

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.



Assim, a turbina à gás é uma máquina de combustão interna contínua que converte a **energia química do combustível em trabalho útil** no eixo, com **elevada potência específica** e **resposta rápida**.

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**.



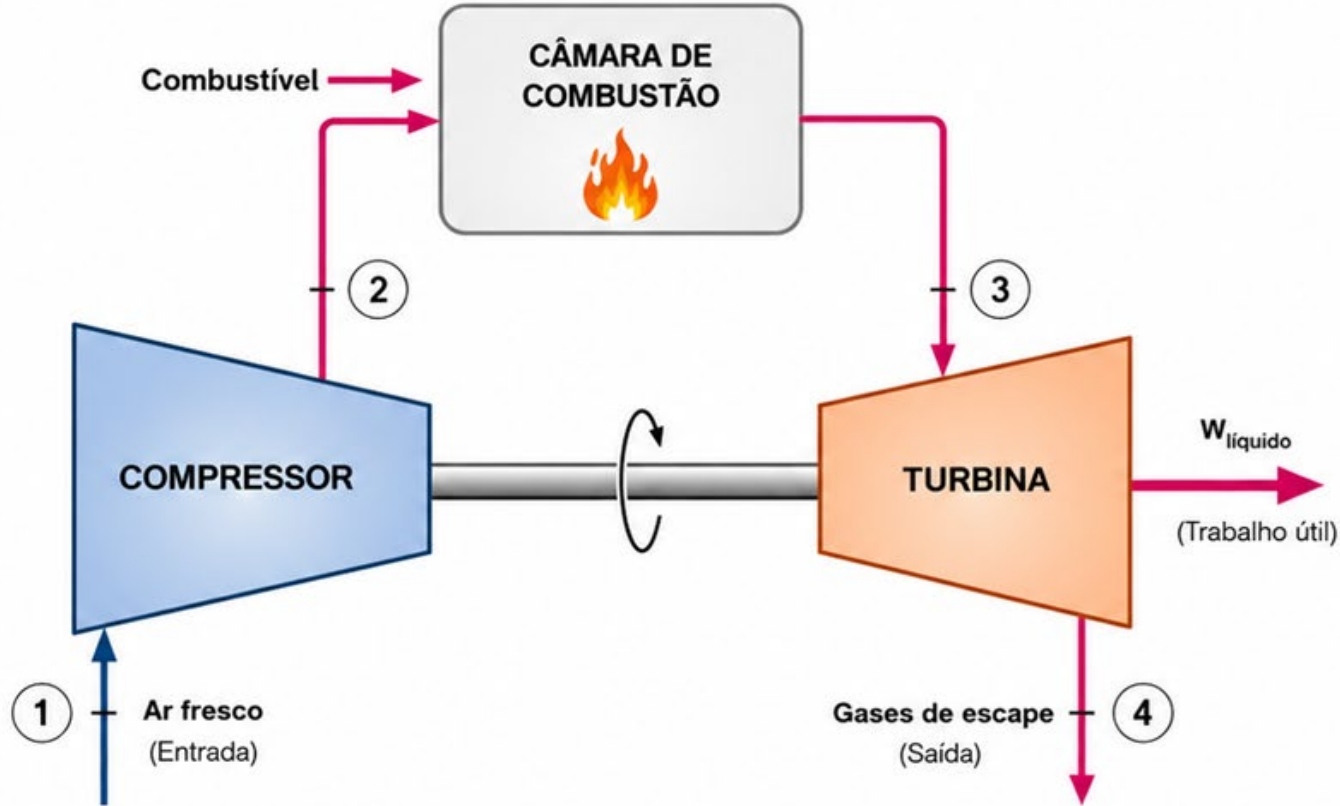
Hoje em dia é apenas utilizado em **turbinas** em que a compressão e a expansão ocorrem em **máquinas rotativas**.



George A. Brayton

(1803 – April 21, 1880)

26.2.1 Ciclo aberto de turbina



Resumo do ciclo aberto

- O ar é comprimido.
- O combustível é adicionado e queimado a pressão aproximadamente constante.
- Os gases expandem-se na turbina produzindo trabalho.
- Os gases de escape são descarregados para a atmosfera.

1 Entrada do compressor

Entra ar fresco do ambiente à baixa pressão e baixa temperatura.

2 Saída do compressor

O ar é comprimido a alta pressão e alta temperatura e segue para a câmara de combustão.

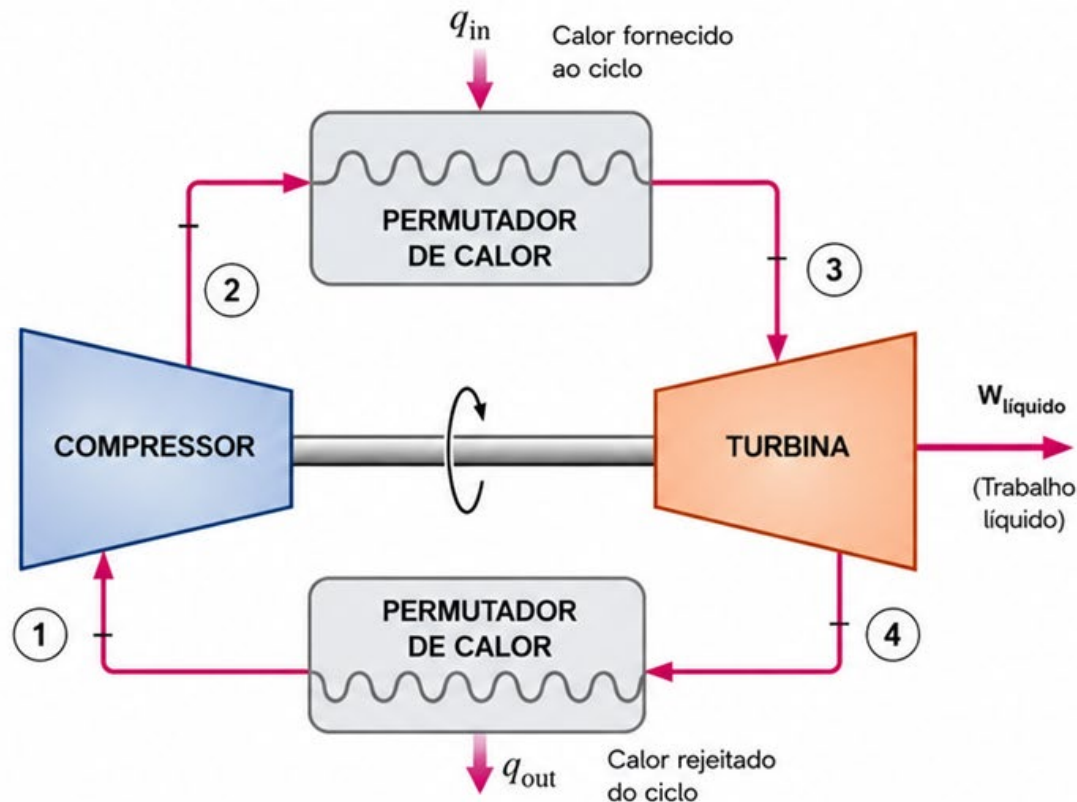
3 Entrada da turbina

Os gases de combustão, a alta pressão e alta temperatura, expandem-se na turbina produzindo trabalho.

4 Saída da turbina

Os gases de escape saem para a atmosfera à baixa pressão.

26.2.2 Ciclo fechado de turbina a gás



Descrição do ciclo

- Fluido de trabalho circula numa malha fechada.
- O calor é adicionado ao fluido no permutador superior (q_{in}).
- O fluido expande-se na turbina, produzindo trabalho.
- O calor é rejeitado no permutador inferior (q_{out}).
- O ciclo repete-se continuamente.

1 Entrada do compressor

Fluido de trabalho entra no compressor a baixa pressão e baixa temperatura.

2 Saída do compressor

Fluido comprimido a alta pressão e alta temperatura, pronto para receber calor no permutador superior.

3 Entrada da turbina

Fluido a alta pressão e alta temperatura entra na turbina e expande-se, convertendo energia em trabalho.

4 Saída da turbina

Fluido à baixa pressão e baixa temperatura, pronto para rejeitar calor no permutador inferior e retornar ao compressor.

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



Os diagramas P-v e T-s representam o **ciclo ideal de Brayton** para uma turbina a gás, composto pelos processos: compressão isentrópica, adição de calor a pressão constante, expansão isentrópica e rejeição de calor a pressão constante.

Diagrama T - s

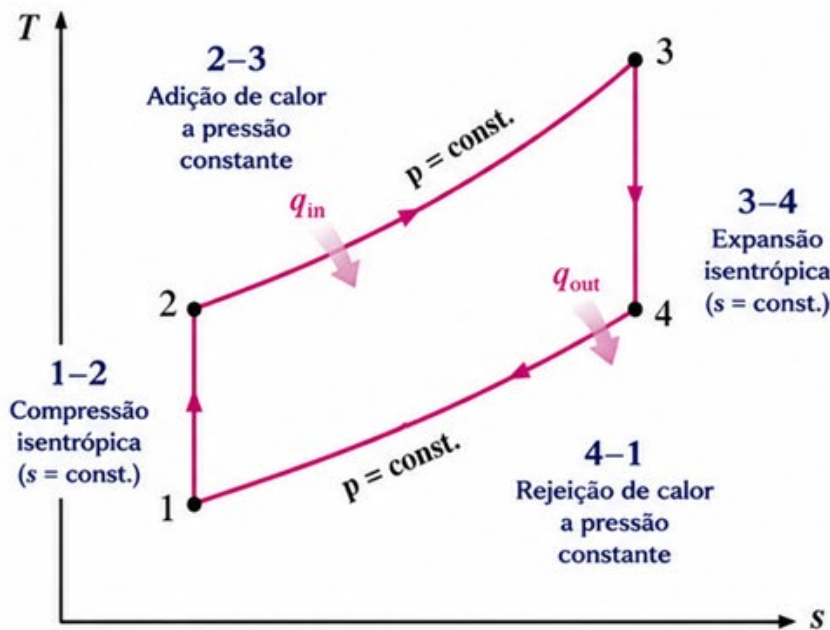
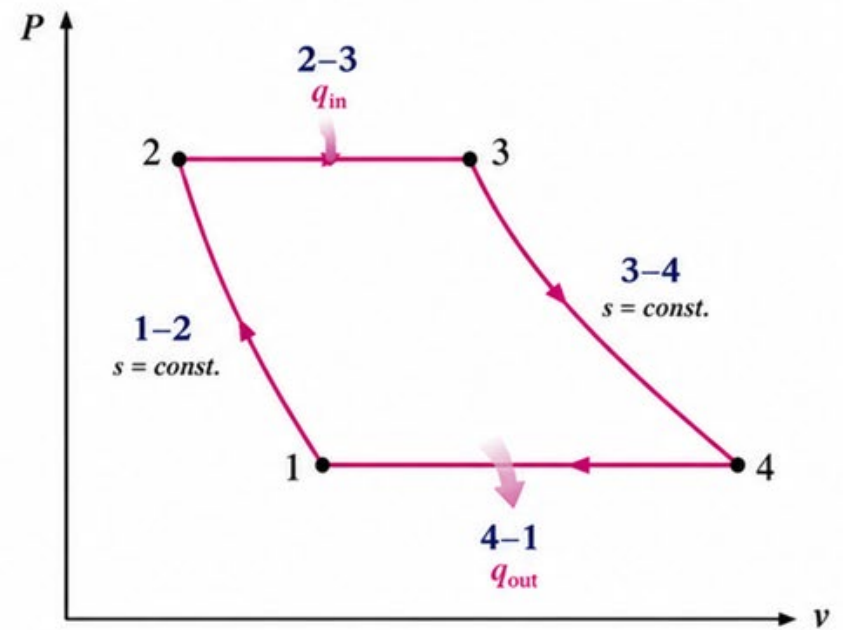


Diagrama P - v



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 fluido 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:

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

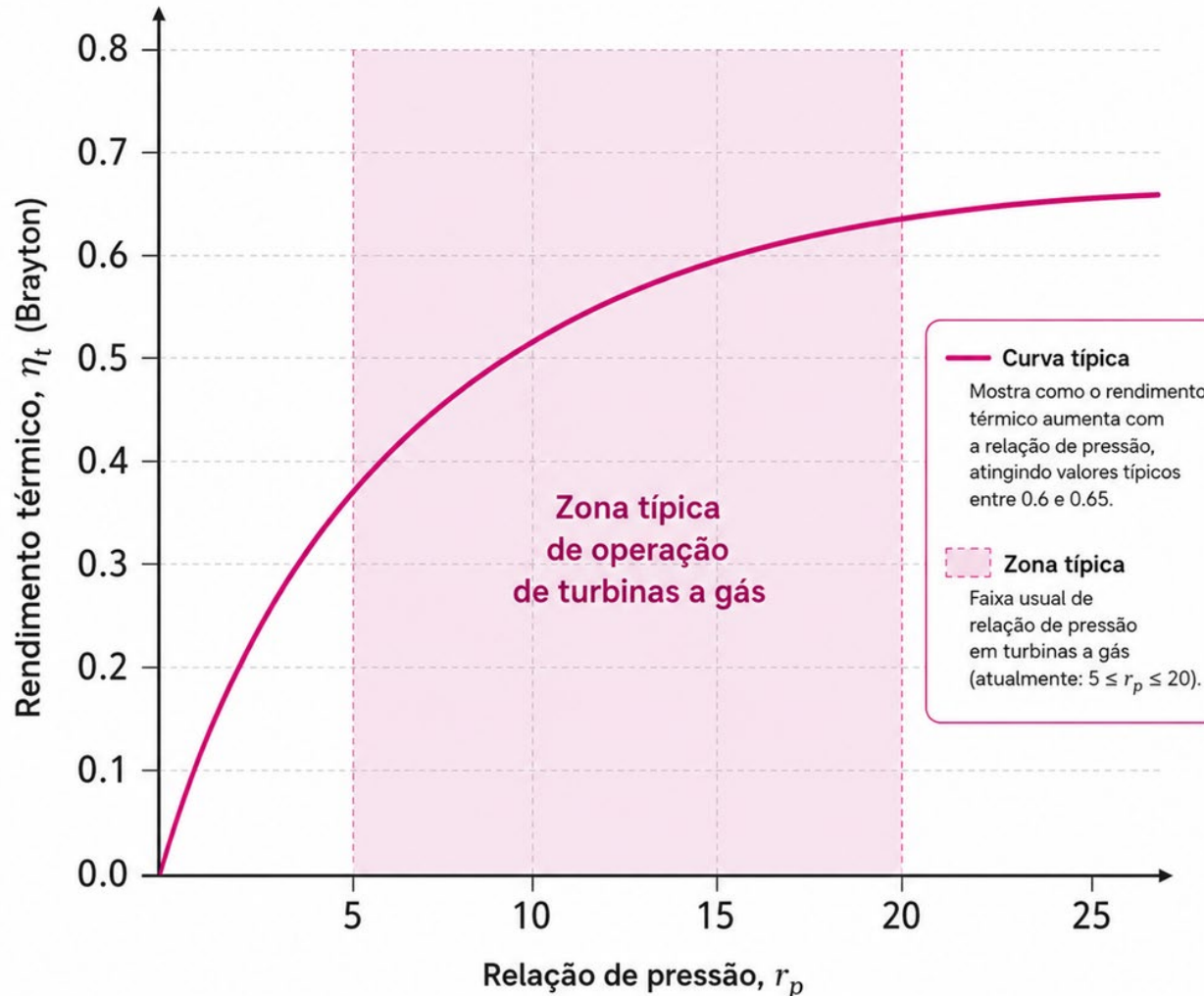
Substituindo estas equações na equação do rendimento térmico e simplificando, obtém-se:

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

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



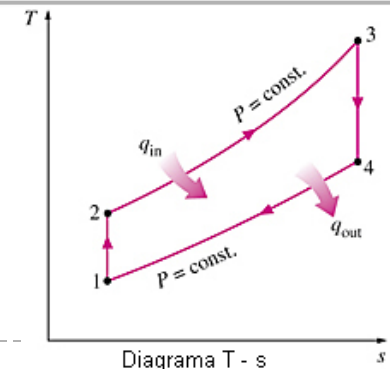
26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo real de Brayton

Da análise da Expressão (26.5) segue que o rendimento térmico do ciclo de Brayton padrão é só função da relação das pressões β 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 η_{ri}^{com} e η_{ri}^{tr} e em conformidade com o ciclo no diagrama T - S , obtém-se :

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

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



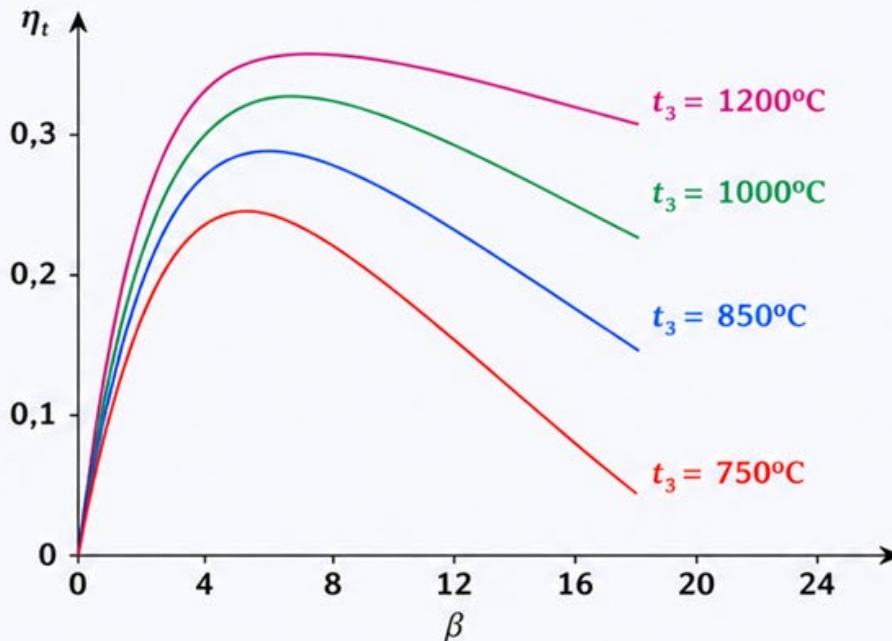
26.3.4 Rendimento Térmico do Ciclo real de Brayton

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

Rendimento térmico vs. razão de pressões (β)



$$\eta_{ri}^{com} = \eta_{ri}^{tr} = 0,85$$

Rendimentos relativos internos do compressor e da turbina iguais a 0,85.

Legenda: η_t – Rendimento térmico do ciclo real
 β – Razão de pressões ($p_{m\acute{a}x}/p_{m\acute{i}n}$)
 t_3 – Temperatura máxima do ciclo (entrada da turbina)



Principais conclusões

Da análise da Expressão 26.8 segue que o rendimento do ciclo de Brayton real depende de:



Razão das pressões máximas (β):

existe um valor ótimo de β que maximiza o rendimento.



Razão das temperaturas máximas (t_3):

quanto maior a temperatura máxima, maior o rendimento térmico alcançável.



Rendimentos relativos internos:

melhores rendimentos do compressor e da turbina aumentam o rendimento do ciclo.



Para cada temperatura máxima, existe uma razão de pressões que produz o rendimento térmico máximo.

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%**).

O que representa?



W_{turbina}

Trabalho produzido pela turbina (saída).



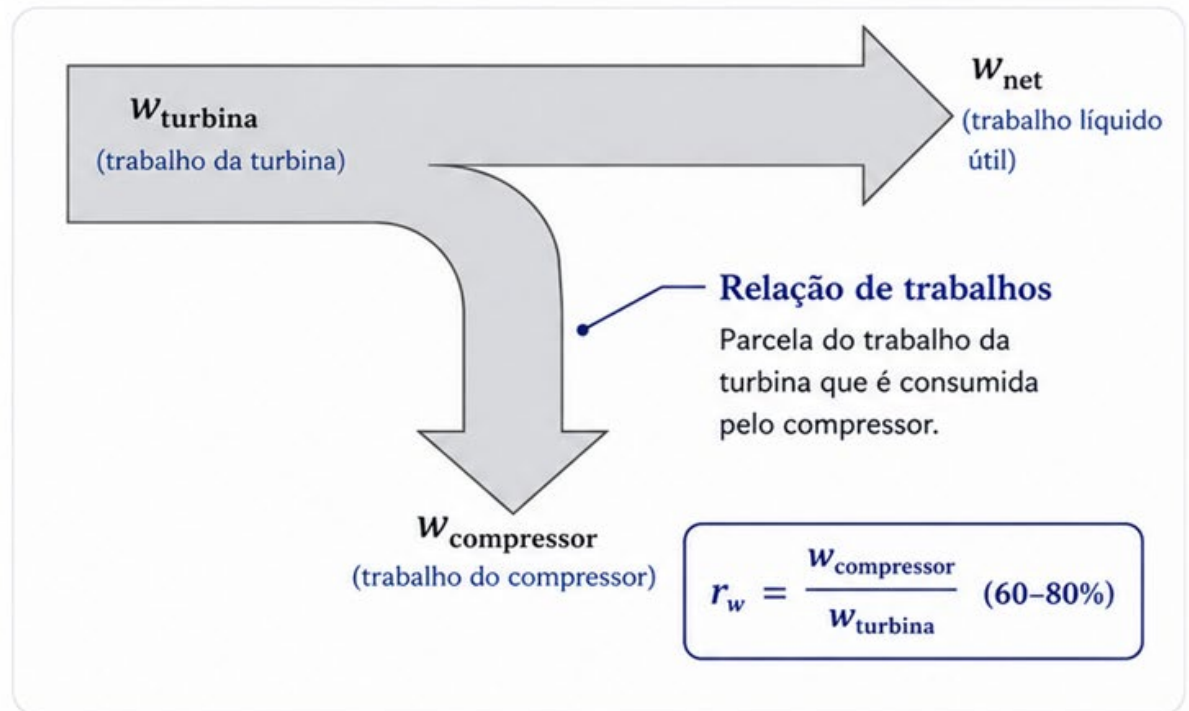
$W_{\text{compressor}}$

Trabalho consumido pelo compressor (entrada).

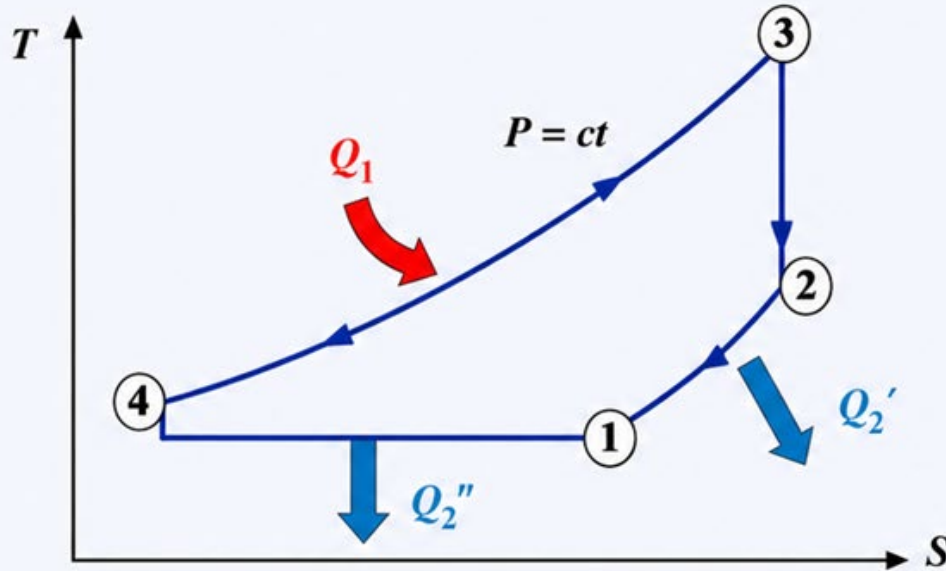


Relação de trabalhos (r_w)

Indica a fração do trabalho da turbina necessária para acionar o compressor.



26.4.1 Trabalho mínimo de compressão



Processos do ciclo:

- ①-② Compressão isotérmica
- ②-③ Adição de calor a pressão constante
- ③-④ Expansão isentrópica
- ④-① Rejeição de calor a pressão constante

- Q_1 Calor adicionado
- Q_2' Calor rejeitado na compressão isotérmica (1-2)
- Q_2'' Calor rejeitado no processo isobárico (4-1)



Ideia principal

O trabalho de compressão mínimo só pode ser obtido numa **transformação isotérmica**.

O ciclo com compressão isotérmica é apresentado no diagrama T-S ao lado.



Observação

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 :

$$q_1 = Cp(T_3 - T_2) \quad (26.10)$$

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

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

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

26.4.1 O trabalho de compressão mínimo

O rendimento térmico passa a ser:

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

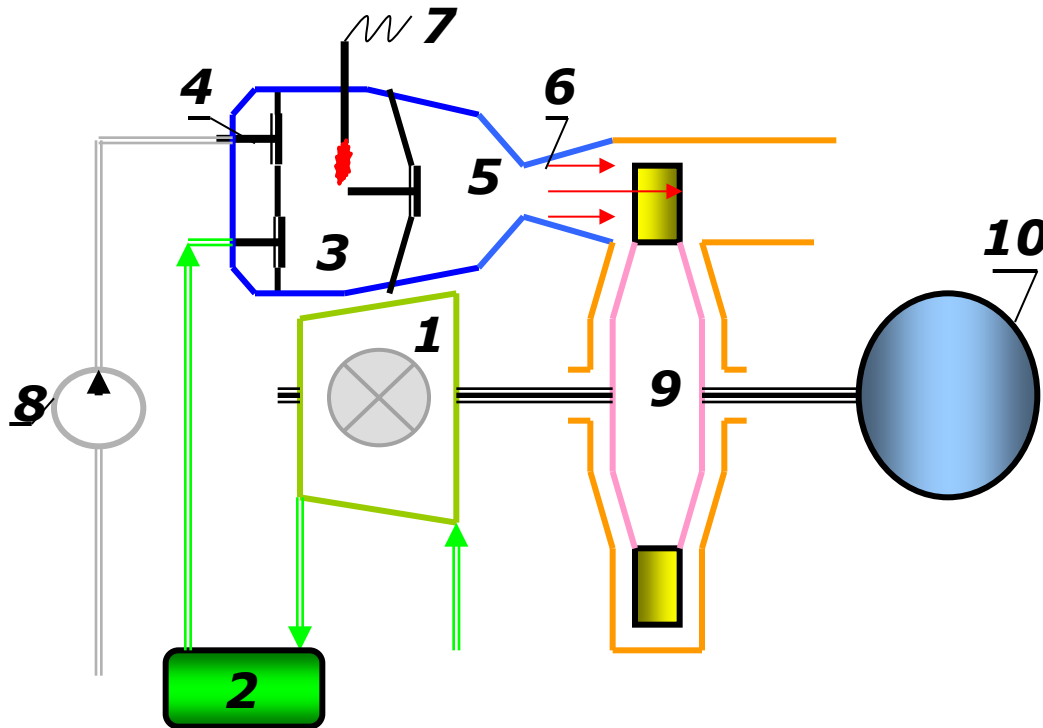
O rendimento máximo determina-se de:

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

A condição deste máximo corresponde a:

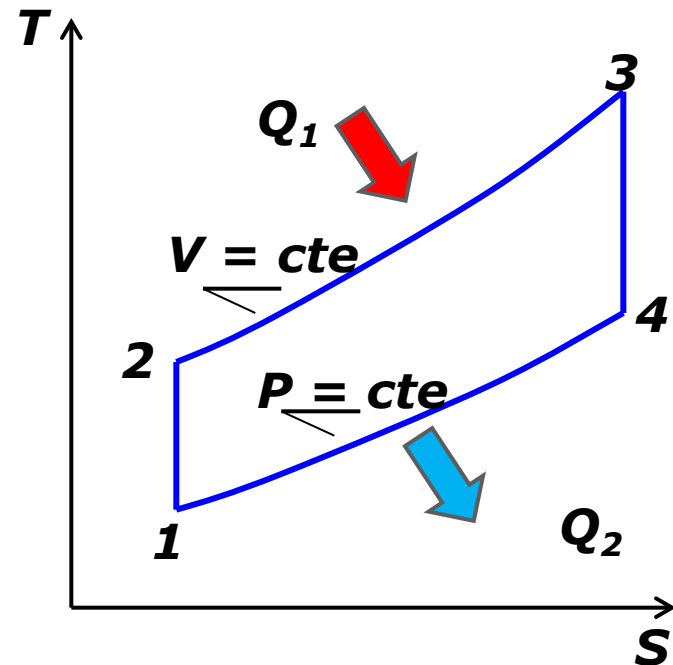
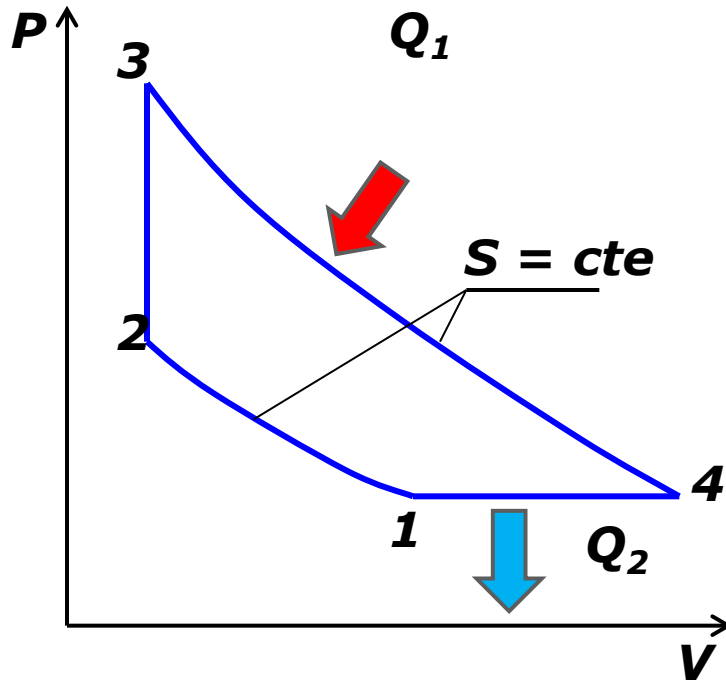
$$\beta = \rho^{k/(k-1)} \quad (26.16)$$

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

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

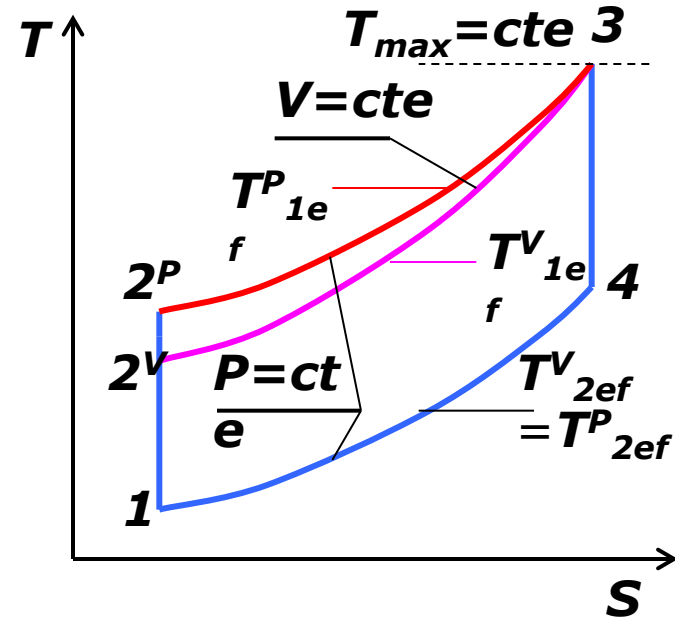
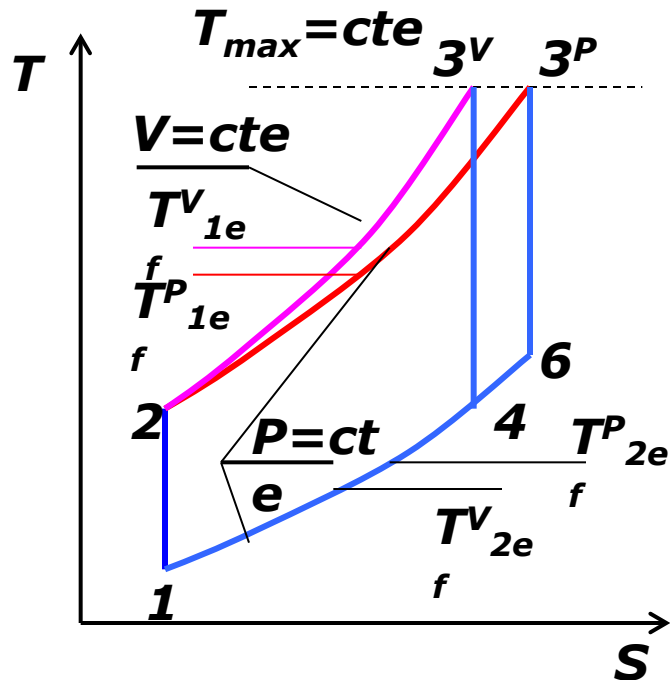
26.5 Ciclo da Turbina com fornecimento de Calor a Volume Constante

e exprimindo as temperaturas do ciclo através da temperatura inicial T_1 e características λ e β 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 , λ e β 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 β , 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 $\eta_t^V > \eta_t^P$ (26.25)

Se nos ciclos comparativos a quantidade de calor rejeitado q_2 se mantiver constante e a comparação se realizar às mesmas

temperaturas máximas. É evidente, que neste caso: $T_{1ef}^P > T_{1ef}^V$
e $T_{2ef}^P = T_{2ef}^V$ (26.27)

donde segue que: $\eta_t^V < \eta_t^P$ (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.

Porquê é raro na prática?



Fornecimento intermitente de gás à turbina

No ciclo a volume constante, o fornecimento de gás à turbina ocorre de forma intermitente, o que dificulta a operação contínua e estável do sistema.



Baixo valor de rendimento absoluto

Devido às irreversibilidades internas do ciclo, o rendimento absoluto obtido é relativamente baixo em comparação com o ciclo de pressão constante.



Instalação mais complexa

A necessidade de controlar o fornecimento intermitente de combustível e de gerir picos de pressão e temperatura torna a instalação mais complexa e dispendiosa.



Assim, apesar das vantagens teóricas, o ciclo com fornecimento de calor sob volume constante apresenta **desvantagens práticas que limitam a sua aplicação**.

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.



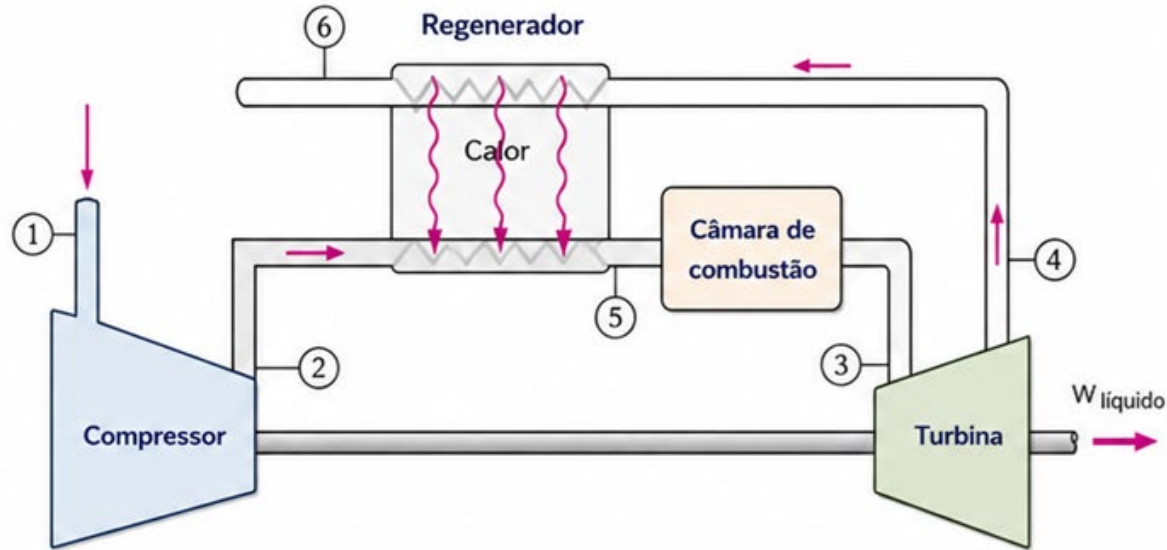
Modificação do ciclo básico

- ▶ 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**.

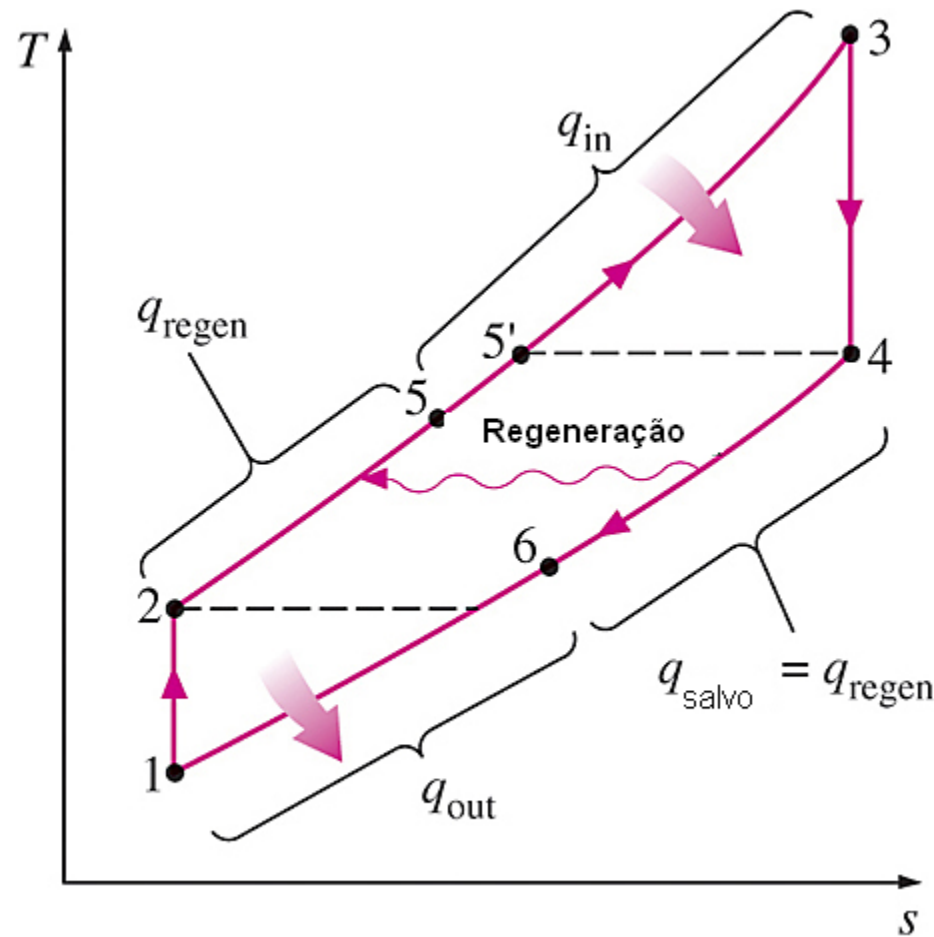


- | | |
|-------------------------------------------|----------------------------------------|
| ① Entrada de ar ambiente | ④ Saída da turbina (gases de escape) |
| ② Saída do compressor (ar a alta pressão) | ⑤ Após o regenerador (ar pré-aquecido) |
| ③ Entrada da turbina | ⑥ Saída dos gases do regenerador |



A regeneração (recuperação de calor) permite **pré-aquecer o ar comprimido** antes da combustão, **aumentando a temperatura média de adição de calor**, reduzindo o consumo de combustível e **melhorando a eficiência térmica** do ciclo.

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 ε , 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,

$$c_p(T_5 - T_2) = c_p(T_4 - T_6) \quad (26.31)$$

ou

$$c_p(T_5' - T_2) = c_p(T_{4n} - T_6')$$

É evidente que no caso em que $T_5 = T_4$ tem-se $\varepsilon = 1$ e a regeneração será completa e no caso do ciclo sem regeneração $\varepsilon = 0$ e quando $T_5' < T_4$ a regeneração será incompleta.

O calor fornecido e rejeitado no ciclo regenerativo são respectivamente:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_5) = c_p[T_3 - T_2 - s(T_4 - T_2)] \quad (26.32)$$

$$q_2 = c_p(T_6 - T_1) = c_p[T_4 - T_1 - s(T_4 - T_2)]$$

26.7 Rendimento Térmico do Ciclo de Brayton com Regeneração

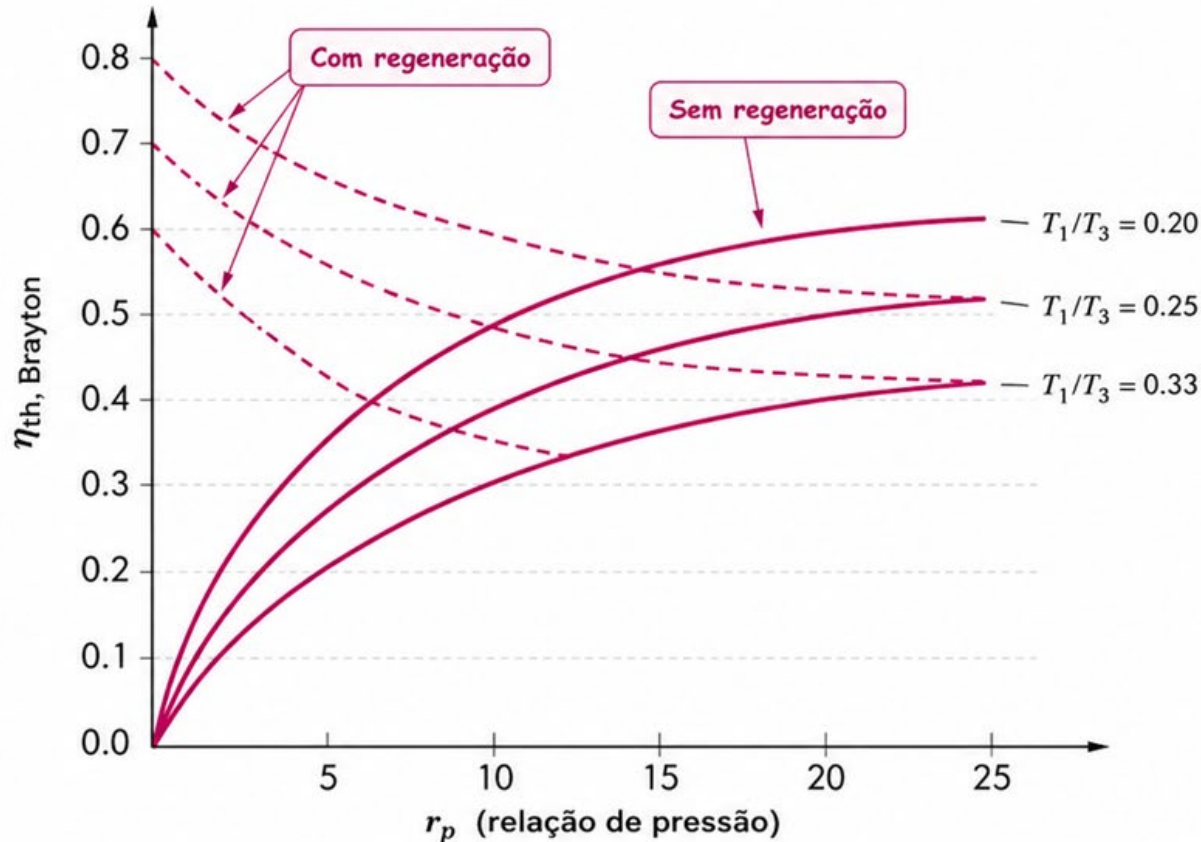
A utilização de um dispositivo de elevada efectividade não pode ser justificado economicamente, a menos que a poupança dos custos de combustível exceda os custos adicionais envolvidos.

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

A **regeneração** recupera parte do calor dos gases de escape para pré-aquecer o ar comprimido, aumentando o rendimento térmico do ciclo de Brayton.



O que é mostrado

- η_{th} aumenta com a relação de pressão (r_p).
- Para um mesmo r_p , a regeneração (linhas tracejadas) proporciona sempre maior rendimento térmico do que o ciclo sem regeneração (linhas contínuas).
- Quanto maior a razão de temperaturas T_1/T_3 (menor pré-aquecimento devido à regeneração), menor o rendimento térmico.

Legenda dos parâmetros

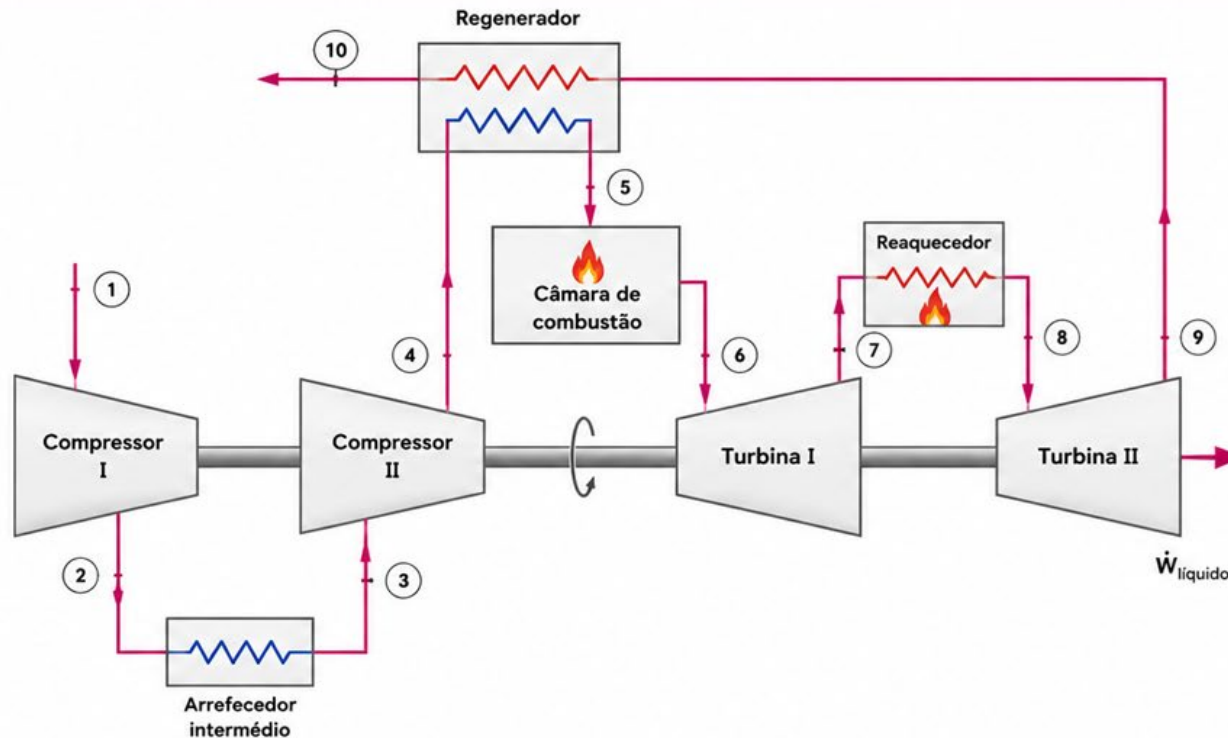
- $\eta_{th, Brayton}$: rendimento térmico do ciclo de Brayton
- r_p : relação de pressão (P_2/P_1)
- T_1 : temperatura do ar na entrada do compressor
- T_3 : temperatura dos gases na entrada da turbina



Conclusão: A regeneração é uma técnica eficaz para melhorar o desempenho térmico do ciclo de Brayton, especialmente em relações de pressão moderadas.

26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

O ar é comprimido em dois estágios com arrefecimento intermédio, aquecido na câmara de combustão, expandido em dois estágios com reaquecimento e os gases de escape cedem calor ao ar comprimido no regenerador.



Sequência dos processos

- 1 → 2 Compressão (estágio I) isentrópica
- 2 → 3 Arrefecimento intermédio (aprox. pressão constante)
- 3 → 4 Compressão (estágio II) isentrópica
- 4 → 5 Aquecimento na câmara de combustão (pressão quase constante)
- 5 → 10 Regeneração (os gases de escape cedem calor ao ar comprimido)
- 6 → 7 Expansão (estágio I) isentrópica
- 7 → 8 Reaquecimento (pressão quase constante)
- 8 → 9 Expansão (estágio II) isentrópica
- 9 → 10 Regeneração (os gases de escape cedem calor ao ar comprimido)

Legenda

- Fluxo do fluido de trabalho (ar/gases)
- Calor fornecido (combustão e reaquecimento)
- Calor rejeitado (arrefecimento e gases de escape)



Benefícios da configuração

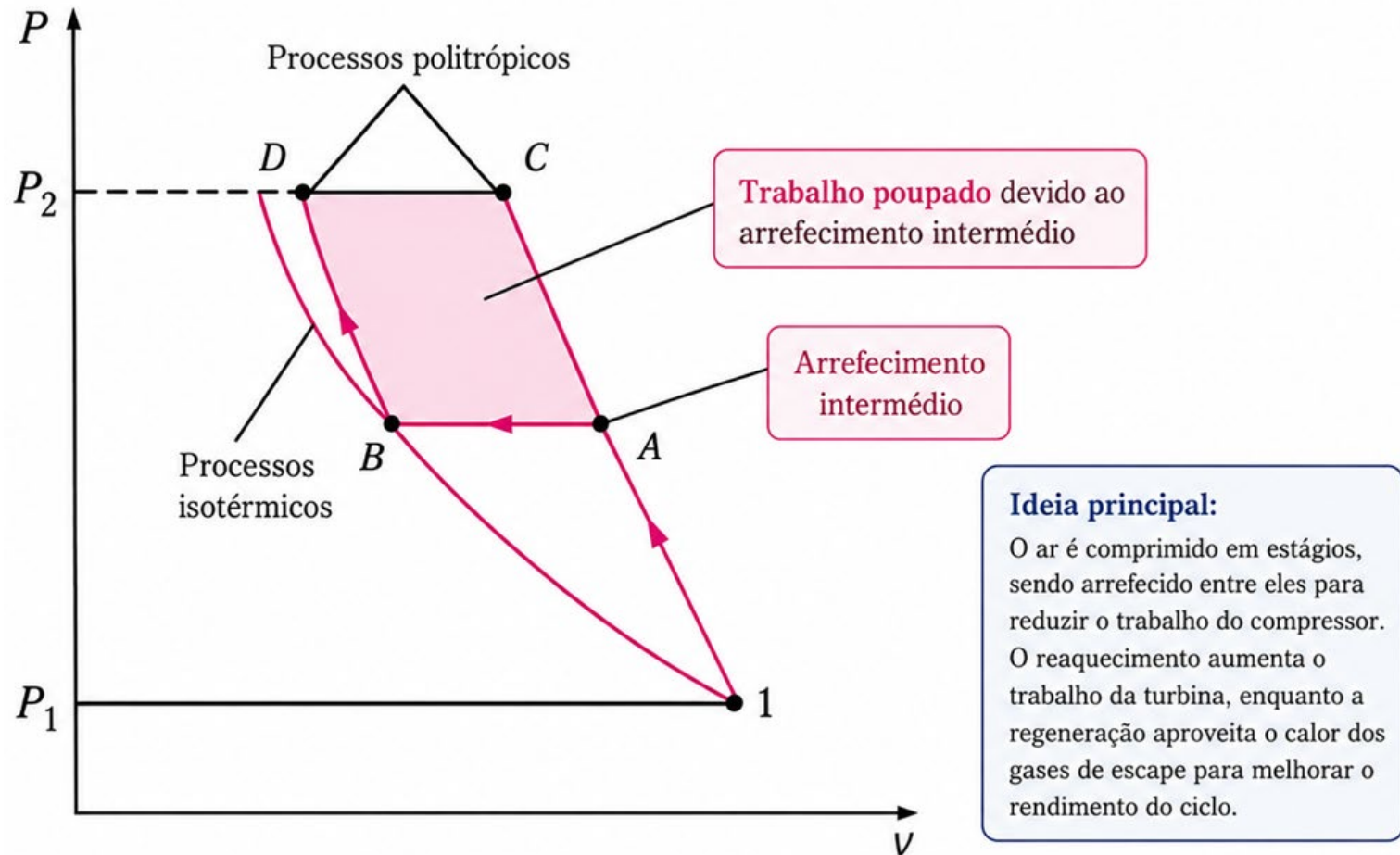
- Arrefecimento intermédio reduz o trabalho de compressão.
- Reaquecimento aumenta o trabalho das turbinas.
- Regeneração melhora o rendimento térmico do ciclo.

26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração

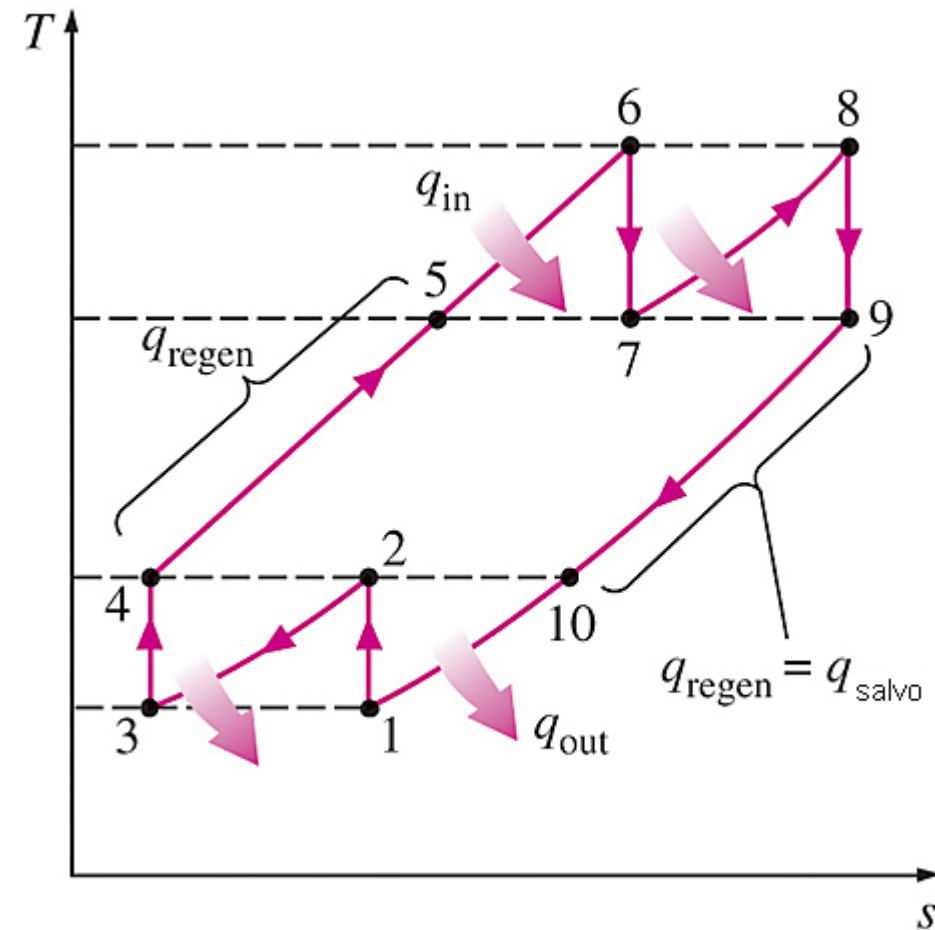
O trabalho fornecido a um compressor de dois estágios é minimizado quando se mantêm relações de pressão iguais em cada estágio, este procedimento também aumenta o trabalho debitado pela turbina. Para um funcionamento óptimo tem-se:

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

26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração



26.7.1 Ciclo de Brayton com arrefecimento intermédio, reaquecimento e regeneração



1 → 2 = compressão isentrópica (1.º estágio)

2 → 3 = arrefecimento intermédio

3 → 4 = compressão isentrópica (2.º estágio)

4 → 5 = regeneração

5 → 6 = adição de calor

6 → 7 = expansão isentrópica

7 → 8 = reaquecimento

8 → 9 = expansão isentrópica

9 → 10 = regeneração

10 → 1 = rejeição de calor

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.



Rendimentos Seja η_{ri}^{tr} , η_{ri}^c e η_m respectivamente os rendimentos relativos internos da turbina, do compressor e o rendimento mecânico.



Turbina η_{ri}^{tr} – rendimento relativo interno da turbina.



Compressor η_{ri}^c – rendimento relativo interno do compressor.



Rendimento mecânico η_m – rendimento mecânico do conjunto.



Trabalhos teóricos Os trabalhos teóricos da turbina e do compressor designamos por I_c^{tr} e I_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

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