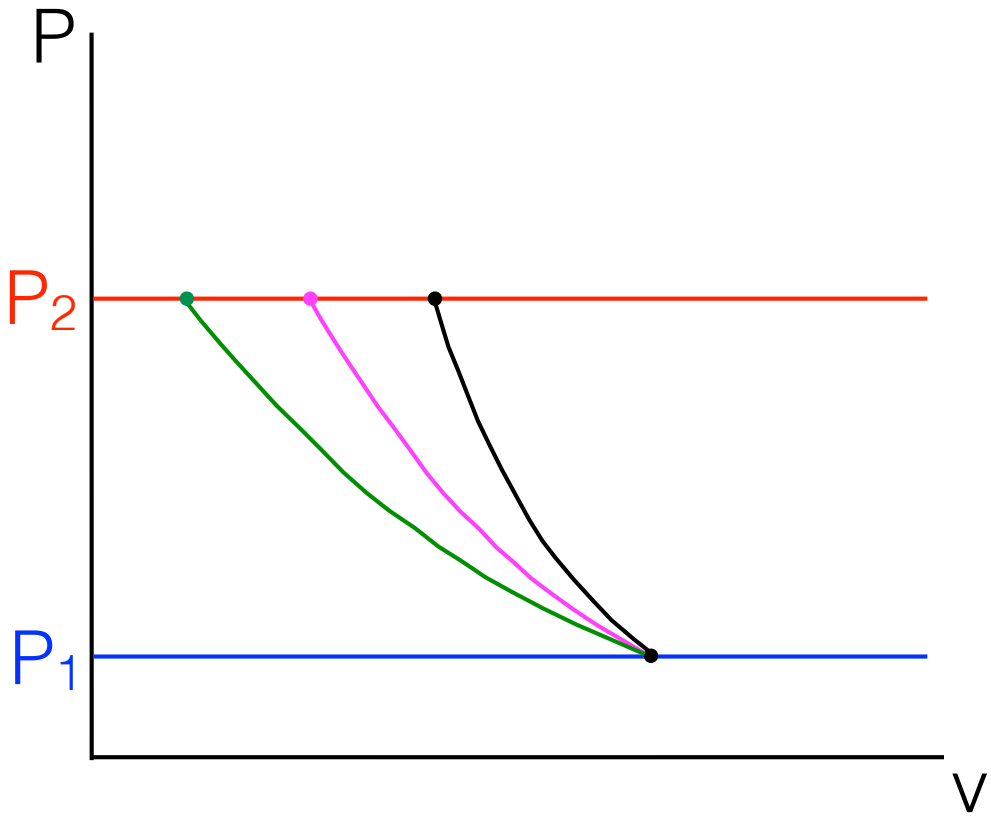
$$w_{rev,c} = \int_1^2 v\,dP - \cancel{\int_1^2 T\,\delta s_{ger}}$$

Como podemos minimizar o trabalho?

O que podemos fazer adicionalmente?

Manter *v* o menor possível diminuindo a temperatura!

Trabalho sobre o compressor



processo adiabático reversível (**n = k**)

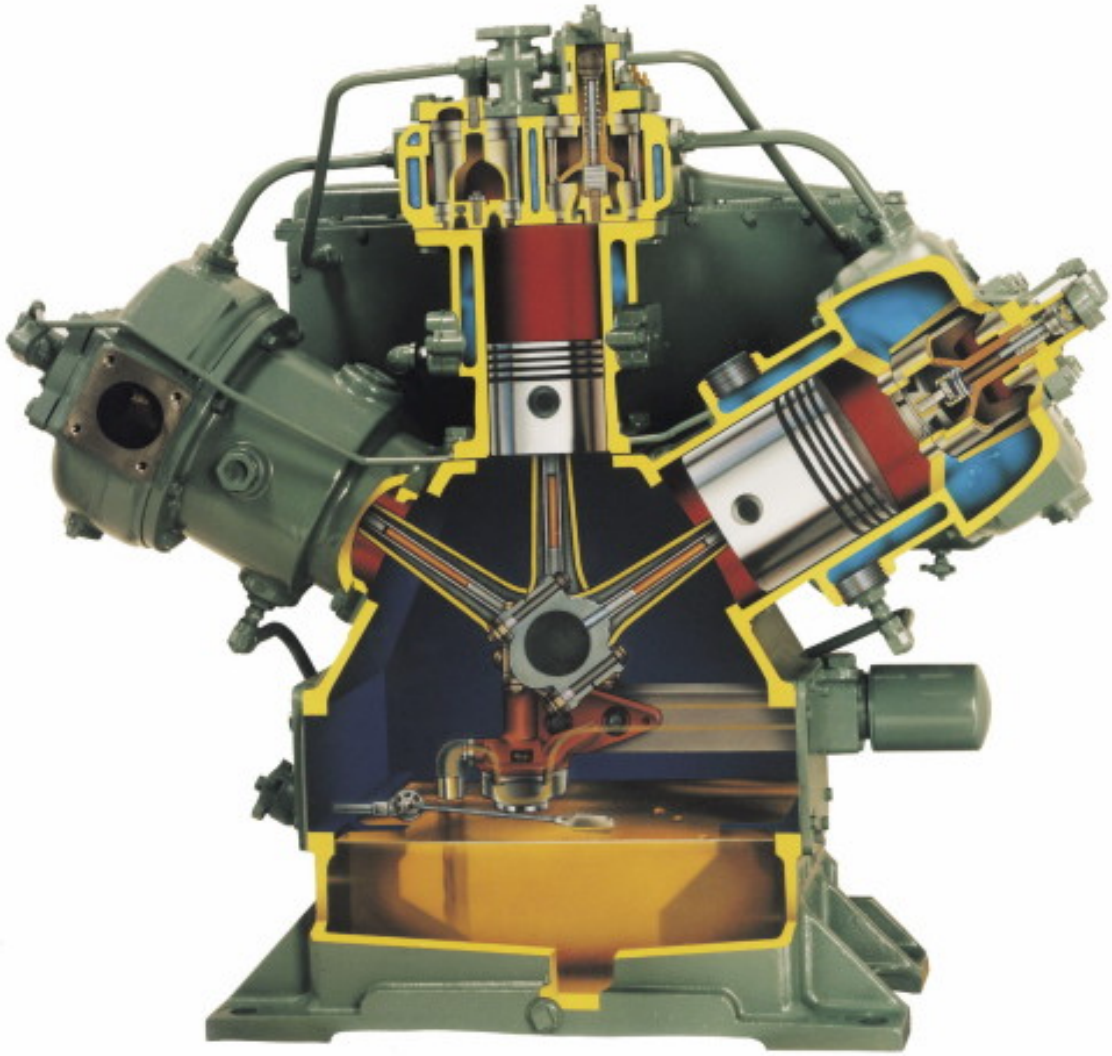
politrópico não-adiabático (1 < n < k)

processo isotérmico (**n = 1**)

Qual processo conduz ao menor trabalho?

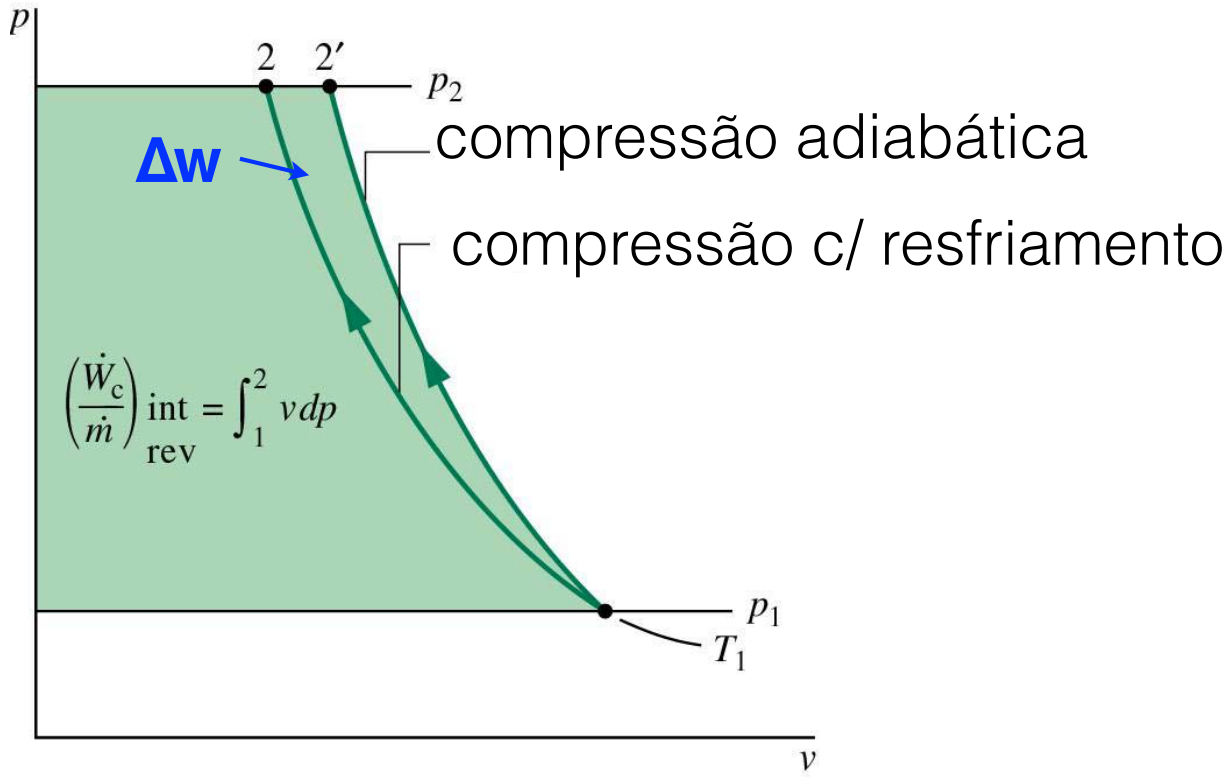
Isotérmico!

Compressor resfriado a água

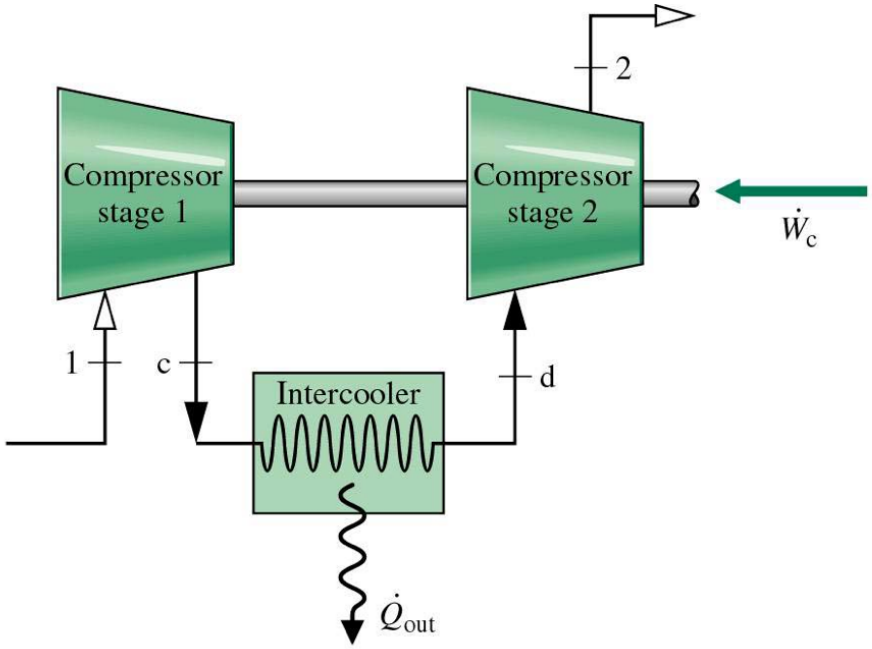


http://www.epowerrail.com/Product%20pages/air%20compressors.htm

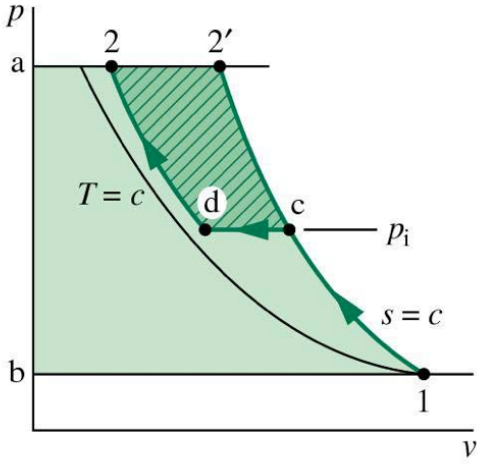
Compressão com “intercooler”

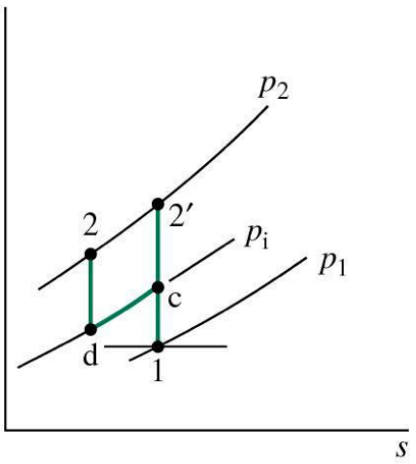


Compressão com “intercooler”

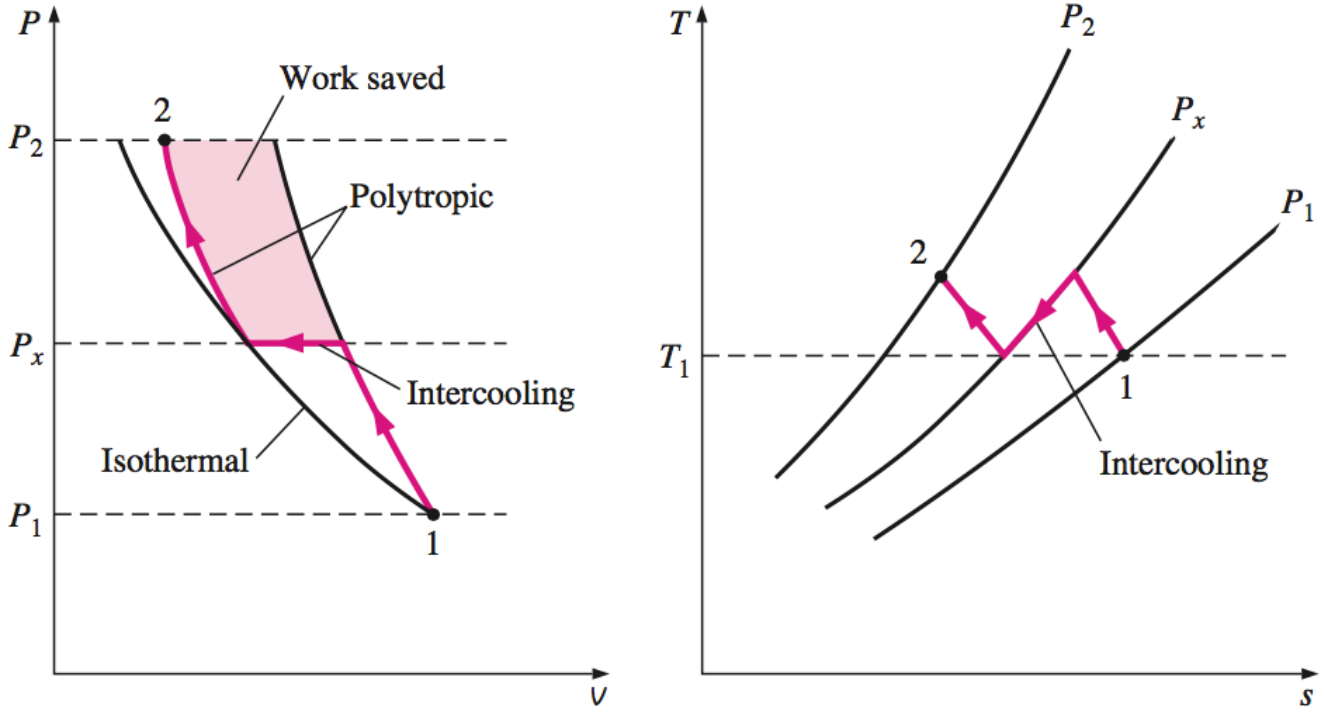


Menor T_2





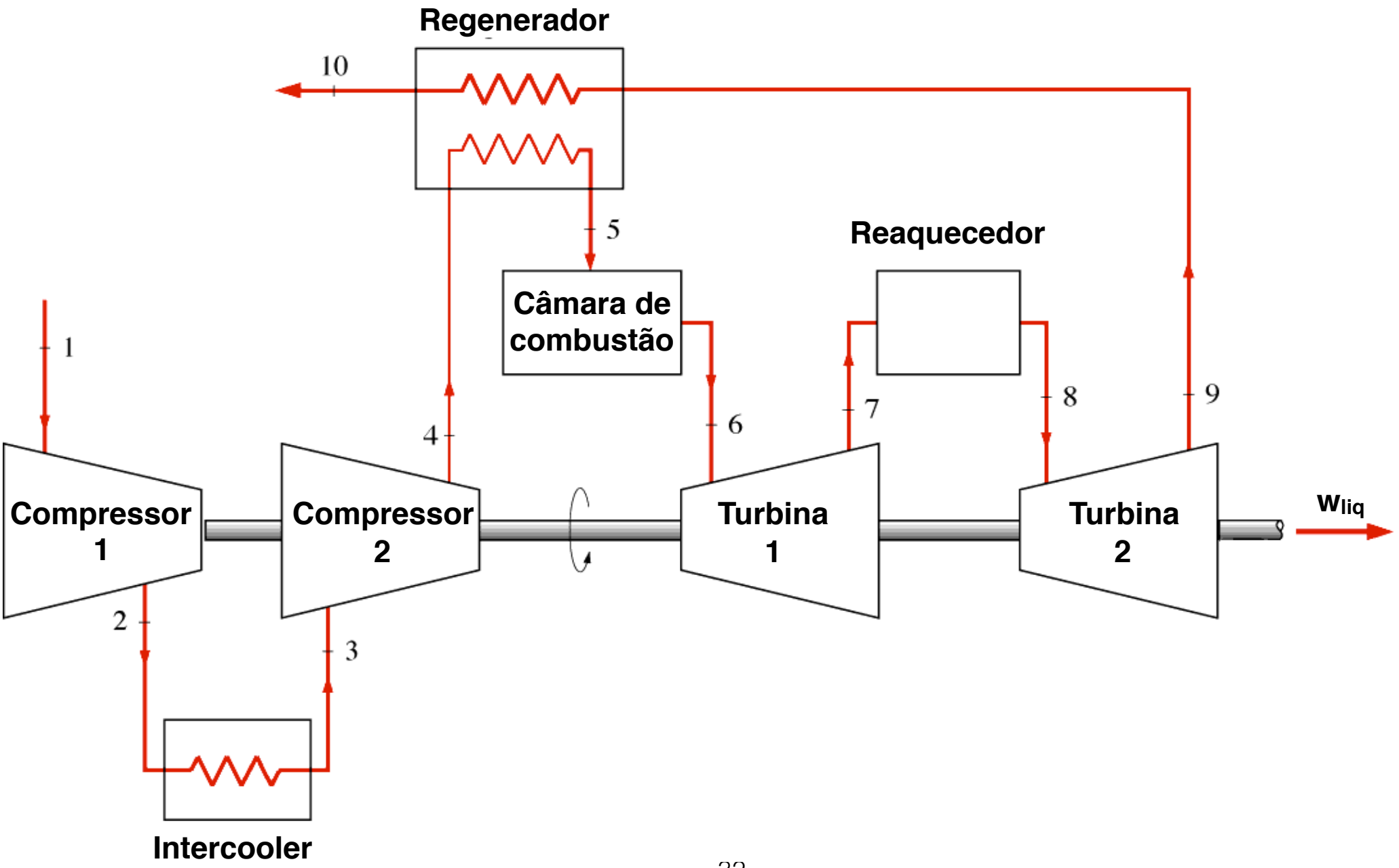
Compressão com “intercooler”



$$w_{c,1} + w_{c,2} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

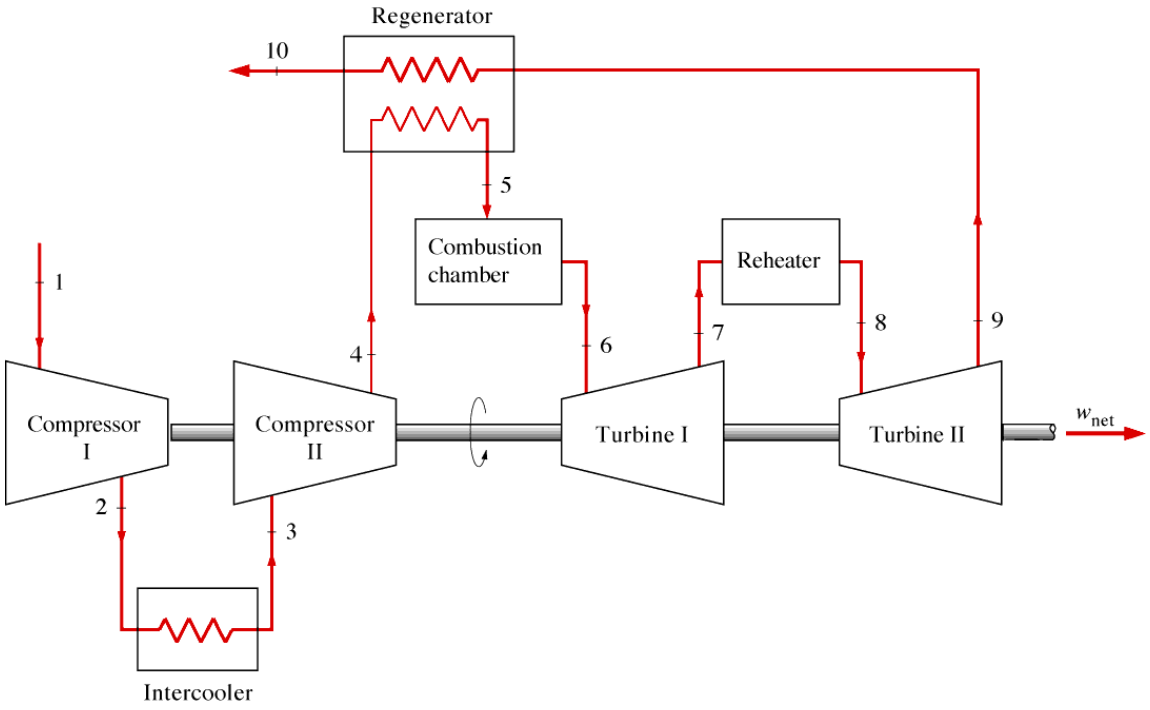
Minimizando $\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x}$ $\qquad w_{c,1} = w_{c,2}$

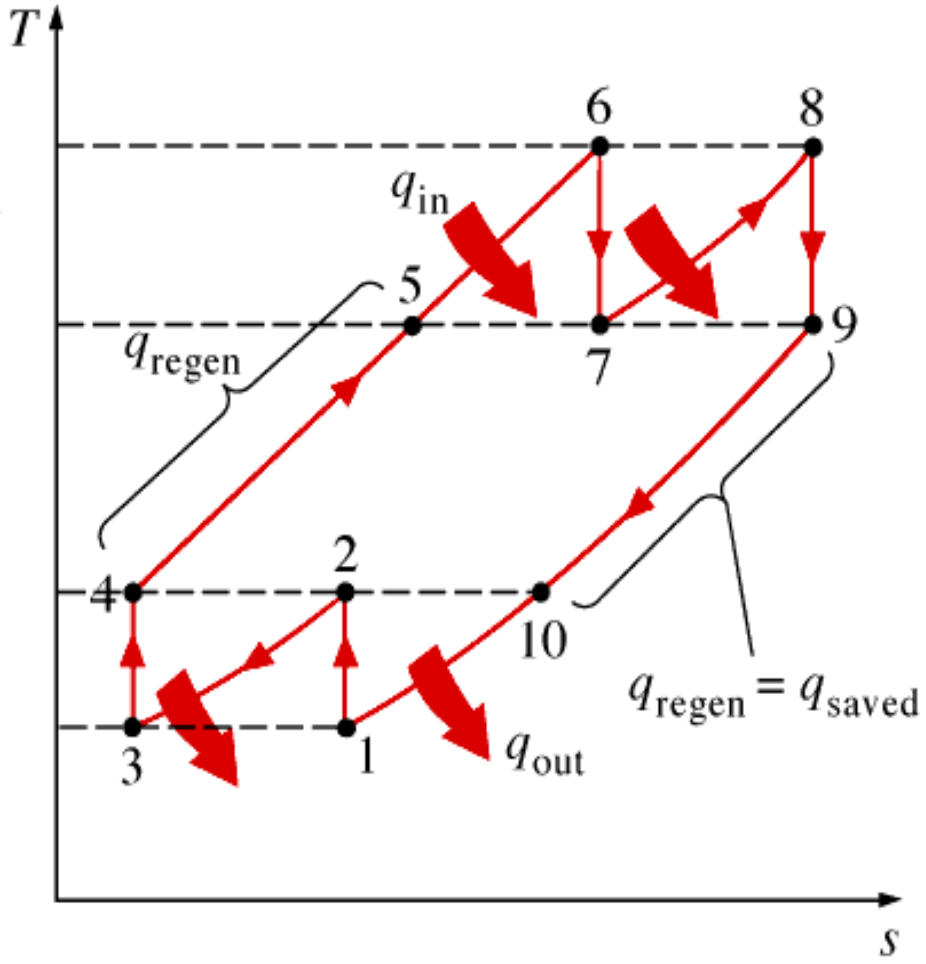
Brayton com intecooler, regenerador e reaquecedor



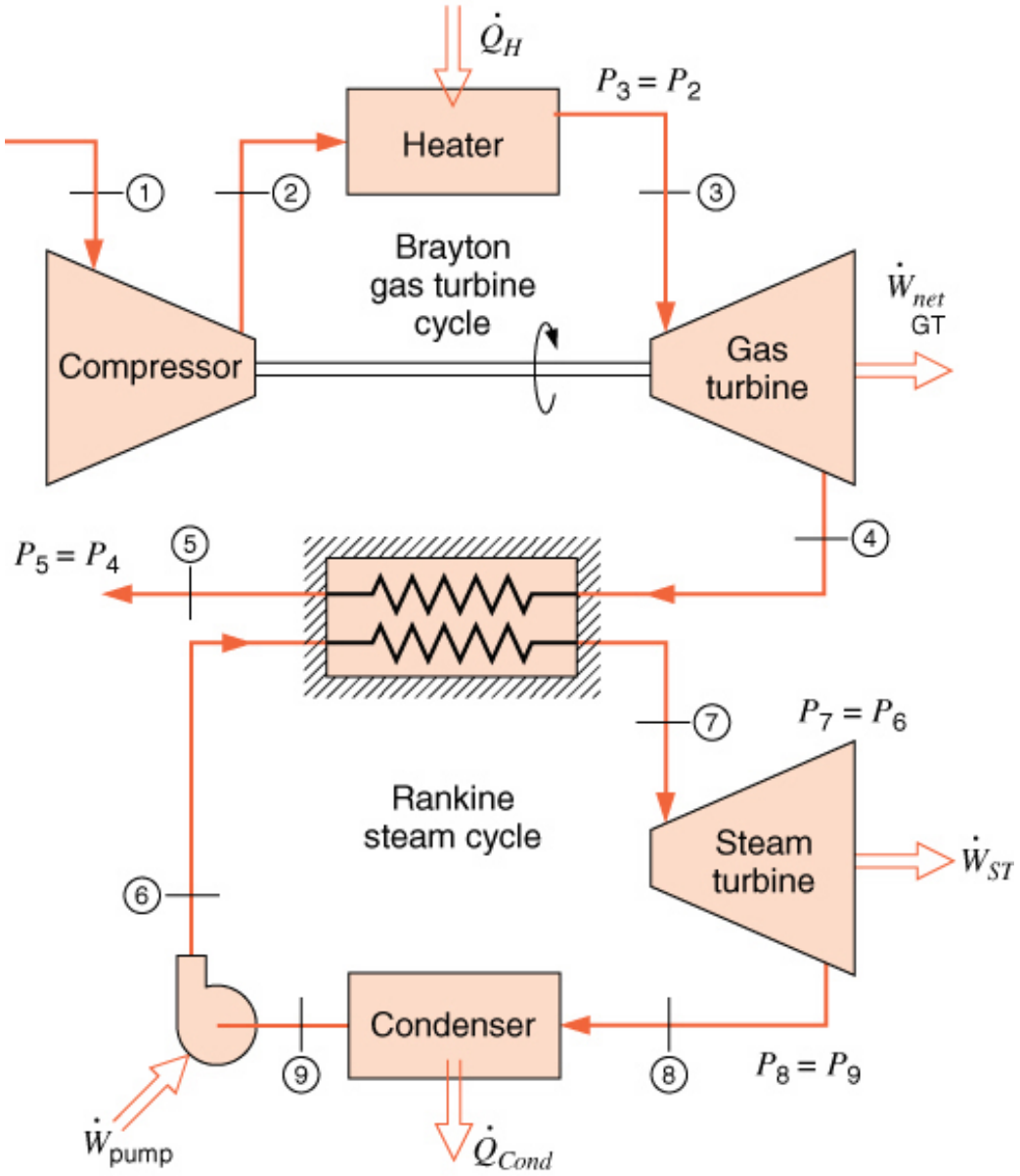
Brayton com intecooler, regenerador e reaquecedor

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

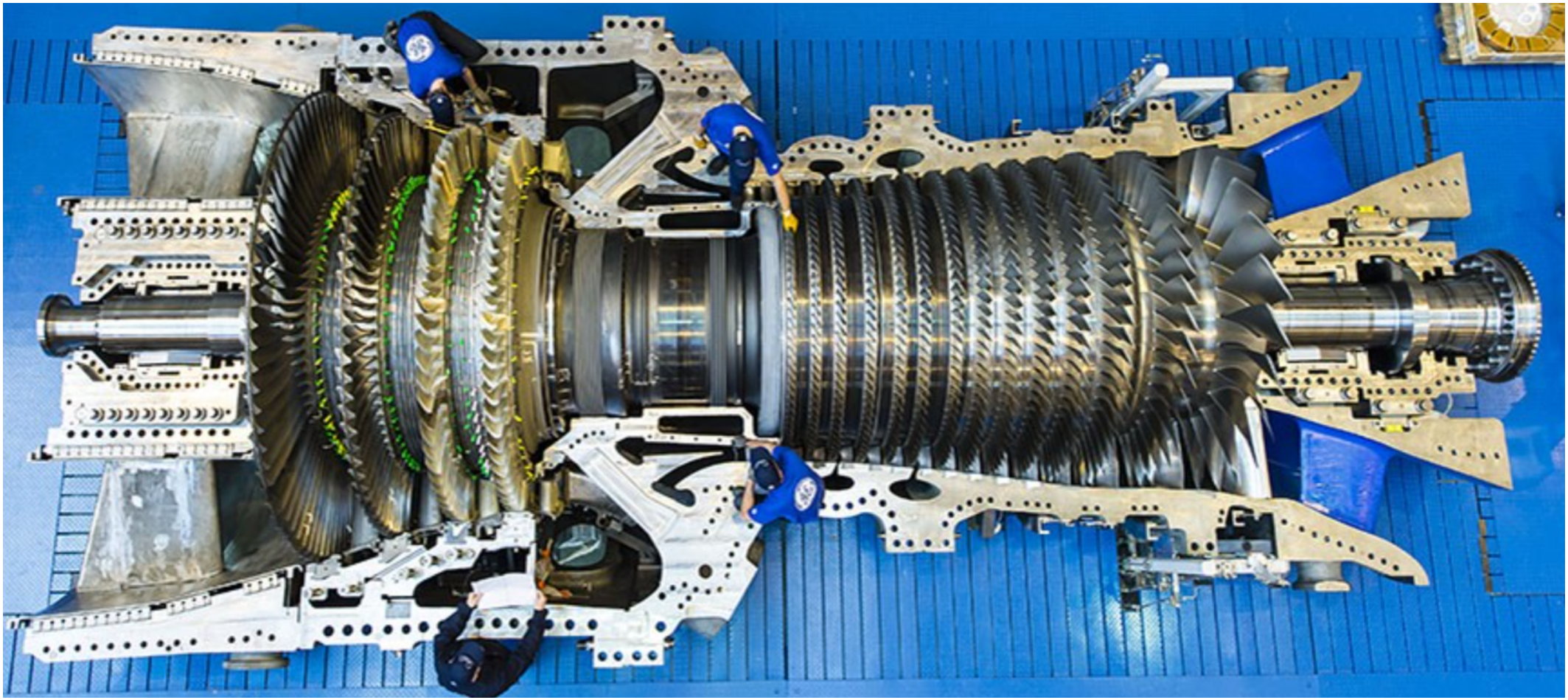




Ciclo combinado

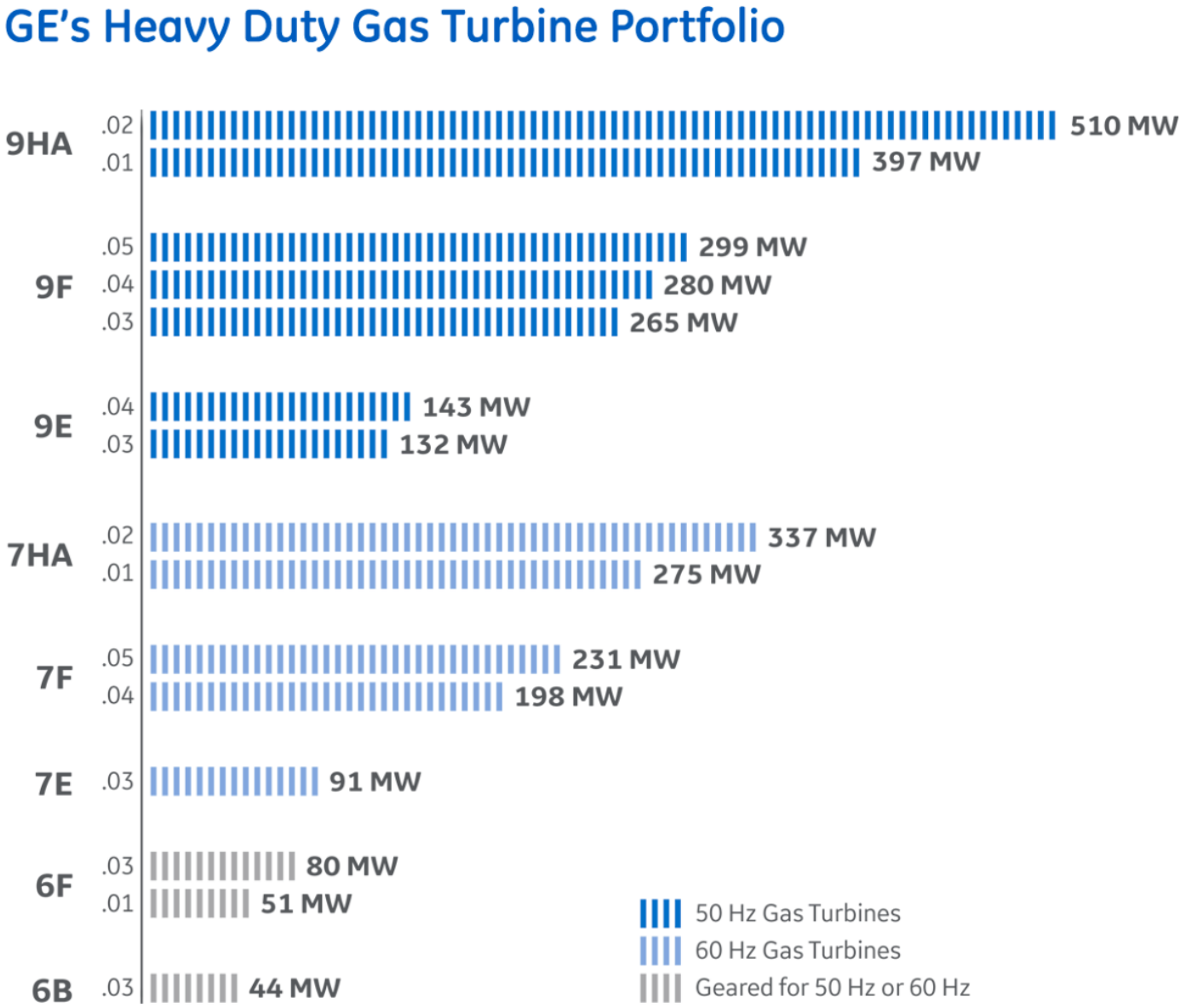


Aplicação: energia



https://powergen.gepower.com/plan-build/products/gas-turbines/index.html

Aplicação: energia (2015)



https://powergen.gepower.com/plan-build/products/gas-turbines/index.html

Aplicação: energia (2015)

Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

América latina

Gas Turbines	Steam Turbines
255 units	296 units
27 GW	13 GW

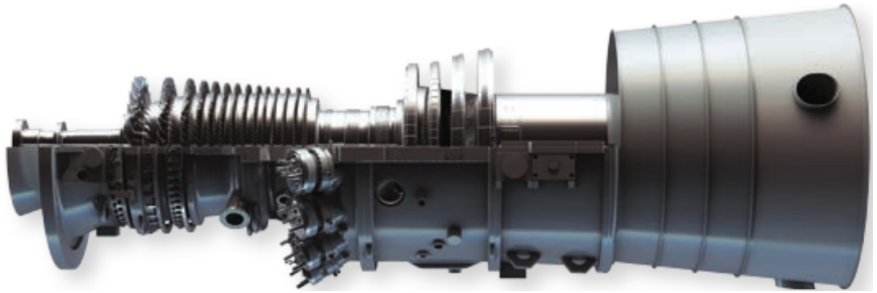
América do norte

Gas Turbines	Steam Turbines
1,397 units	3,408 units
170 GW	360 GW

https://powergen.gepower.com

Aplicação: energia (2015)

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo



9HA.02 – Ciclo simples

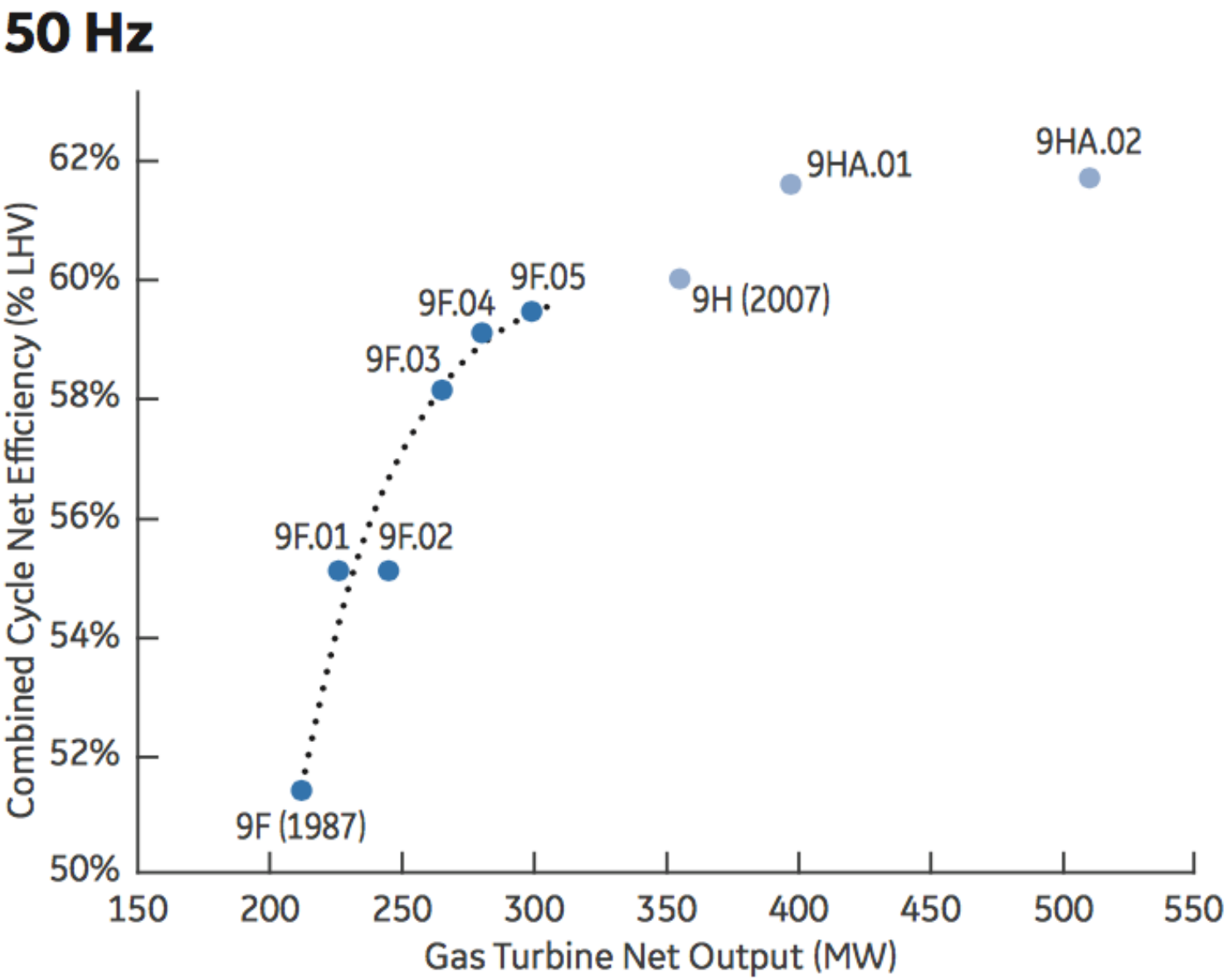
Potência / MW	510
Eficência / %	41,8
Razão de pressão	23,5
Temperatura / ºC	1427
T na exaustão / ºC	652
Emissão NOx / ppm	25
Emissão CO / ppm	9

9HA.02 – Ciclo combinado

Potência / MW	755
Eficência / %	61,8
Reaquecimento / ºC	600

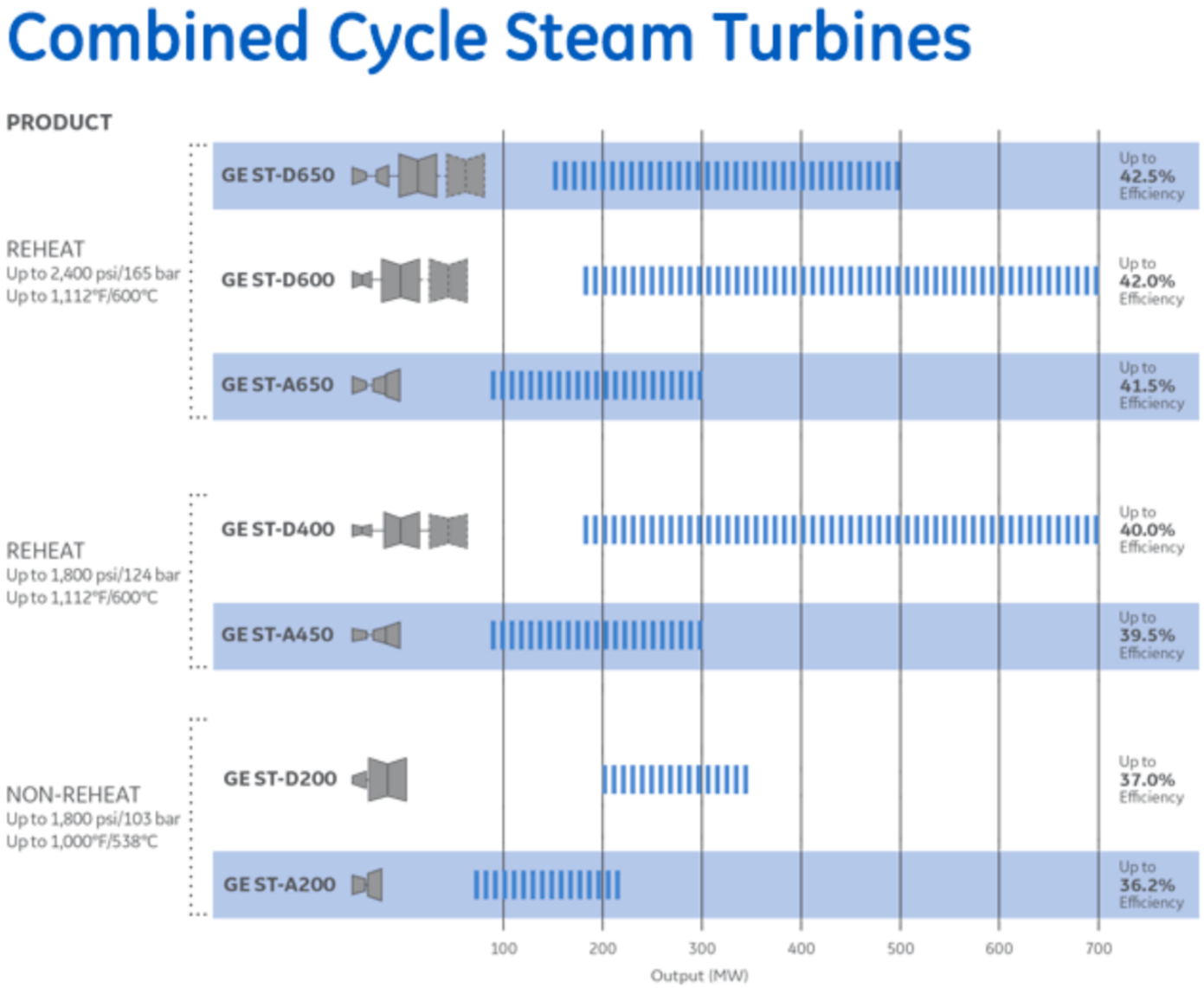
https://powergen.gepower.com/plan-build/products/gas-turbines/9ha-gas-turbine/product-spec.html?cycletype=Simple_Cycle

Ciclo combinado (2015)



https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-powergen/global/en_US/documents/product/gas%20turbines/Fact%20Sheet/gea31744-9ha-hdgt-factsheet.pdf

Ciclo combinado (2015)

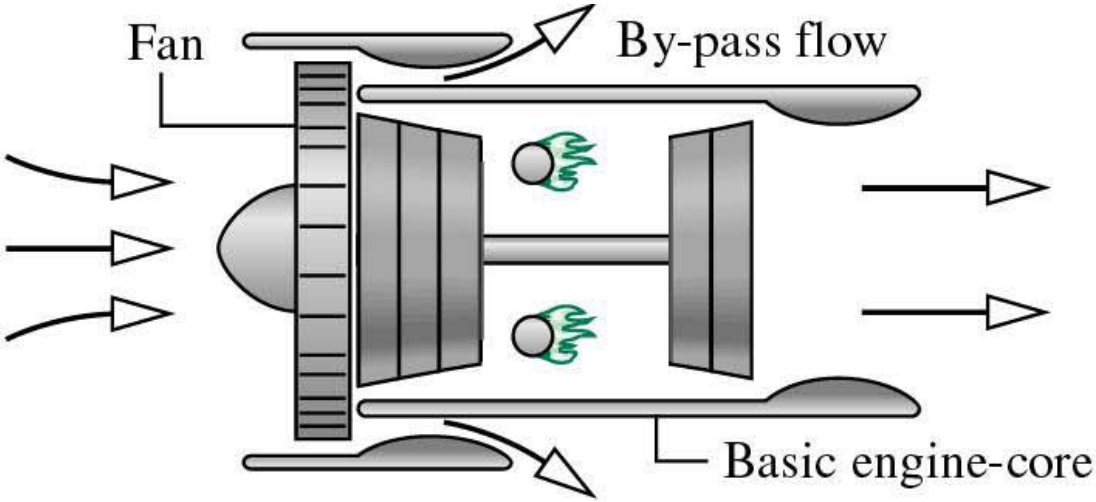


https://powergen.gepower.com/plan-build/products/steam-turbines/index.html

Aviação

~ 500 kN de empuxo!

Turbofan



Exercícios

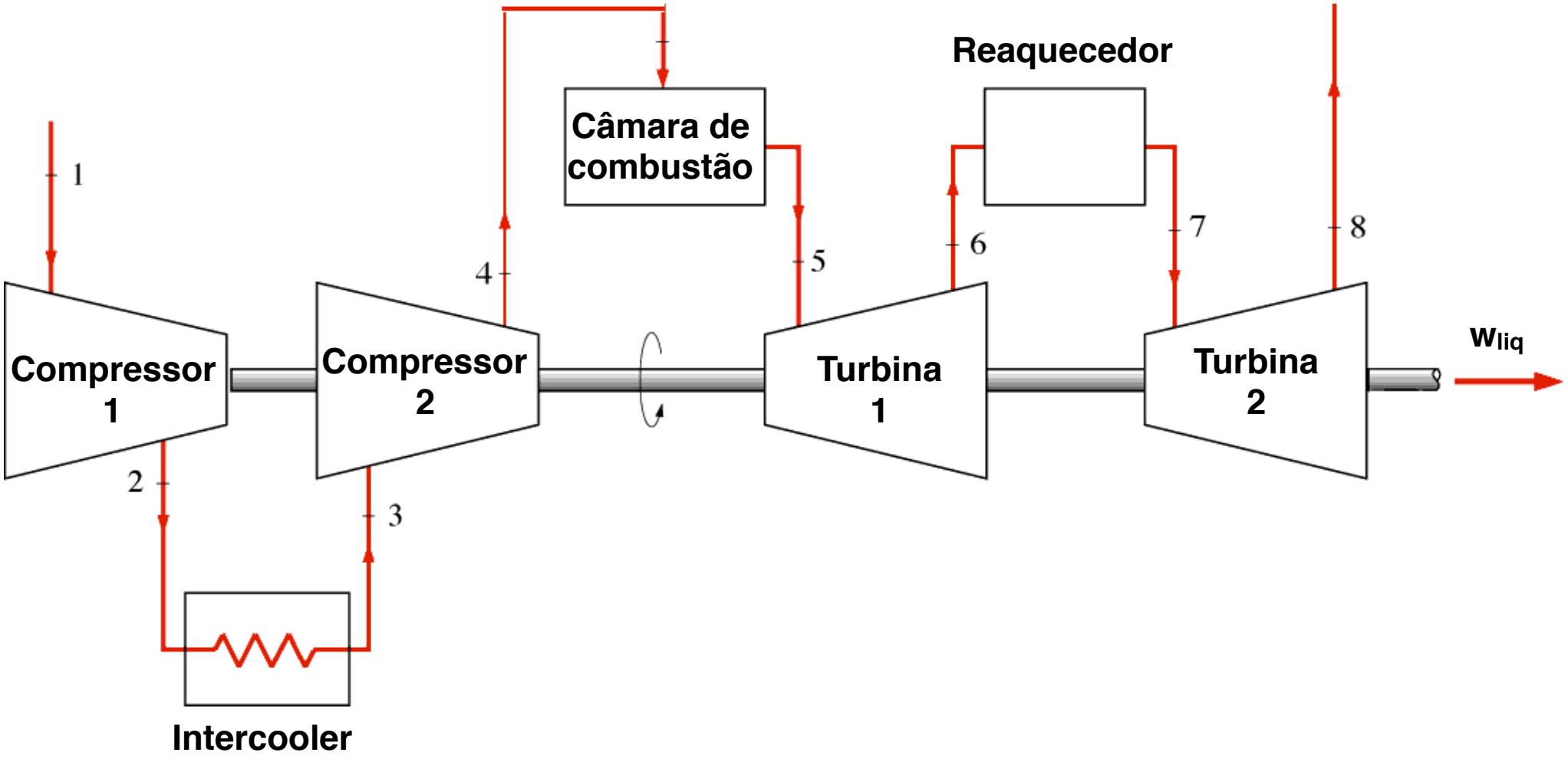
1) Considere um ciclo de turbina a gás ideal com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão. A razão de pressão em cada estágio do compressor e da turbina é de 3. O ar entra em cada estágio do compressor a 300K e em cada estágio da turbina a 1200K. Considerando calores específicos variáveis, 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%.

Solução

Hipóteses:

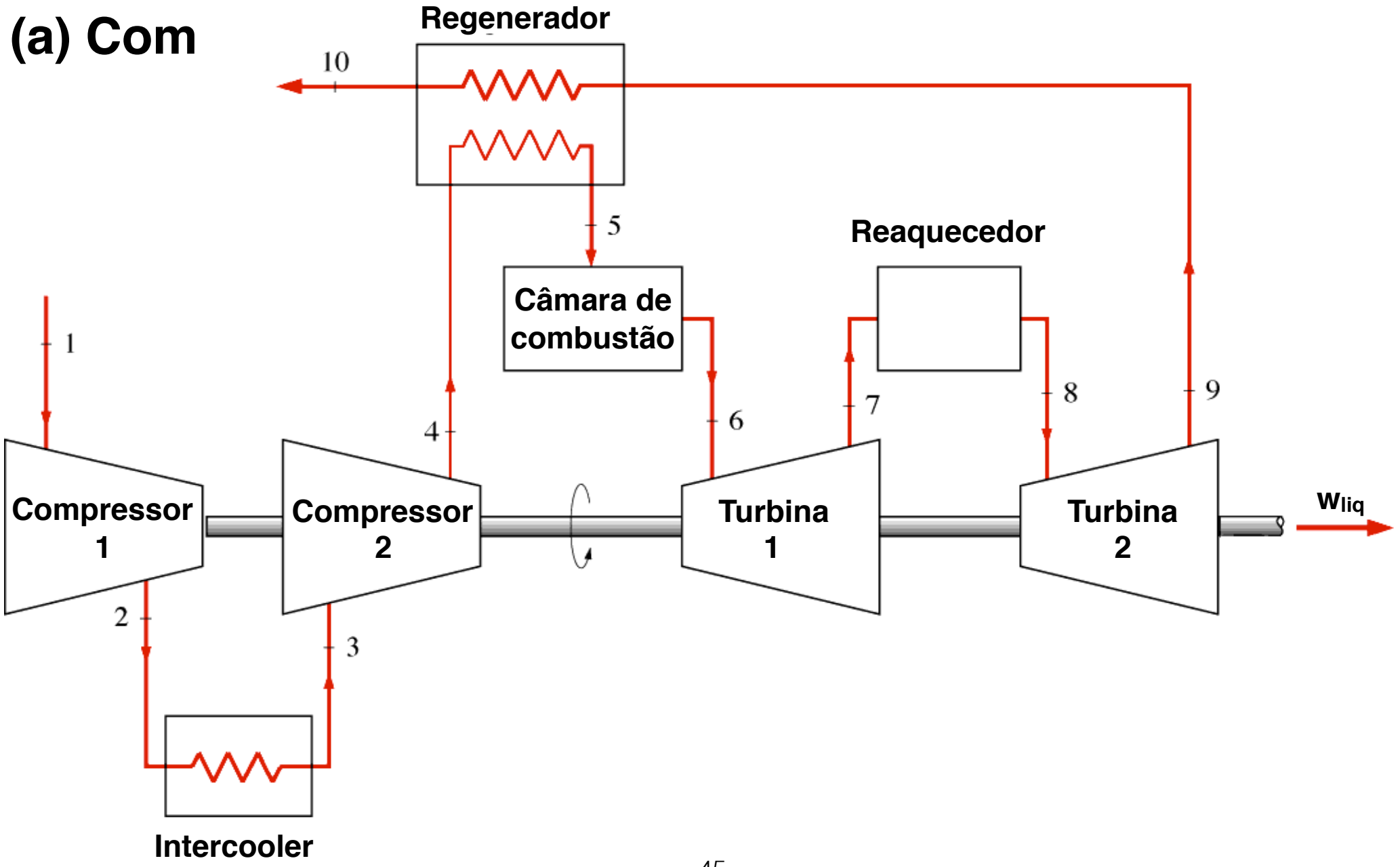
1. Regime permanente;
2. Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
3. Compressores adiabáticos reversíveis;
4. Ciclo padrão a ar;
5. Gás ideal com calores específicos variáveis.

(a) Sem regenerador

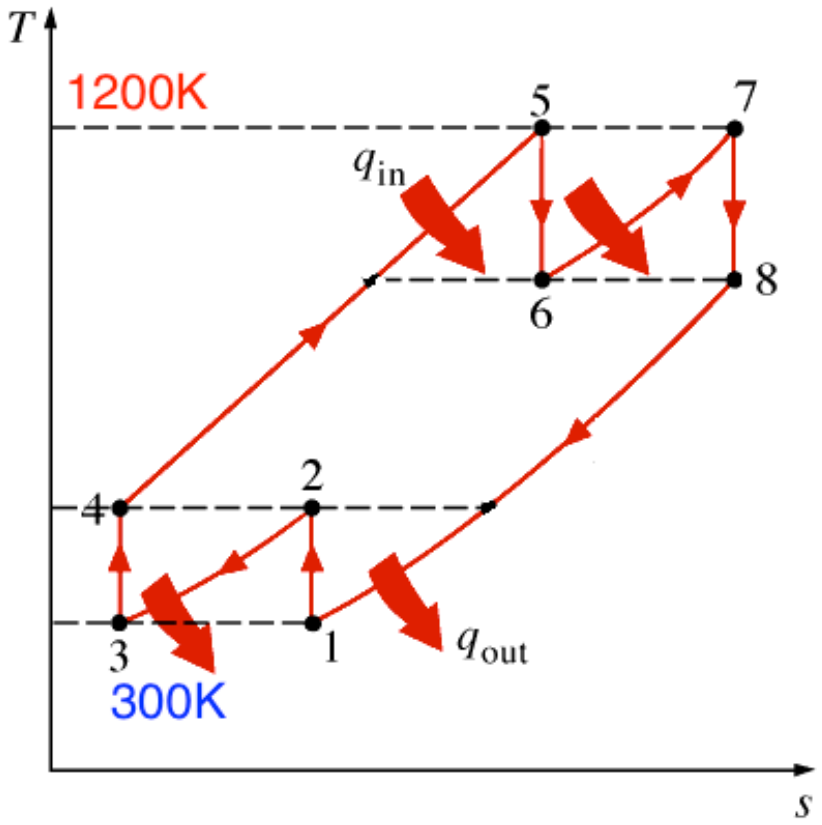


Exercícios

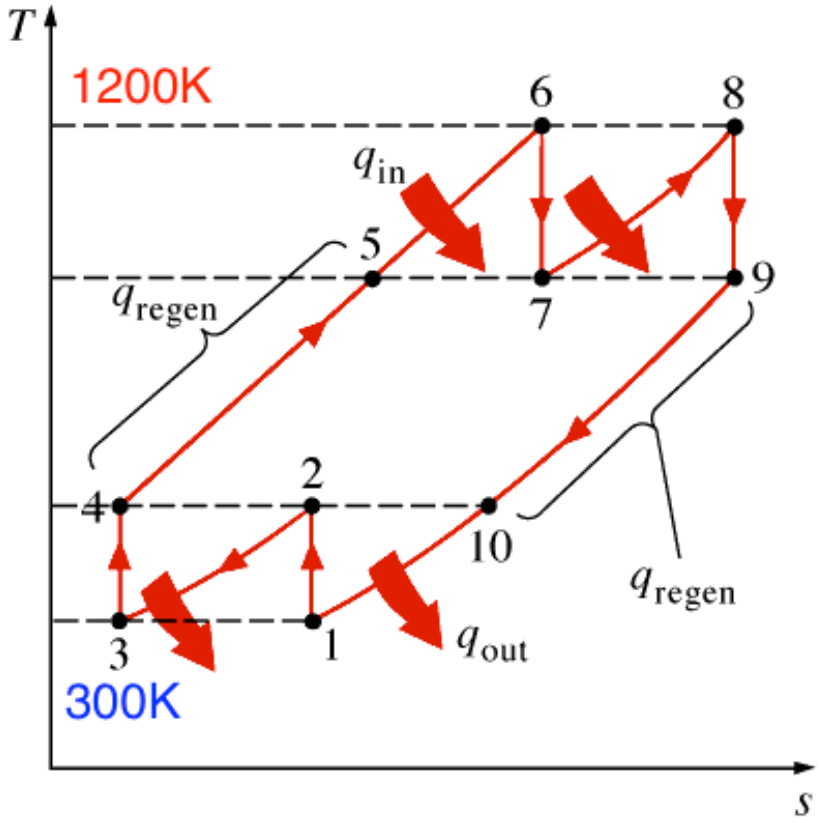
(a) Com



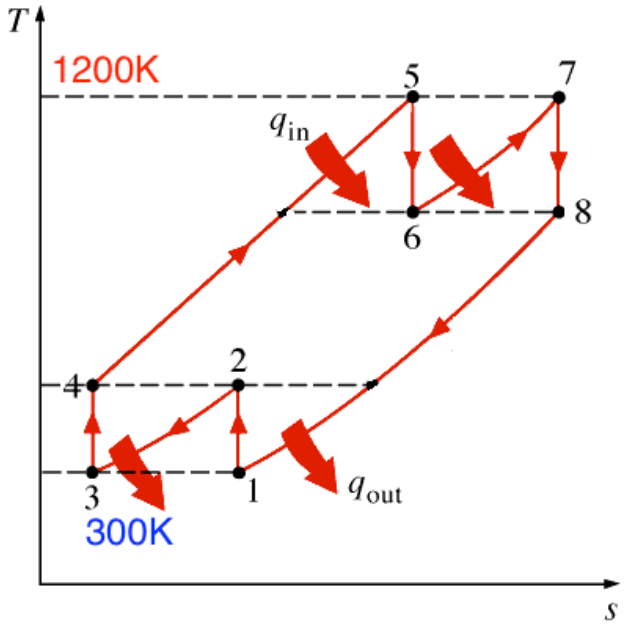
(b) Sem regenerador



(b) Com regenerador



(c) Sem regenerador



✦**Estado 1**: $T_1 = 300K$

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

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

✦**Estado 2**: $s_2 = s_1$

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

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

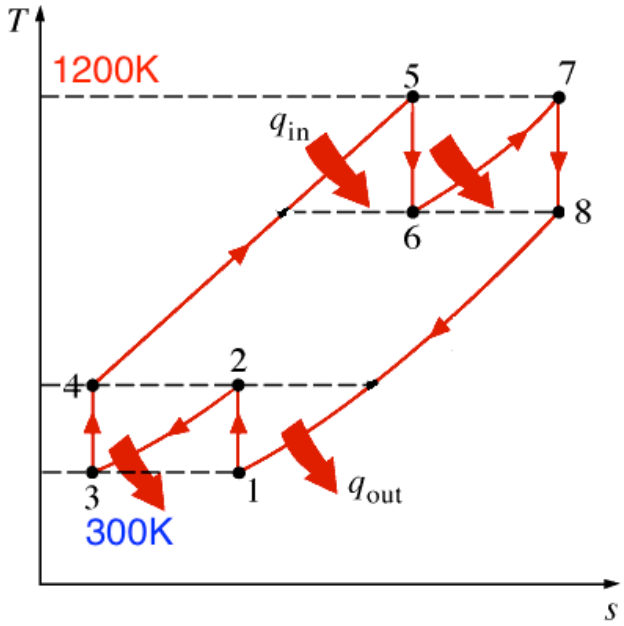
$s_2^T = 7{,}18kJ/kgK$

Propriedades do ar (gás ideal)		
T / (K)	h / (kJ/kg)	s_0^T / (kJ/kgK)
400	401,3	7,15926
420	421,59	7,20875

Interpolando, $T_2 = 410K$ e $h_2 = 412kJ/kg$

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

(c) Sem regenerador



✦**Estado 5**: $T_5 = 1200K$

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

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

✦**Estado 6**: $s_6 = s_5$

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

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

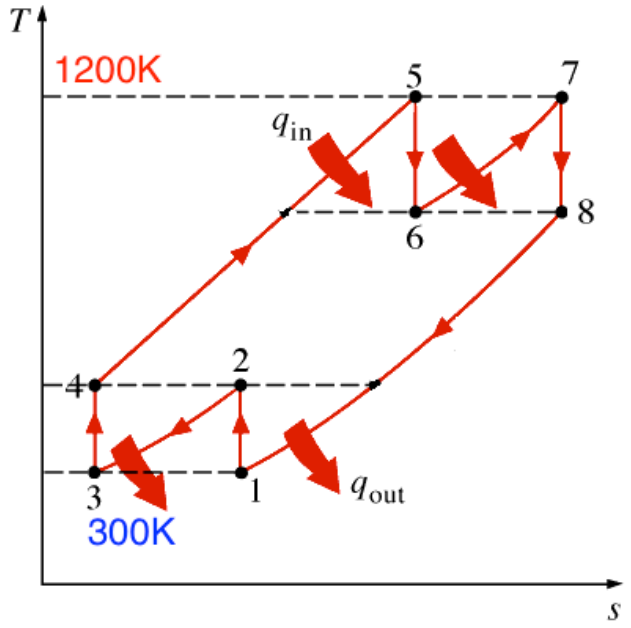
$s_6^T = 8{,}03 kJ/kgK$

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

Interpolando, $T_6 = 912K$ e $h_6 = 947 kJ/kg$

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

(c) Sem regenerador



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

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

✦**Trabalho específico nas turbinas**:

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

✦**Calor fornecido ao ciclo**:

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

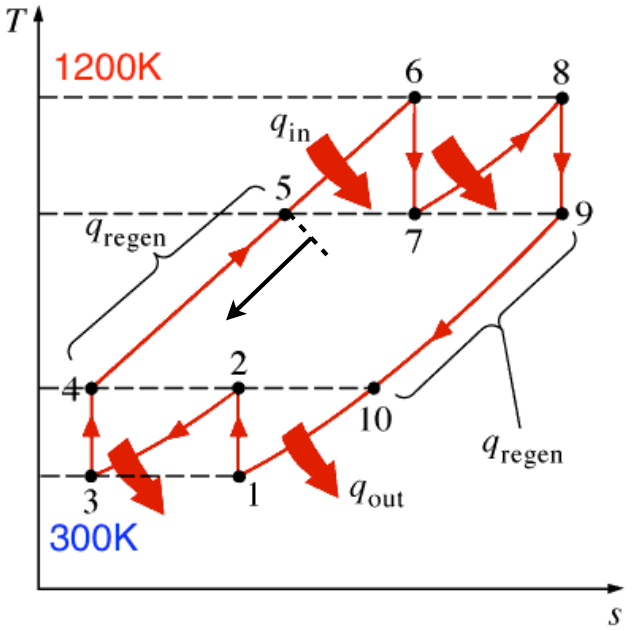
✦**Back work**:

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

✦**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:**

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

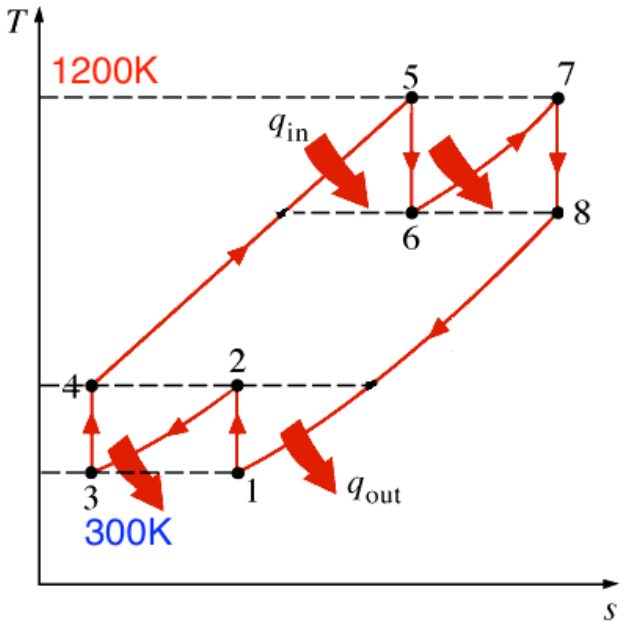
✦**Rendimento térmico**:

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

Exercícios

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

(c) Sem regenerador



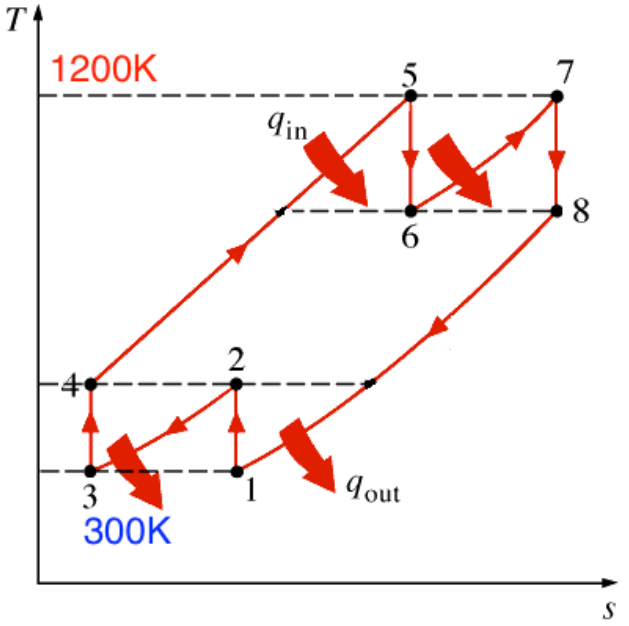
✦**Estado 1**: $T_1 = 300K$

✦**Estado 2**: $s_2 = s_1$

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

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

(c) Sem regenerador



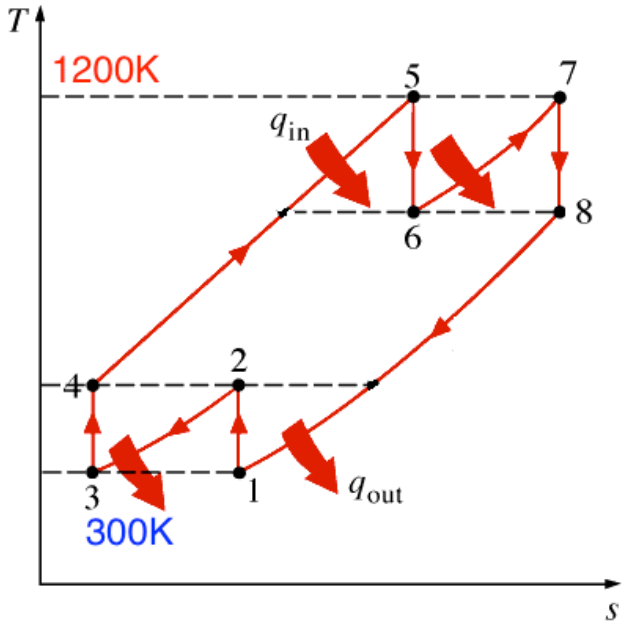
✦**Estado 5**: $T_5 = 1200K$

✦**Estado 6**: $s_6 = s_5$

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

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

(c) Sem regenerador



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

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

✦**Trabalho específico nas turbinas**:

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

✦**Calor fornecido ao ciclo**:

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

✦**Back work**:

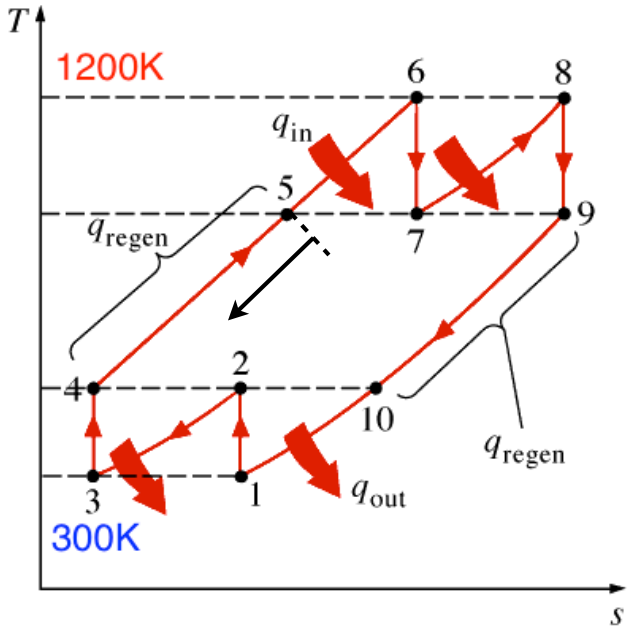
$r_{bw} = w_c / w_T = 223 / 649 = 0{,}343$

Pequena diferença!

✦**Rendimento térmico**:

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

(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**:

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

Exercícios

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:

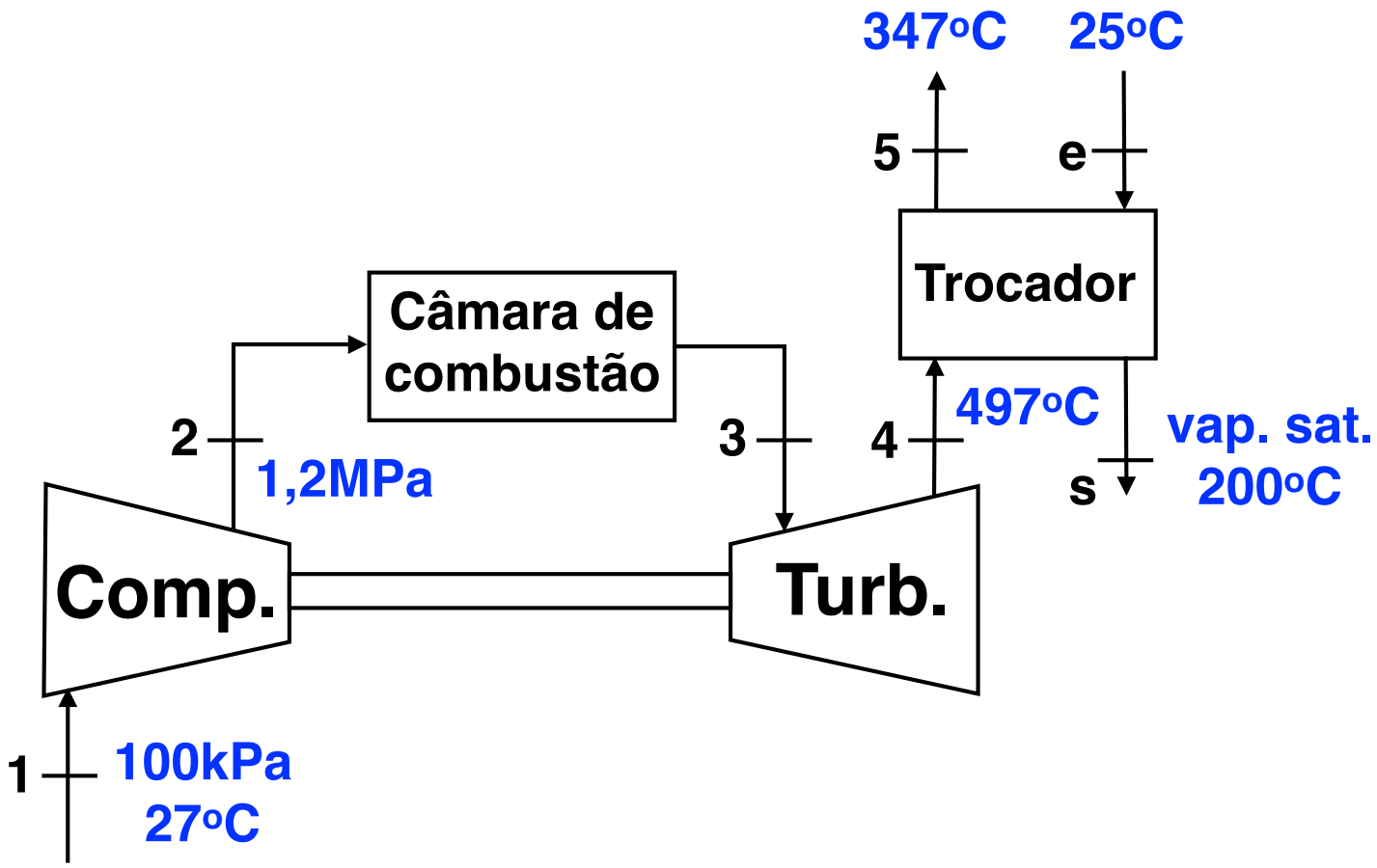
(a) temperatura do ar na entrada da turbina;

(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:


347ºC
25ºC
5
e
Trocador
Câmara de combustão
2
1,2MPa
3
4
497ºC
s
vap. sat.
200ºC
Comp.
Turb.
1
100kPa
27ºC

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.

Exercícios

Solução (a)

✦**Estado 1**: $T_1 = 27^oC$ (300K) e $P_1 = 100kPa$

$h_1 = 300,47kJ/kg$

$s_1 = s_1^T = 6,86926kJ/kgK$

✦**Estado 2**: $P_2 = 1200kPa$ e $s_{2s} = s_1$

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

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

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

Propriedades do ar (gás ideal)		
T / (K)	h / (kJ/kg)	s_0^T / (kJ/kgK)
600	607,32	7,57638
620	628,38	7,6109

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

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

$h_2 = 679kJ/kg$

Exercícios

Solução (a)

✦**Estados 3 e 4**: $T_4 = 497^oC$ (770K) e $P_4 = 100kPa$

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

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

Problema iterativo!

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

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

Processo iterativo					
palpite	*tabela*	*Eq. 1*	*tabela*	*Eq. 2 e 3*	*Tabela*
T_3 / (K)	h_3 / (kJ/kg)	h_{4s} / (kJ/kg)	s_{4s}^T / (kJ/kgK)	s_3^T / (kJ/kgK)	T_3 / (K)
1200	1277,81	682,2	7,69	8,4	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**:

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

✦**Trabalho específico nas turbinas**:

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

✦**Back work**:

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

✦**Calor fornecido ao ciclo**:

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

✦**Rendimento térmico**:

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

Solução (c)

✦**Potência líquida e vazão mássica**

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

Solução (d)

✦**balanço de energia no trocador de calor**:

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

✦**Estado 5**: $T_5 = 620K$, assim $h_5 = 628{,}38kJ/kg$

✦**Estado s**: $T_s = 200^oC$ e $P_{sat} = 1553{,}8kPa$, assim $h_v = 2793{,}18kJ/kg$

✦**Estado e**: $T_e = 25^oC$ e $P_e = 1553{,}8kPa$, $h_e = u_l(T_e) + P_e v_e$

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

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

$$\dot{m}_{água} = 0{,}27kg/s$$