

# Motores Térmicos

8° Semestre

4° ano

# Aula 26. Ciclo Ideal de Turbina a Gás

---

- ▶ Ciclos Abertos
- ▶ Ciclos Fechados
- ▶ Ciclo de Brayton com Regeneração
- ▶ Ciclo de Brayton a volume constante
- ▶ Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

## 26.1 Funcionamento

Numa turbina à gás, o gás pressurizado gira a turbina. Em todas as turbinas a gás modernas, a própria turbina produz o seu gás pressurizado, isto é feito através da queima de um combustível que pode ser propano, gás natural, querosene ou combustível para aviação (JET A1). O aquecimento proveniente da queima do combustível expande o ar, e a alta velocidade deste gás quente gira a turbina.

## 26.2 O Ciclo de Brayton

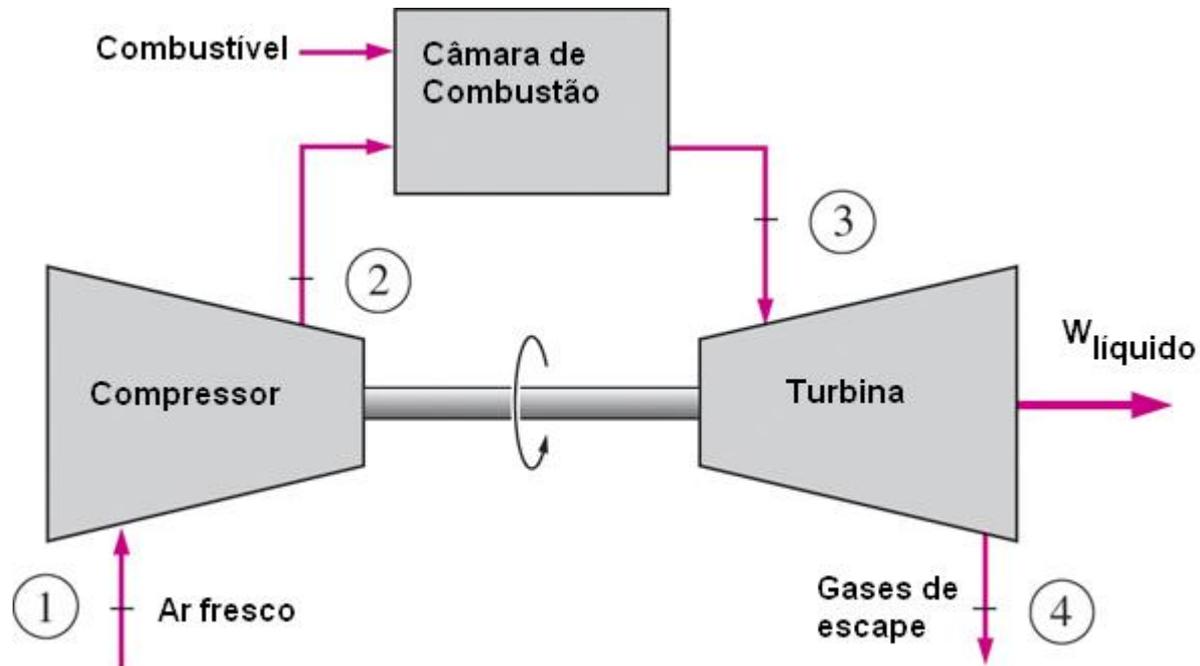
---

O ciclo de Brayton foi proposto por George Brayton para o uso no motor alternativo a óleo que criou, cerca de 1870. Hoje em dia é apenas utilizado em turbinas em que a compressão e a expansão ocorrem em máquinas rotativas.

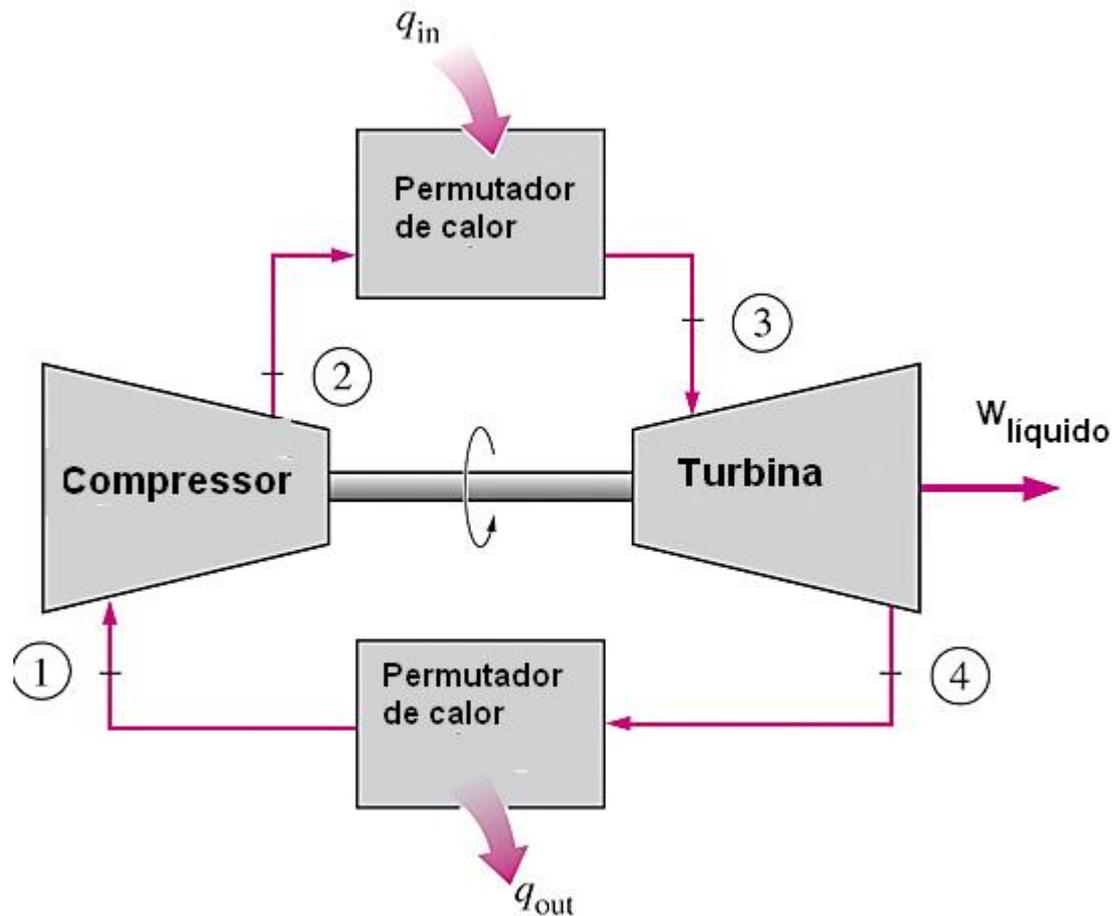


**George A. Brayton**  
(1803–April 21, 1880)

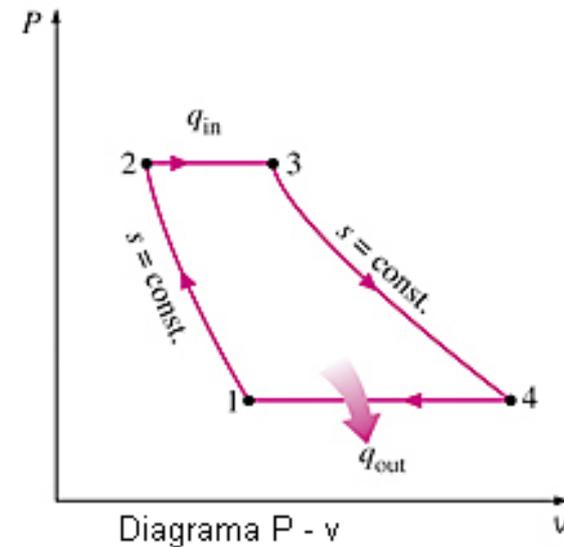
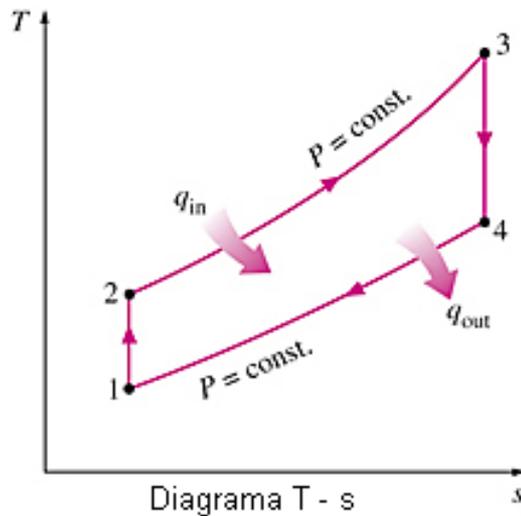
# 26.2.1 Ciclo aberto de turbina a gás



## 26.2.2 Ciclo fechado de turbina a gás



## 26.2.3 Diagramas P-v e T-s para o ciclo Ideal de Brayton



## 26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo de Brayton

$$(q_{adm} - q_{sai}) + (w_{adm} - w_{sai}) = h_{saida} - h_{entrada} \quad (26.1)$$

As transferências de calor de e para o fluído são:

$$\begin{aligned} q_{adm} &= h_3 - h_2 = c_P (T_3 - T_2) \\ q_{sai} &= h_4 - h_1 = c_P (T_4 - T_1) \end{aligned} \quad (26.2)$$

O rendimento térmico de um ciclo Brayton baseado nas hipóteses de ar padrão é:

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{w_{liquido}}{q_{adm}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{adm}} = 1 - \frac{c_P (T_4 - T_1)}{c_P (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)} \quad (26.3)$$

## 26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo de Brayton

---

Os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, sendo  $P_2 = P_3$  e  $P_4 = P_1$ , assim:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (26.4)$$

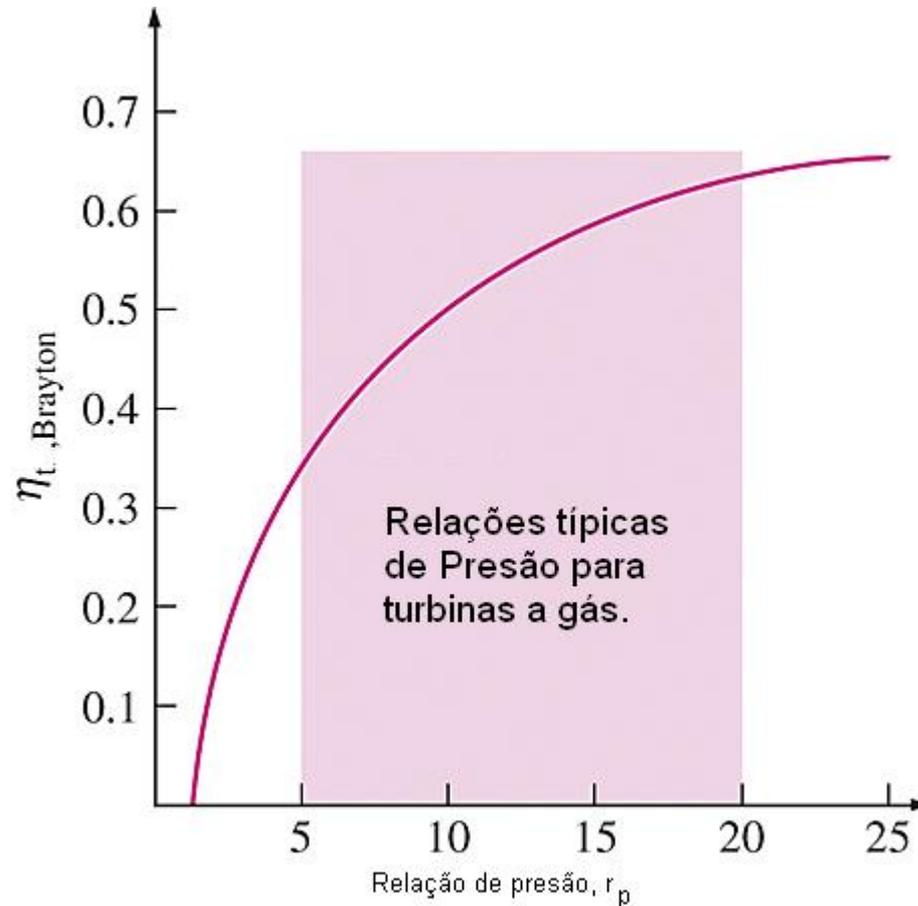
Substituindo estas equações na equação do rendimento térmico e simplificando, obtém-se:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}} \quad (26.5)$$

Onde:  $\beta = \frac{P_2}{P_1}$

é a relação de pressões e  $k$  o coeficiente politrópico do fluido

## 26.3.4 Rendimento Térmico do ciclo de Brayton em função da relação de pressão



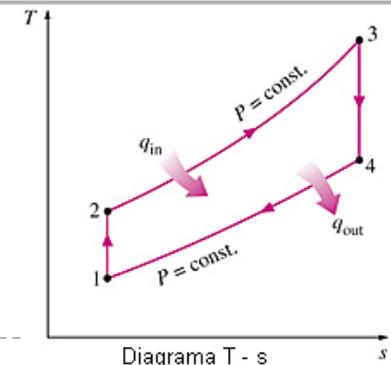
## 26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo real de Brayton

Da análise da Expressão (26.5) segue que o rendimento térmico do ciclo de Brayton padrão é só função da relação das pressões  $\beta$  e não depende das temperaturas do ciclo.

As transformações do ciclo real ocorrem com perdas de energia em todos os componentes da instalação. Avaliando-se as irreversibilidades da compressão e da expansão pelos rendimentos internos respectivos  $\eta_{ri}^{com}$  e  $\eta_{ri}^{tr}$  e em conformidade com o ciclo no diagrama  $T$ - $S$ , obtém-se :

$$T_2 - T_1 = \eta_{ri}^{com} (T_{2real} - T_1) \quad (26.6)$$

$$T_3 - T_{4real} = \eta_{ri}^{tr} (T_3 - T_4) \quad (26.7)$$

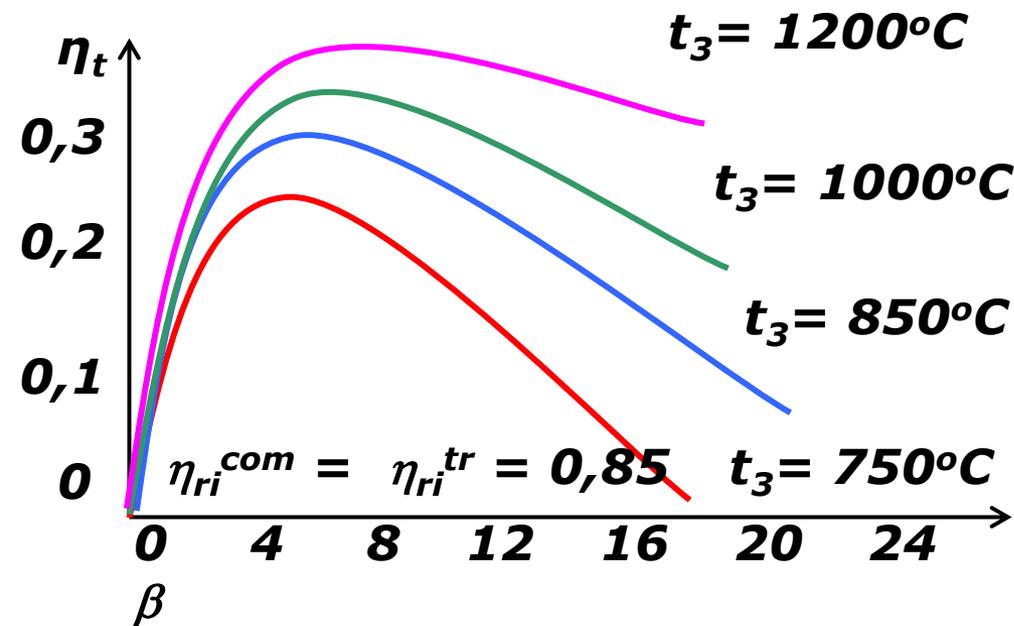


## 26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo real de Brayton

Designando a razão das temperaturas extremas como  $\theta = T_3 / T_1$  e introduzindo as grandezas  $\alpha = \eta_{ri}^{com} \cdot \eta_{ri}^{turb} \cdot \theta$  e  $\gamma = [1 + \eta_{ri}^{com} (\theta - 1)]$  o rendimento térmico do ciclo real determina-se da expressão:

$$\eta_t = \frac{\left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \left(\alpha - \beta^{\frac{k-1}{k}}\right)}{\gamma - \beta^{\frac{k-1}{k}}} \quad (26.8)$$

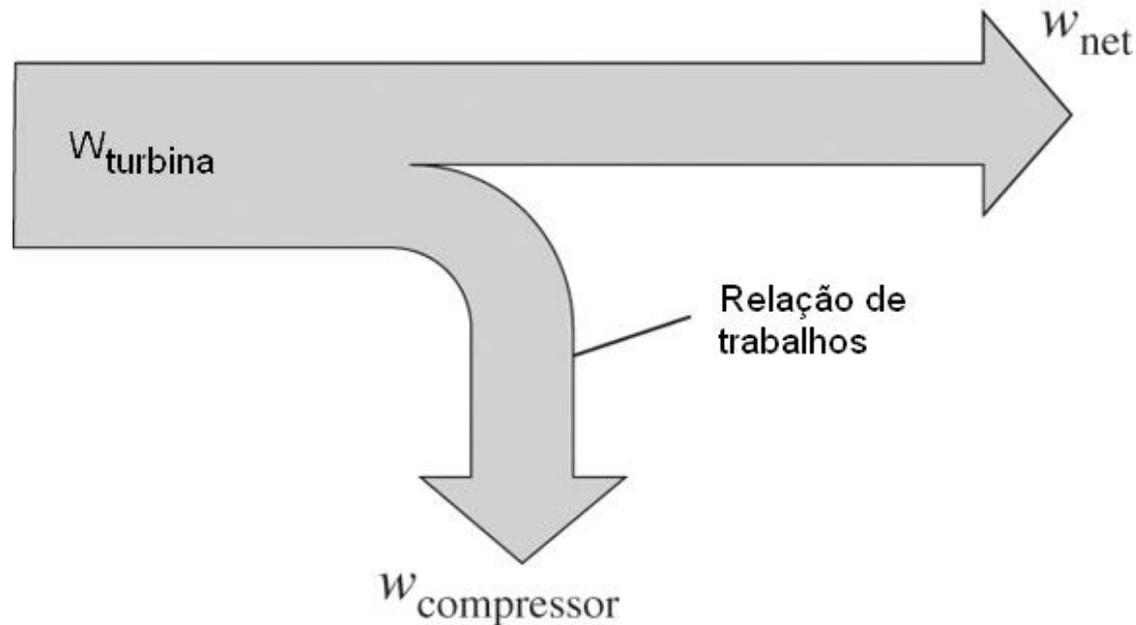
## 26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo real de Brayton



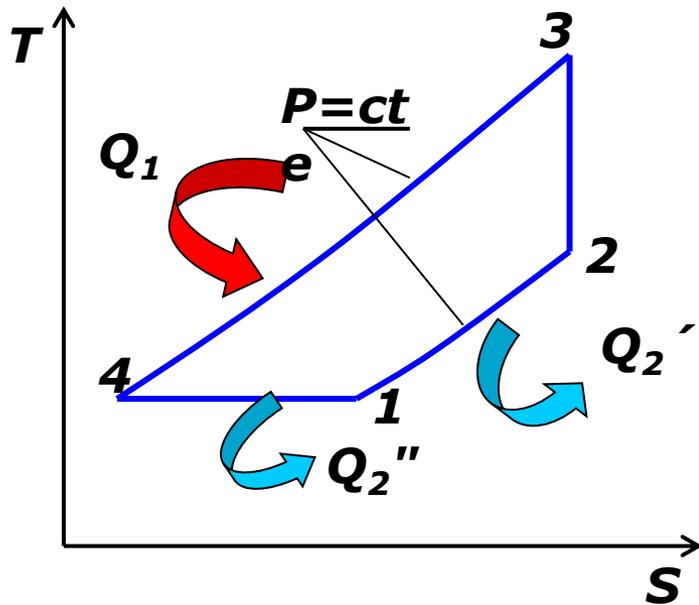
Da análise da Expressão 26.8 segue que o rendimento do ciclo de Brayton real, depende da razão das pressões máximas, da razão das temperaturas máximas e dos rendimentos relativos internos do compressor e da turbina

## 26.4 Ralação de trabalhos

Nas centrais térmicas com turbinas a gás, a relação entre o trabalho do compressor e o da turbina, que denomina-se **relação dos trabalhos** é muito grande (60-80%).



## 26.4.1 Trabalho mínimo de compressão



O trabalho de compressão mínimo só pode ser obtido numa transformação isotérmica. O ciclo com compressão isotérmica é apresentado no diagrama T-S na figura. Neste ciclo o calor retira-se do fluido motor no processo isobárico 4-1 e no processo de compressão isotérmica 1-2

## 26.4.1 Trabalho mínimo de compressão

---

$$q_2 = Cp(T_4 - T_1) + RT_1 \ln(P_2/P_1) \quad (26.9)$$

A quantidade de calor fornecido é de

$$\dot{q}_1 = Cp(T_3 - T_2) \quad (26.10)$$

O rendimento térmico da instalação será:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_p \cdot (T_4 - T_1) + R \cdot T_1 \cdot \ln(P_2/P_1)}{C_p \cdot (T_3 - T_2)} \quad (26.11)$$

Designando

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} = \rho \quad (\text{grau de expansão prévia}) \text{ e tomando em conta (26.12)} \\ \text{que:}$$

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \quad (26.13)$$

## 26.4.1 O trabalho de compressão mínimo

---

o rendimento térmico passa a ser:

$$\eta_t = 1 - \frac{\beta^{(k-1)/k} \left[ \frac{k-1}{k} \ln \beta - 1 \right] + \rho}{\beta^{(k-1)/k} (\rho - 1)} \quad (26.14)$$

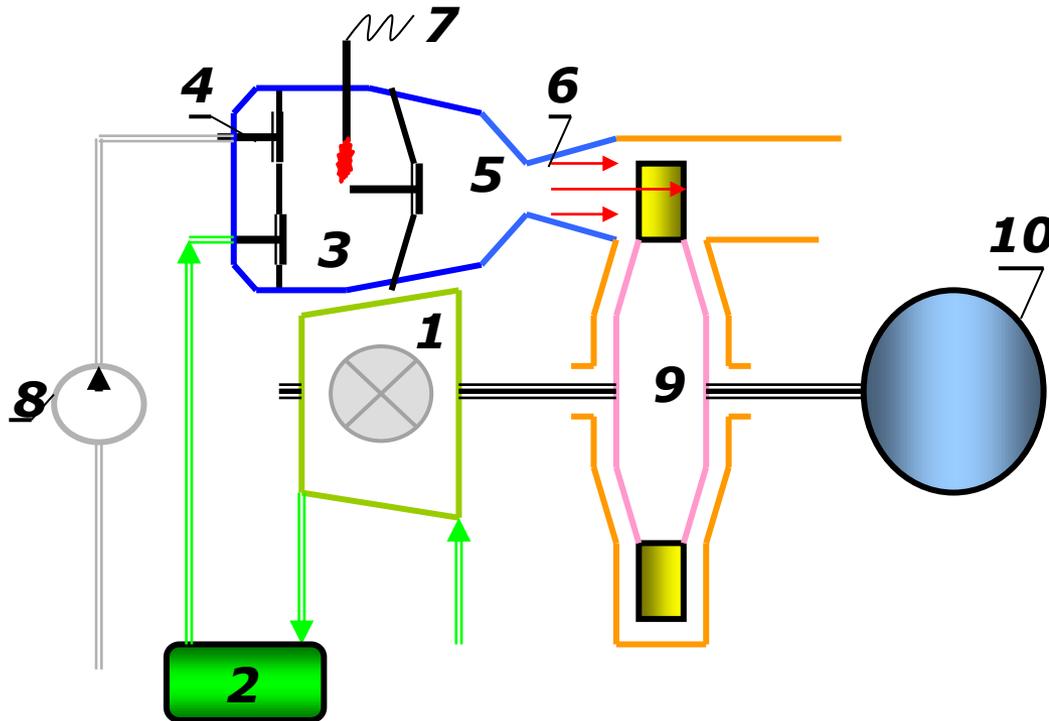
O rendimento máximo determina-se de:

$$\eta_t^{\text{máx}} = 1 - \frac{\ln \rho}{\rho - 1} \quad (26.15)$$

A condição deste máximo corresponde a:

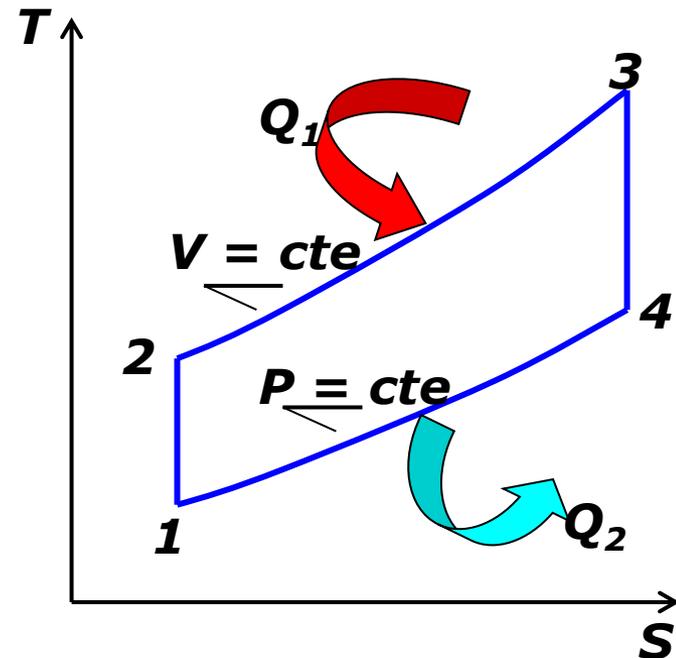
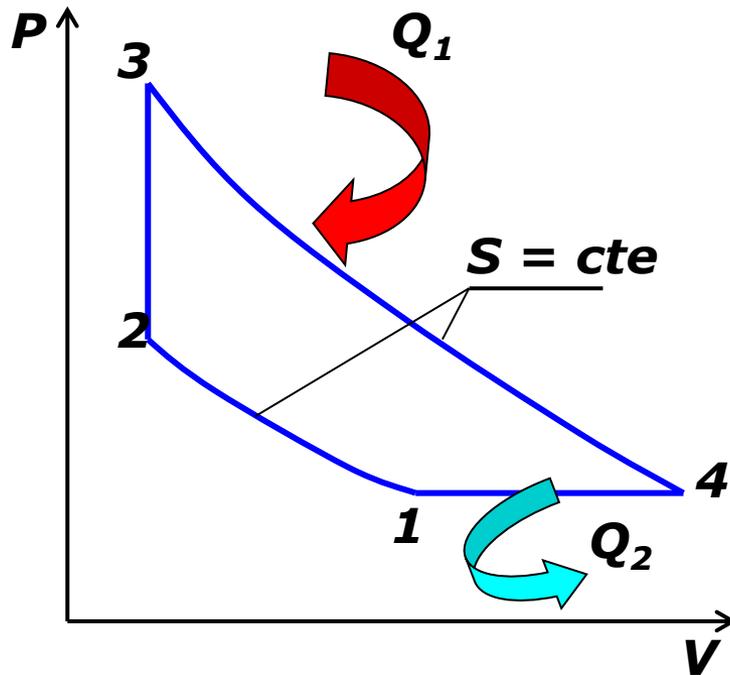
$$\beta = \rho^{k/(k-1)} \quad (26.16)$$

# 26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante



- Compressor *1*
- Depósito *2*
- Válvula de ar *3*
- Válvula de combustível *4*
- Válvula de escape *5*
- Bocal *6*
- Ignição por centelha *7*
- Bomba de combustível *8*
- Pás de trabalho da turbina *9*
- Gerador eléctrico *10*

# 26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante



## 26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante

---

Da apresentação do ciclo nos diagramas  $P$ - $V$  e  $T$ - $S$  segue que as quantidades de calor fornecido e rejeitado no ciclo podem ser calculadas de:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) \quad (26.17)$$

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1) \quad (26.18)$$

e o rendimento térmico do ciclo é dado de:

$$\eta_t^v = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - k \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (26.19)$$

## 26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante

---

Utilizando como características do ciclo o grau de aumento da pressão na transformação adiabática

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \quad (26.20)$$

e o grau de aumento da pressão na transformação isocórica

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} \quad (26.21)$$

## 26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante

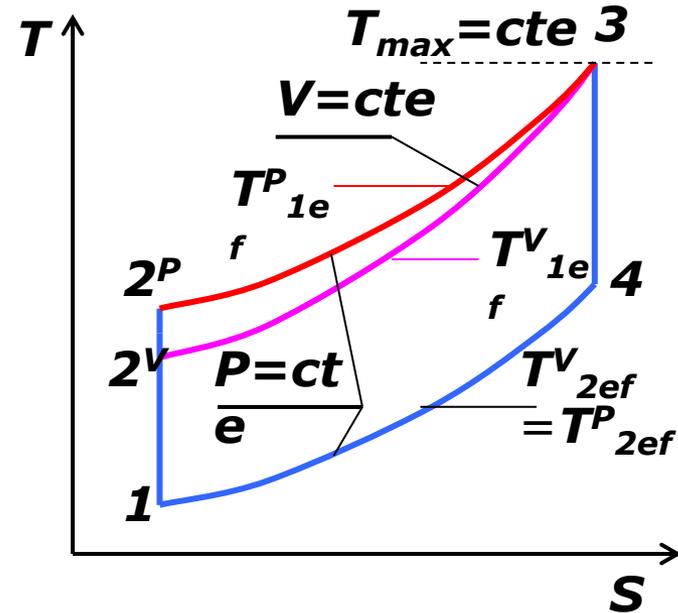
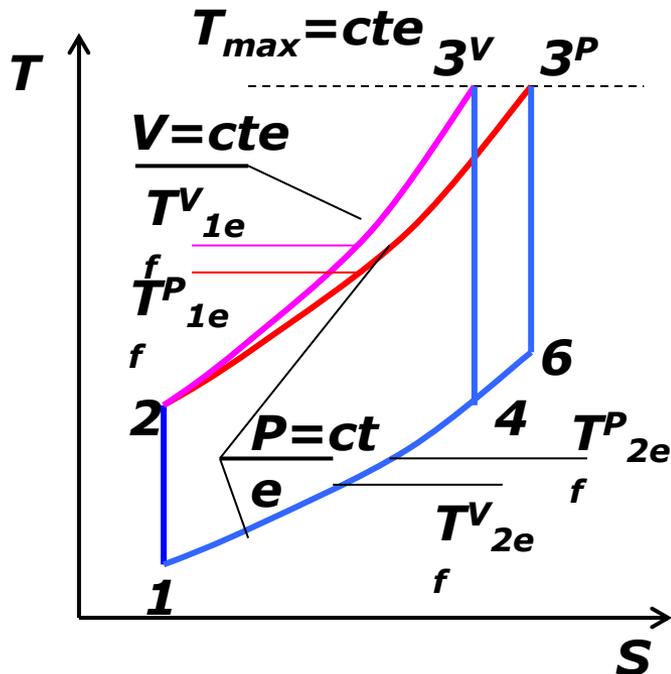
---

e exprimindo as temperaturas do ciclo através da temperatura inicial  $T_1$  e características  $\lambda$  e  $\beta$  vem que:

$$\eta_t^v = 1 - k \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - k}{\beta^{\frac{k-1}{k}} \cdot (\lambda - 1)} \quad (26.22)$$

Da análise da Expressão (26.22) segue que com o aumento  $k$ ,  $\lambda$  e  $\beta$  o rendimento térmico do ciclo aumenta.

# 26.5.1 Comparação dos Ciclos a Volume e a Pressão Constantes



## 26.5.1 Comparação dos Ciclos a Volume e a Pressão Constantes

Considerando os ciclos às mesmas temperaturas máximas e os mesmos graus de aumento da pressão  $\beta$ , vê-se que a temperatura média efectiva do fornecimento de calor no ciclo sob  $V = cte$  é mais alta no ciclo sob  $P = cte$ .

$$T_{1ef}^V > T_{1ef}^P \quad (26.23)$$

e pelo contrário para as temperaturas médias efectivas de rejeição de calor:

$$T_{2ef}^V < T_{2ef}^P \quad (26.24)$$

## 26.5.1 Comparação dos Ciclos a Volume e a Pressão Constantes

---

Portanto, nestas condições  $\eta^V_t > \eta^P_t$  (26.25)

Se nos ciclos comparativos quantidade de calor rejeitado  $q_2$  mantiver-se constante e a comparação realizar-se às mesmas temperaturas máximas. É evidente, que neste caso:  $T^P_{1ef} > T^V_{1ef}$  e  $T^P_{2ef} = T^V_{2ef}$  (26.27)

donde segue que:  $\eta^V_t < \eta^P_t$  (26.26)

## 26.5.1 Comparação dos Ciclos a Volume e a Pressão Constantes

Apesar de algumas vantagens na eficácia termodinâmica do ciclo com fornecimento de calor sob volume constante é raro encontrar-se na prática. Isto acontece pelo carácter intermitente do fornecimento de gás à turbina e ao baixo valor de rendimento absoluto, por causa de irreversibilidade interna. Além disso a instalação tem construção mais complexa.

## 26.5.2 Desenvolvimento das turbinas a gás

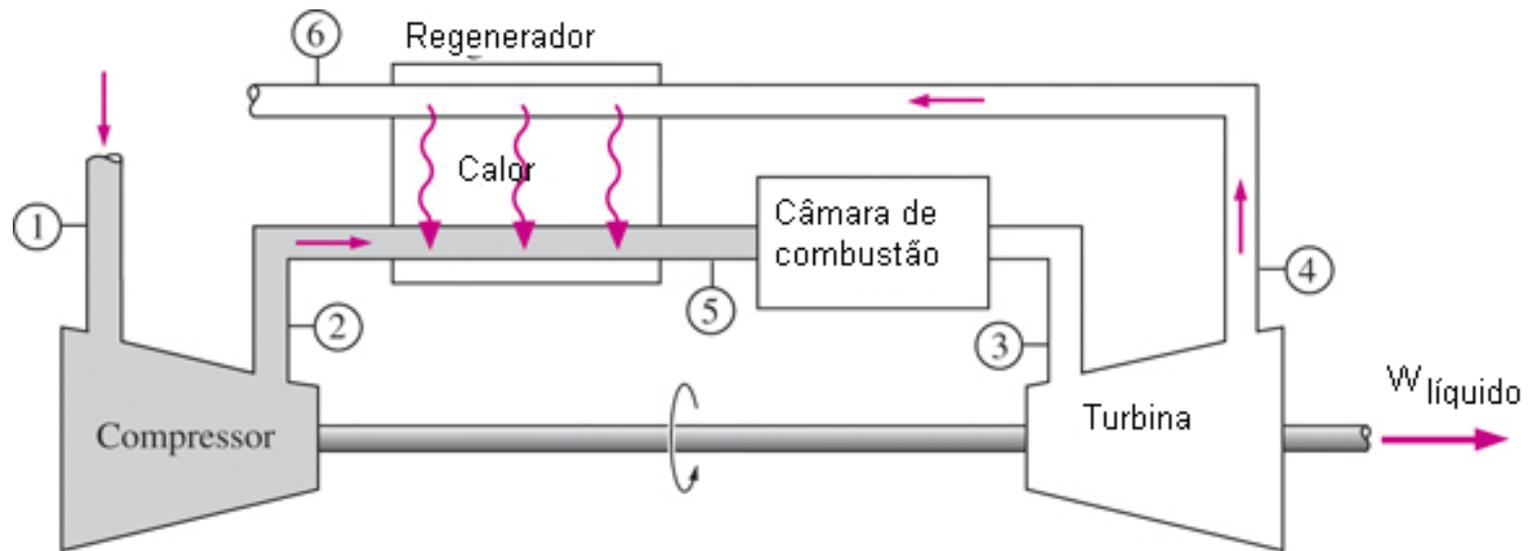
- ▶ Aumento da temperatura de admissão ou de queima da turbina
  - ▶ A temperatura tem aumentado de 540°C (nos anos 40) até 1425°C(actualmente)
- ▶ Aumento do rendimento dos equipamentos
  - ▶ Houve uma grande melhoria no projecto termodinâmico das turbinas e compressores com a introdução da informática.
- ▶ Modificação do ciclo básico
  - ▶ O ciclo básico foi modificado com a introdução de arrefecimento intermédio, regeneração e reaquecimento.

## 26.6 Ciclo de Brayton com Regeneração

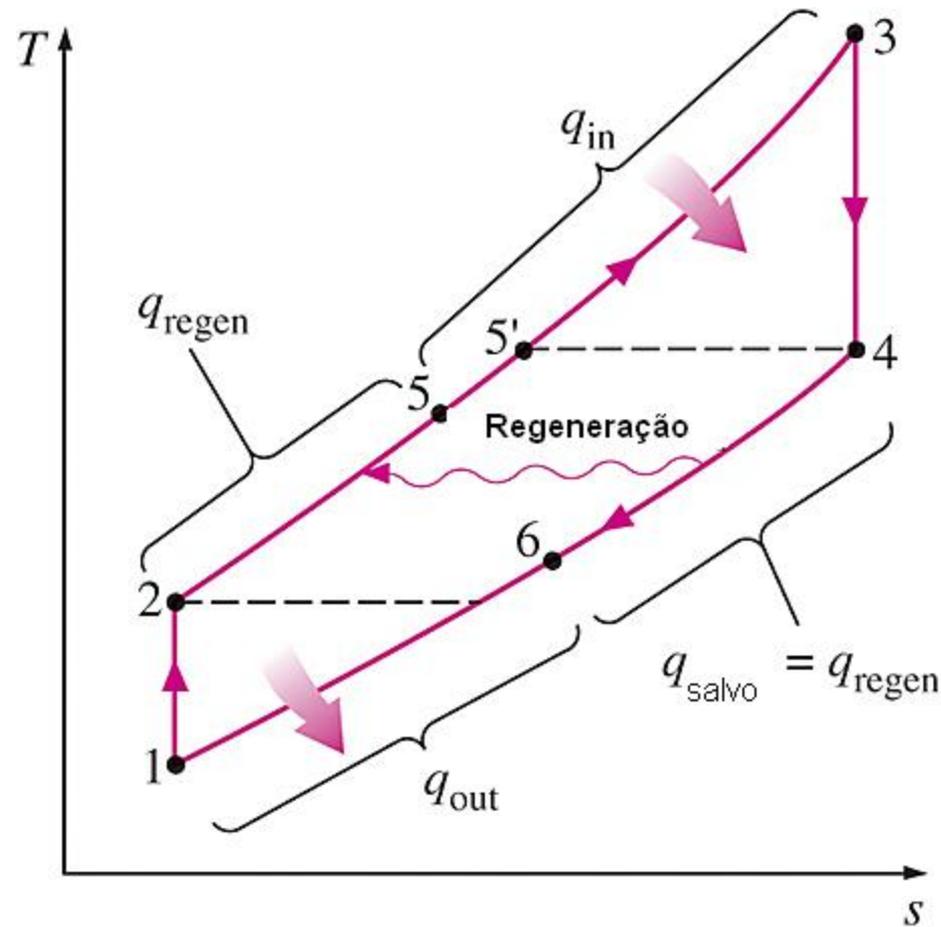
---

Nas turbinas a gás a temperatura dos gases de escape é geralmente bastante superior que a temperatura de saída do compressor, pelo que o ar a alta pressão que sai do compressor pode ser aquecido por transferência de calor dos gases de escape num permutador de calor em contracorrente denominado regenerador ou recuperador.

## 26.6.1 Turbina a gás com regeneração



# 26.6.2 Diagrama T-s de um ciclo de Brayton com regeneração



## 26.7 Efectividade

---

$$q_{\text{regen,real}} = h_5 - h_2 \quad (26.28)$$

$$q_{\text{regen,maxl}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

A medida da aproximação entre um regenerador real e um ideal denomina-se efectividade  $\varepsilon$ , sendo definida por:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (26.29)$$

Quando se utiliza a hipótese do ar frio padrão, reduz-se:

$$\varepsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (26.30)$$

## 26.7 Rendimento Térmico do Ciclo de Brayton com Regeneração

---

A quantidade de calor absorvido pelo ar comprimido é igual a quantidade de calor retirado dos gases de escape, pois,

$$c_p (T_5 - T_2) = c_p (T_4 - T_6)$$

ou

$$c_p (T'_5 - T_2) = c_p (T_{4n} - T'_6) \quad (26.31)$$

É evidente que no caso em que  $T_5 = T_4$  tem-se  $\epsilon = 1$  e a regeneração será completa e no caso do ciclo sem regeneração  $\epsilon = 0$  e quando  $T'_5 < T_4$  a regeneração será incompleta.

O calor fornecido e rejeitado no ciclo regenerativo são respectivamente:

$$\begin{aligned} q_1 &= c_p (T_3 - T_5) = c_p [T_3 - T_2 - \sigma (T_4 - T_2)] \\ q_2 &= c_p (T_6 - T_1) = c_p [T_4 - T_1 - \sigma (T_4 - T_2)] \end{aligned} \quad (26.32)$$

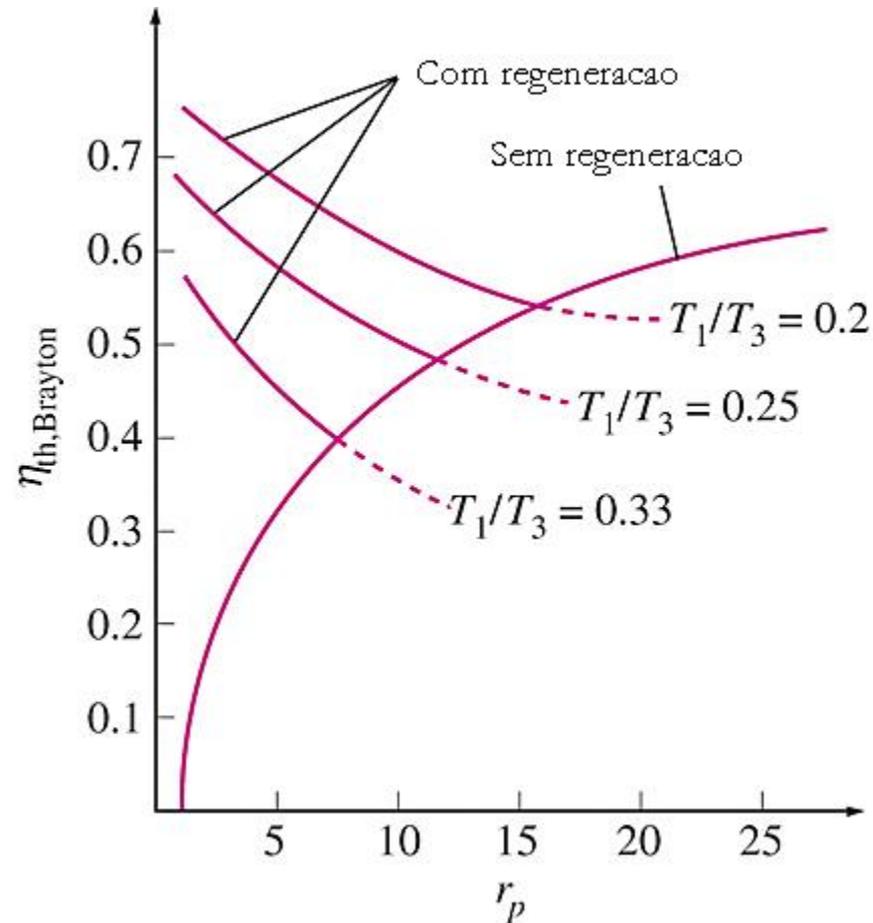
## 26.7 Rendimento Térmico do Ciclo de Brayton com Regeneração

A utilização de um dispositivo de elevada efectividade não pode ser justificado economicamente, a menos que a poupança dos custos de combustível exceda os custos adicionais envolvidos.

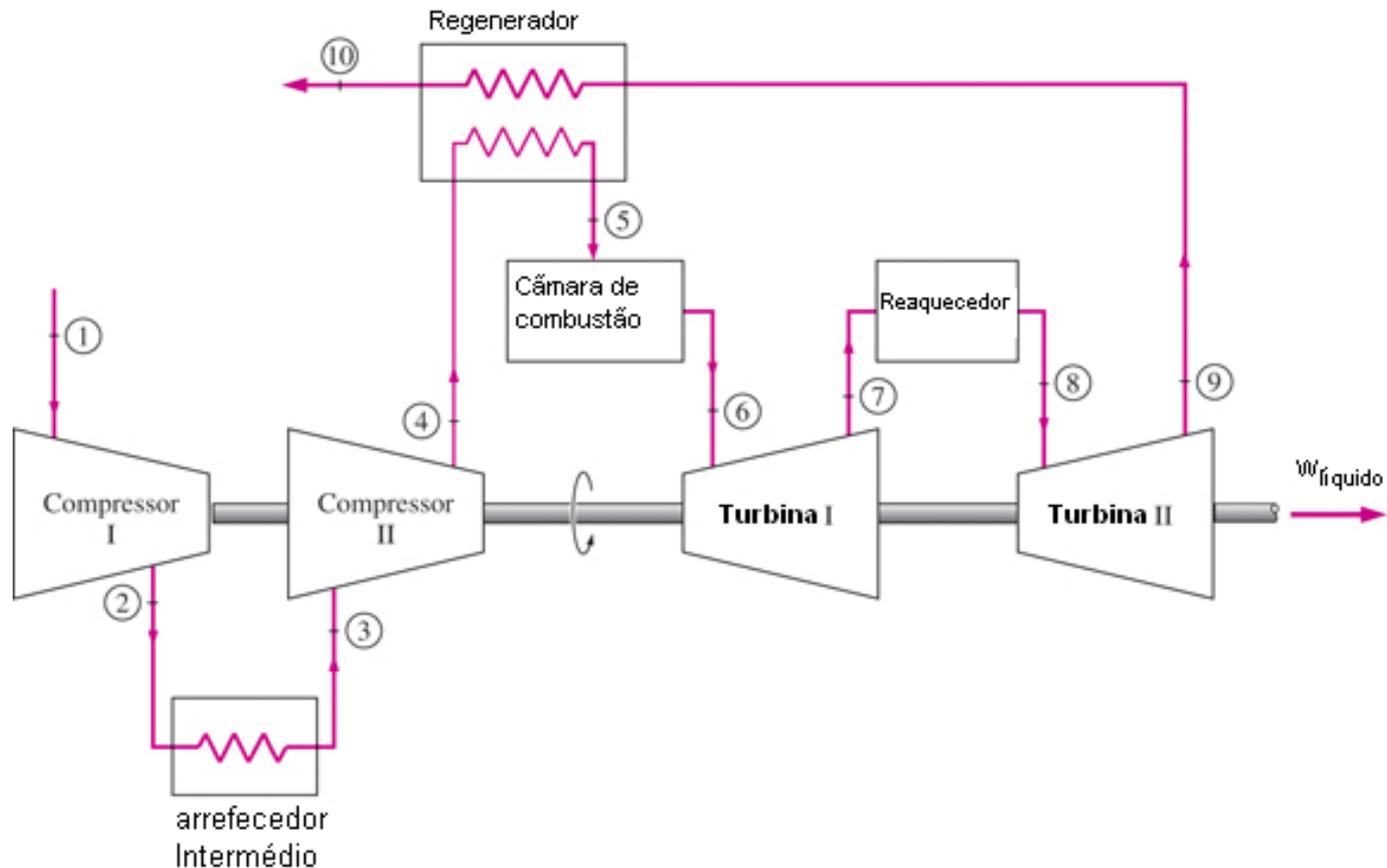
Com base na hipótese do ar frio padrão, o rendimento térmico do ciclo de Brayton com regeneração é dado por:

$$\eta_{t,regen}^{\sigma=1} = 1 - \left( \frac{T_1}{T_3} \right) \cdot (\beta)^{(k-1)/k} \quad (26.33)$$

# 26.7 Rendimento térmico de um ciclo de Brayton com e sem regeneração



## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

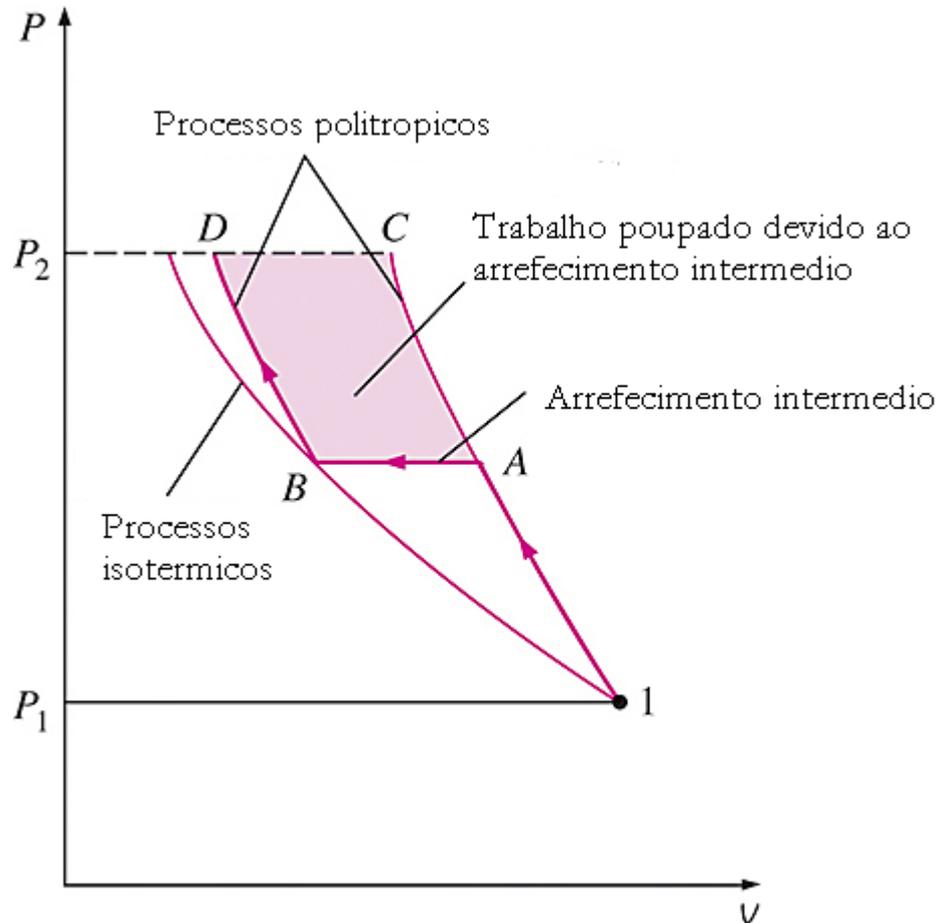


## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

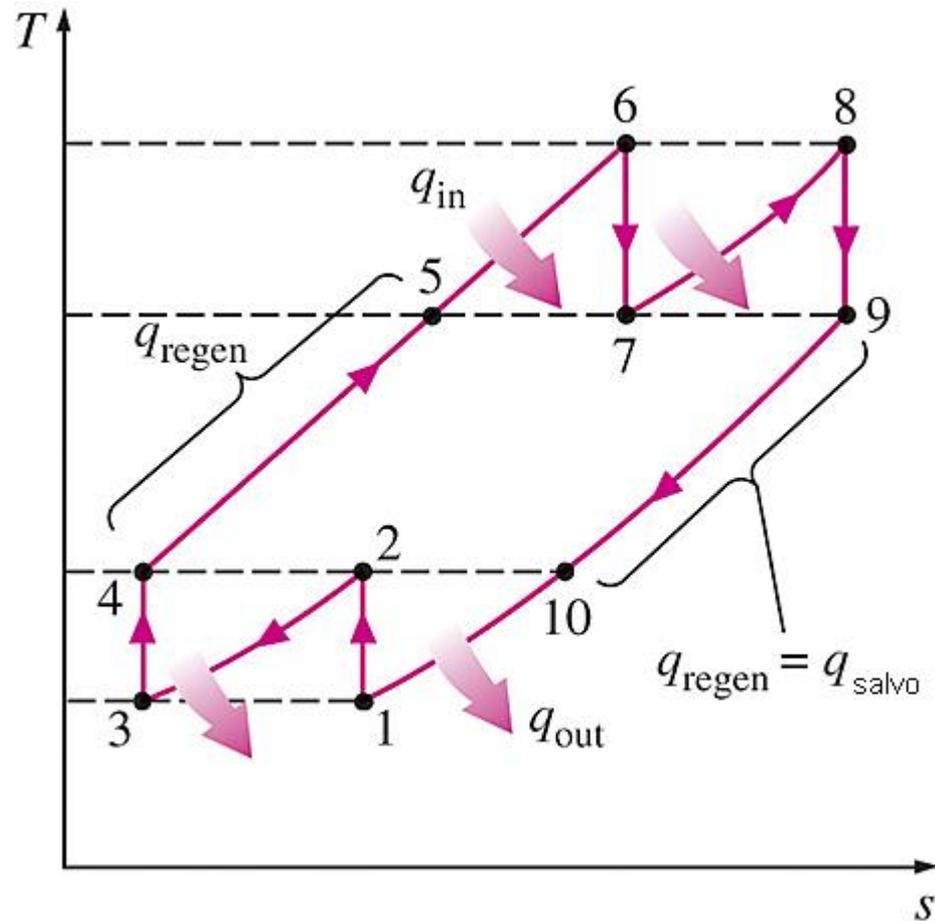
O trabalho fornecido a um compressor de dois estágios é minimizado quando se mantêm relações de pressão iguais em cada estágio, este procedimento também aumenta o trabalho debitado pela turbina. Para um funcionamento óptimo tem-se:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{e} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \quad (26.34)$$

## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração



## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração



## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

---

Considerando instalações reais, a análise do ciclo faz-se tomando em conta a irreversibilidade, em particular introduzindo as noções dos rendimentos relativos dos elementos da instalação.

Seja  $\eta_{ri}^{tr}$ ,  $\eta_{ri}^c$  e  $\eta_m$  respectivamente os rendimentos relativos internos da turbina, do compressor e o rendimento mecânico. Os trabalhos teóricos da turbina e do compressor designamos por  $l_c^{tr}$  e  $l_c^{com}$ .

## 26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

Então os trabalhos reais são:

- Desenvolvido pela turbina (trabalho interno)

$$l_i^{tr} = l_c^{tr} \cdot \eta_{ri}^{tr} \quad (26.35)$$

- Absorvido pelo compressor (trabalho interno)

$$l_i^{com} = l_c^{com} / \eta_{ri}^{com} \quad (26.36)$$

- Trabalho útil efectivo

$$l_{efe}^{util} = (l_i^{tr} - l_i^{com}) \cdot \eta_m \quad (26.37)$$