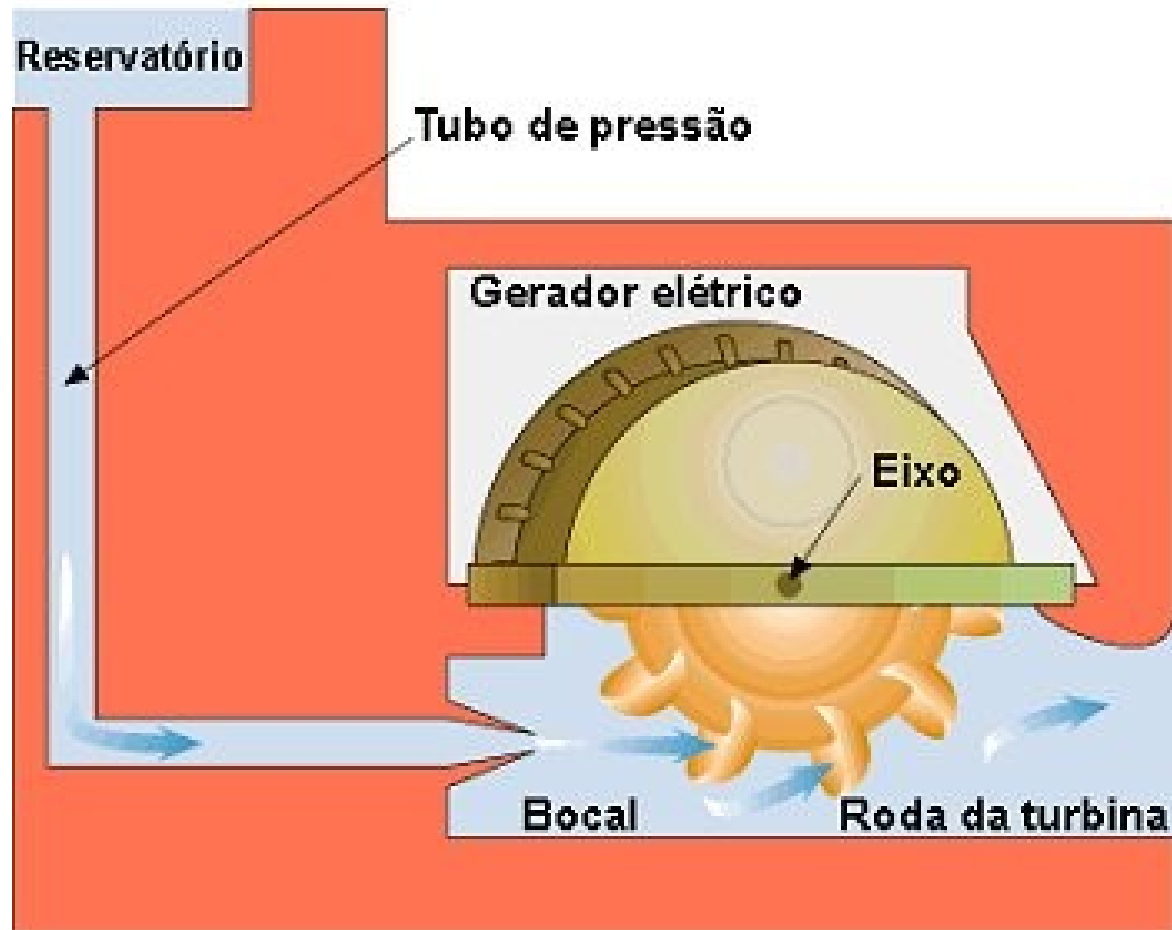


Turbinas Hidráulicas – Fluido de trabalho é a água.





TURBINA HIDRÁULICA DE IMPULSÃO



Turbina a Vapor – Fluido de trabalho é o vapor (água).



MEC 011

MÁQUINAS TÉRMICAS

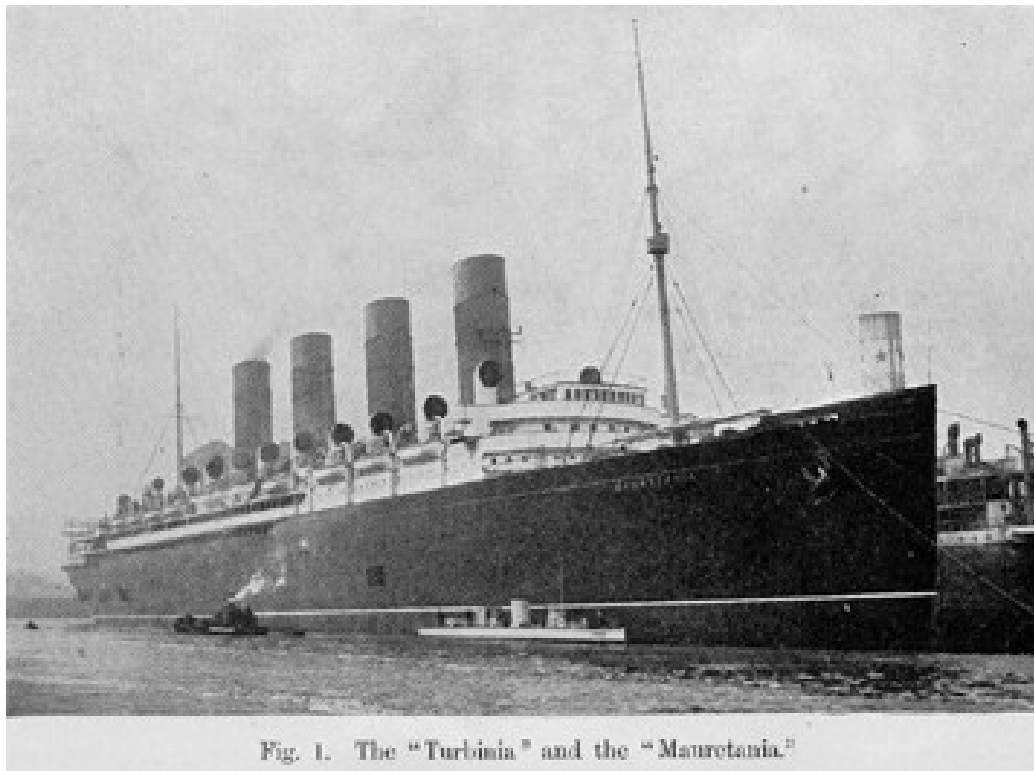
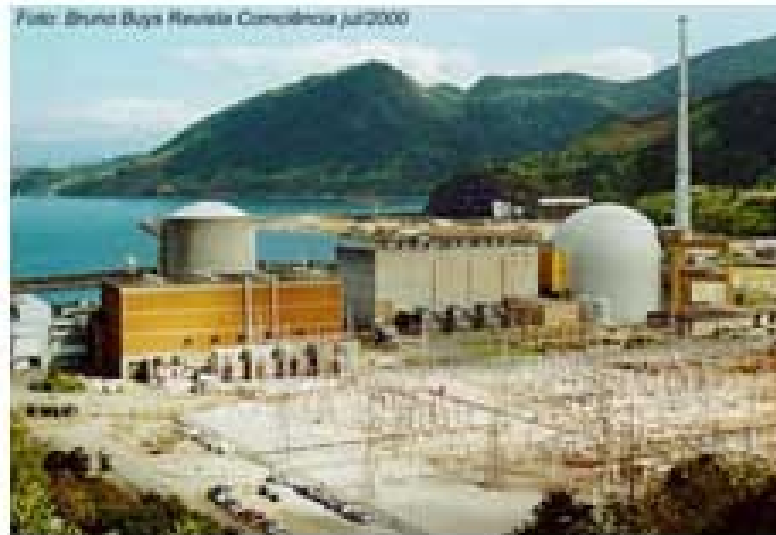


Fig. 1. The "Turbinia" and the "Mauretania."

MEC 011

MÁQUINAS TÉRMICAS

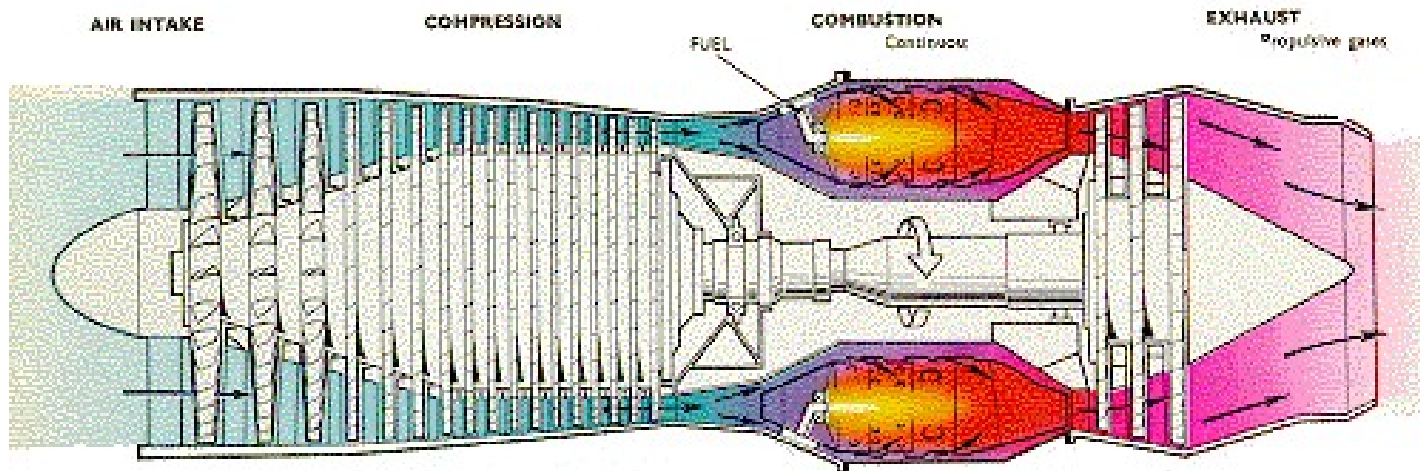


MEC 011
MÁQUINAS TÉRMICAS

Turbina a Gás – Fluido de trabalho é um gás.

Em todas as turbinas, o fluido de trabalho aprisionado realiza trabalho ao ser libertado.

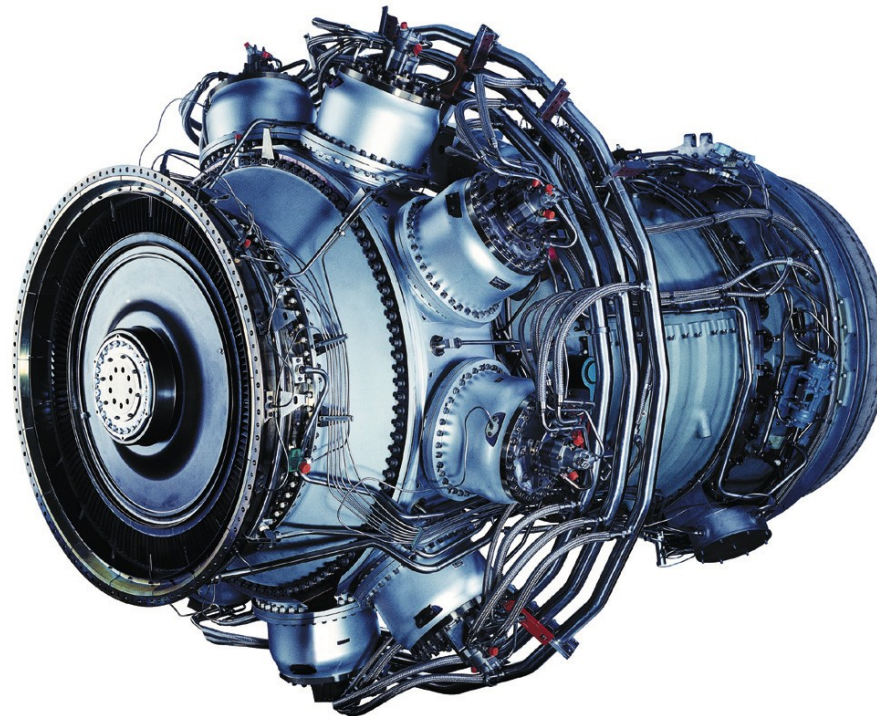
Nas turbinas gás, quem é o gás e como ele é aprisionado?



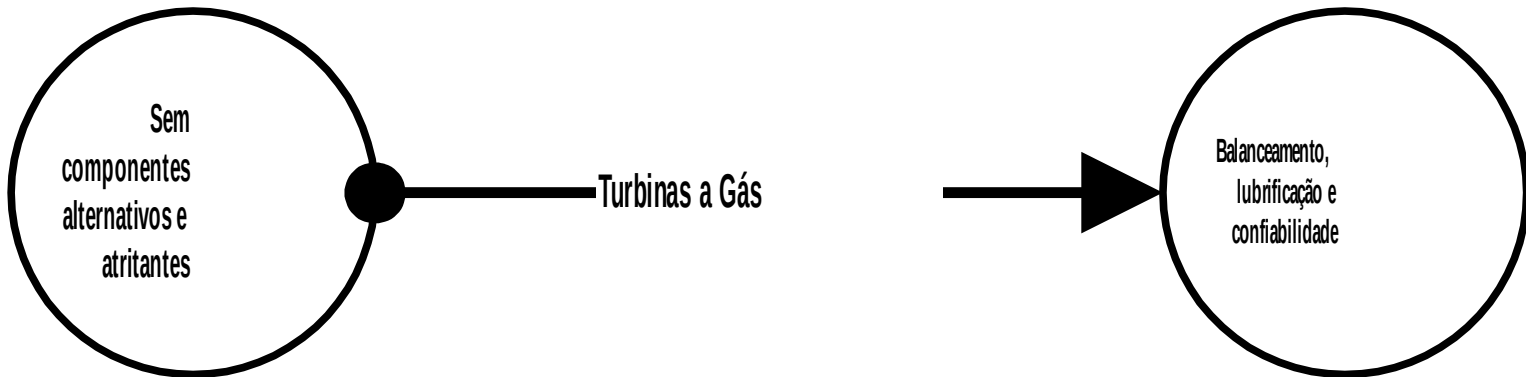
RR Avon

MEC 011

MÁQUINAS TÉRMICAS



Rolls Royce RB211



Excelentes para produção de potência mecânica

Hidráulica \Rightarrow Vapor \Rightarrow Gás

Para que serve uma Turbina a Gás?



Geração de energia em plataformas de petróleo.

Para que serve uma Turbina a Gás?



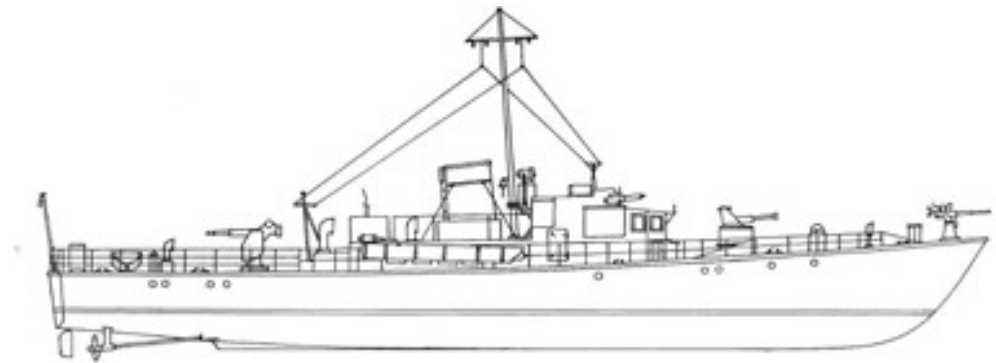
Termelétricas.

Para que serve uma Turbina a Gás?



Aeronáutica

Para que serve uma Turbina a Gás?



Outras aplicações

Aplicações de turbinas a gás

A TG garante confiabilidade e disponibilidade, com grande densidade (volume e peso) de potência e instalação rápida.

CICLOS - PADRÃO A AR

O ciclo de Rankine é o ciclo de potência ideal em que o fluido de trabalho apresenta mudança de fase.

Outros equipamentos dedicados a produção de trabalho (motores) utilizam um gás como fluido de trabalho.

O motor automotivo com ignição por centelha, o motor Diesel e a turbina a gás são exemplos.

Em todos esses motores há uma combustão na qual o fluido de trabalho muda sua composição de ar e combustível para produtos da combustão.

Por esta razão, esses motores são chamados de motores de combustão interna.

Já foram construídos motores de combustão externa que utilizam um gás como fluido de trabalho. Até o momento, eles têm tido uma aplicação muito limitada.

Os motores de combustão externa tem sido analisados e desenvolvidos com o objetivo de combater o problema da poluição do ar e permitir a utilização de combustíveis não convencionais.

MÁQUINAS TÉRMICAS

O motor de combustão interna opera segundo um "ciclo" aberto porque o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo .

Para analisar os motores de combustão interna, é vantajoso conceber ciclos fechados que se aproximam muito dos ciclos abertos.

Um destes ciclos fechados é denominado **ciclo-padrão a ar** e é baseado nas seguintes hipóteses:

1. O fluido de trabalho é uma massa fixa de ar modelado como um gás perfeito.
2. O processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa.
3. O ciclo é completado pela transferência de calor ao meio envolvente (em contraste com o processo de exaustão/admissão num motor real).
4. Todos os processos são internamente reversíveis.
5. Hipótese adicional de que o ar apresenta calor específico constante.

Este modelo permite examinar qualitativamente a influência de várias variáveis no desempenho do ciclo.

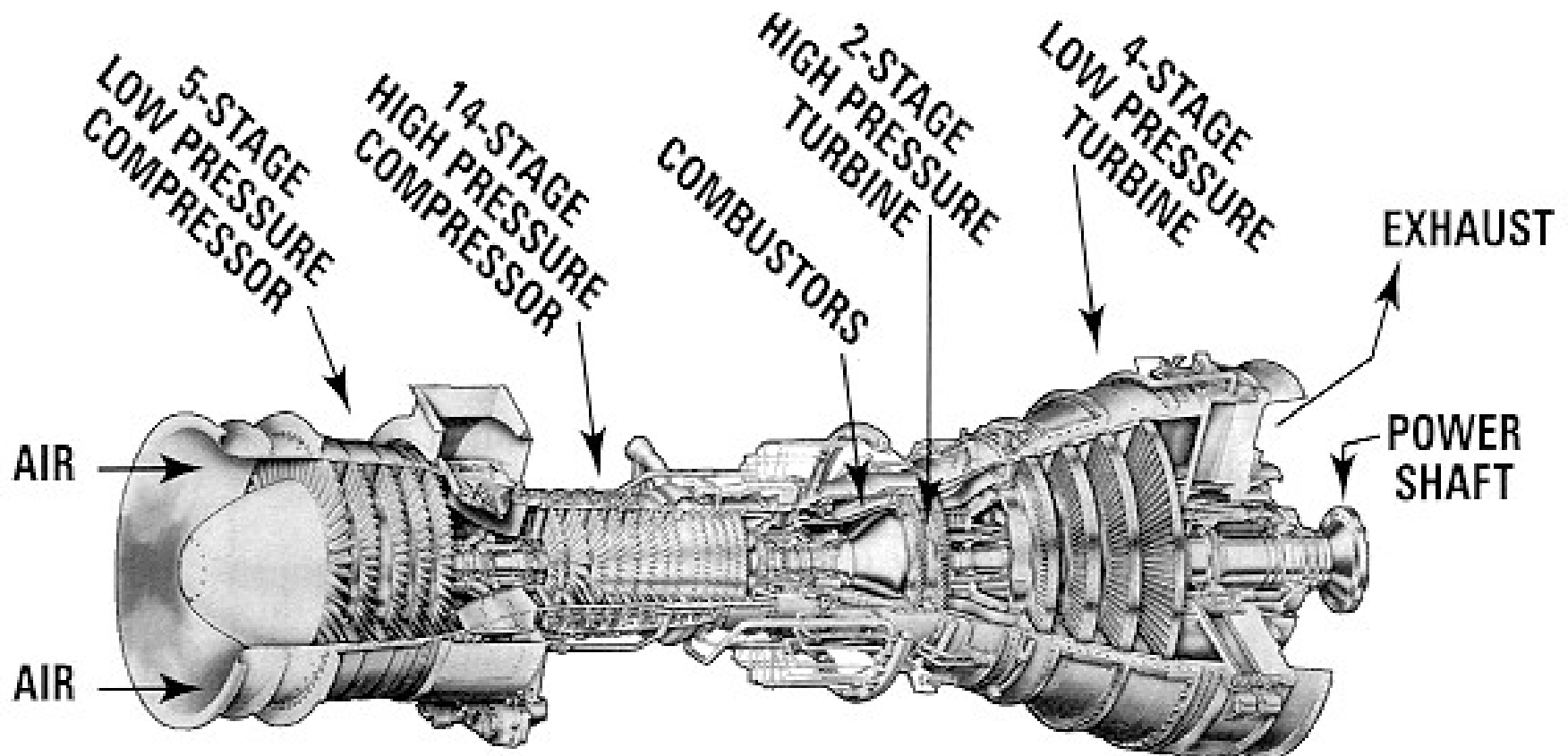
CICLO PADRÃO A AR BRAYTON



Heavy
Duty



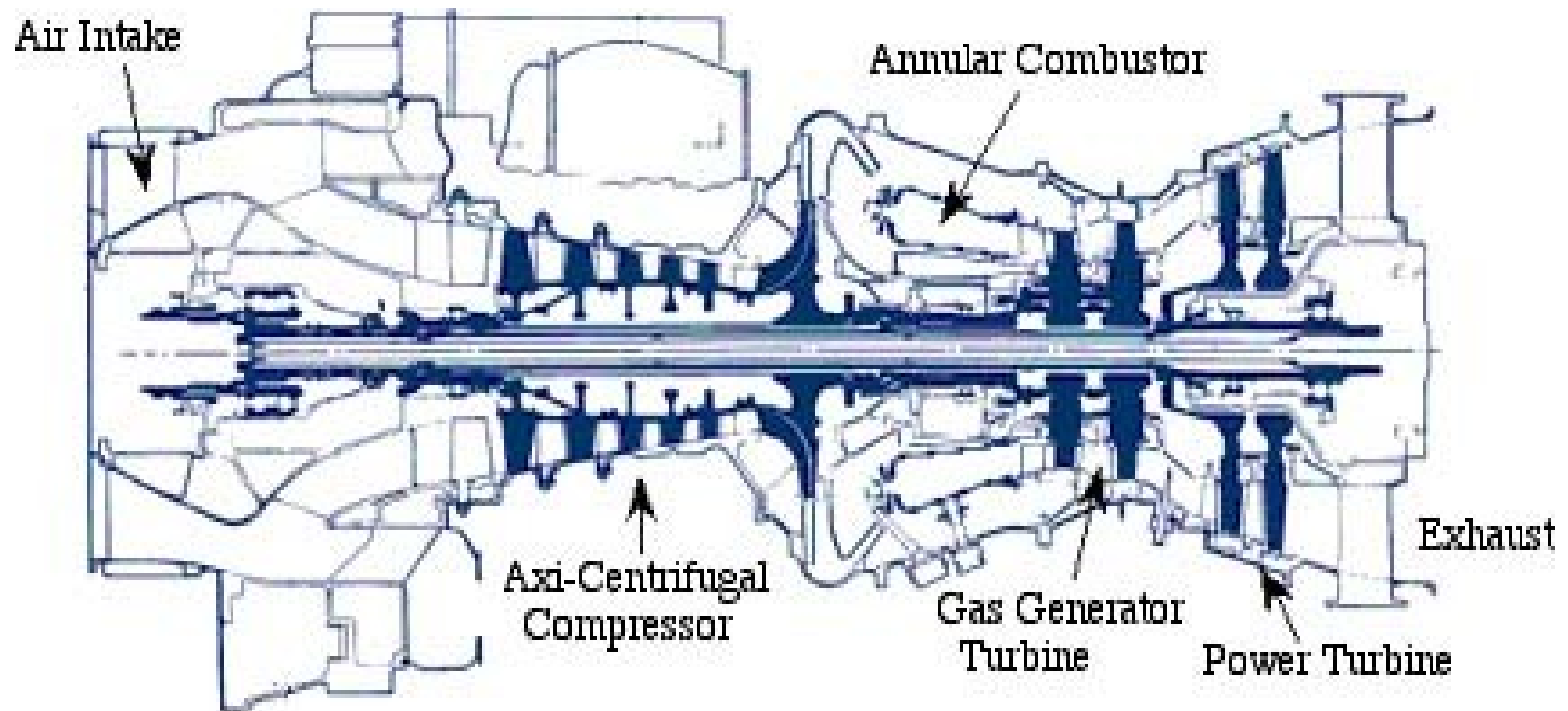
CICLO PADRÃO A AR BRAYTON ou CICLO BRAYTON



Aeroderivativa

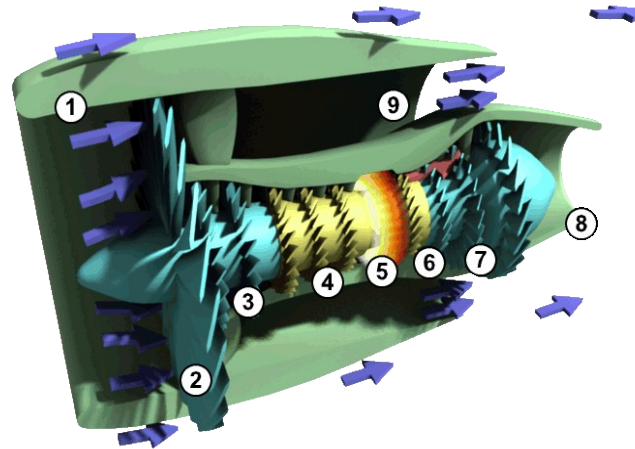


CICLO BRAYTON



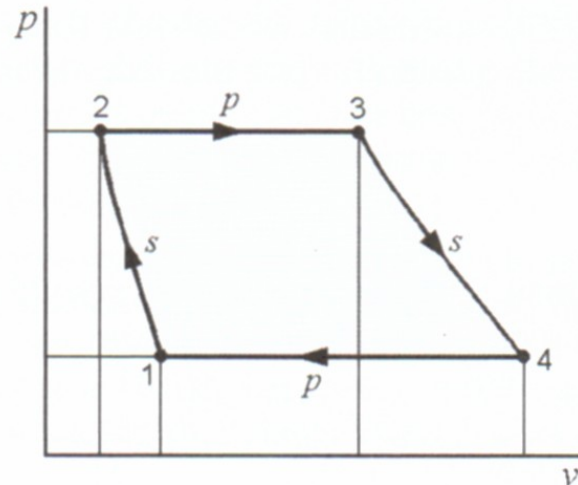


CICLO BRAYTON



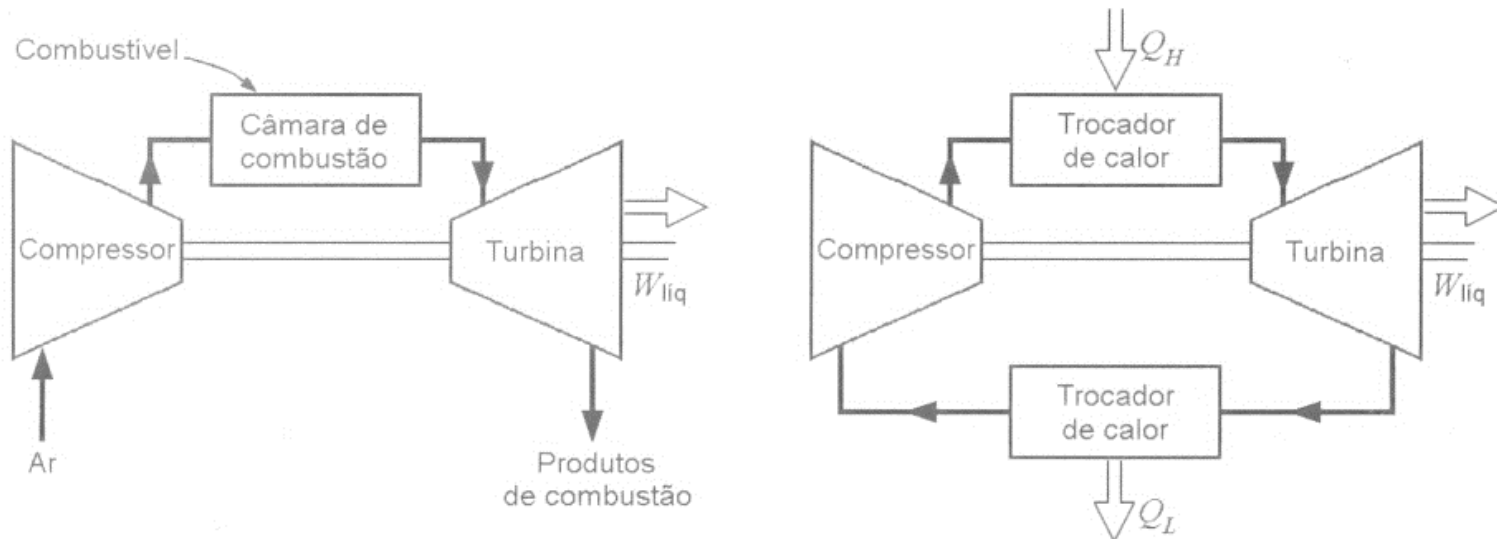
CICLO BRAYTON

Seja um ciclo composto por quatro processos que apresentam escoamentos e que ocorrem em regime permanente. Dois destes processos são isobáricos e dois isoentrópicos.



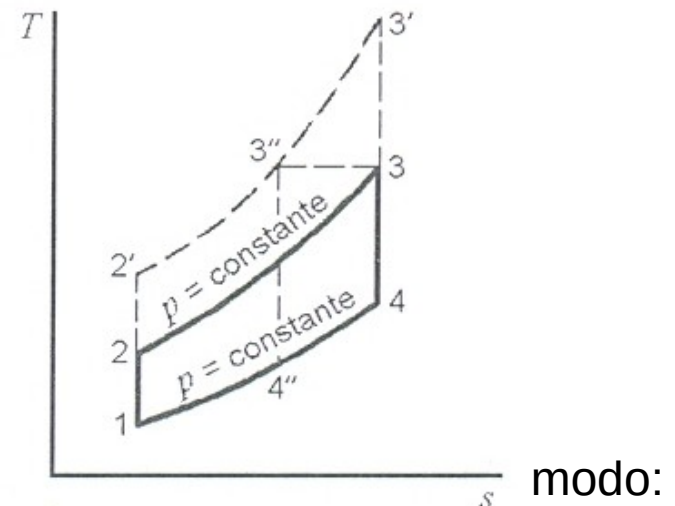
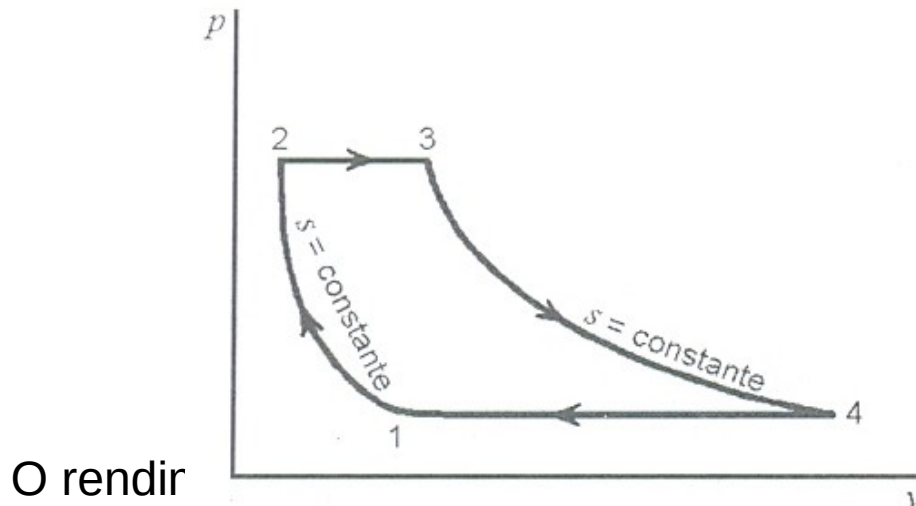
Denominamos este ciclo de trabalho apresenta mudança de fase nos processos que ocorrem a pressão constante e de ciclo Brayton quando o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase (o fluido está sempre na fase vapor).

O ciclo-padrão a ar Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples.



A Figura mostra o diagrama esquemático de uma turbina a gás simples, de ciclo aberto, que utiliza um processo de combustão interna e a de uma turbina a gás simples, de ciclo fechado, que utiliza dois processos de transferência de calor.

Diagramas $p-v$ e $T-s$ para o ciclo-padrão a ar Brayton.



$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\text{Como: } \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \therefore \left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{T_3}{T_4}\right) \therefore \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = \left(\frac{T_4}{T_1}\right) \therefore \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

MÁQUINAS TÉRMICAS

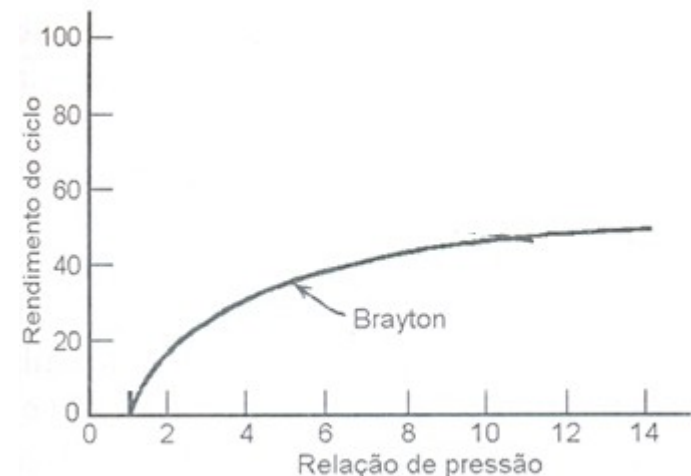
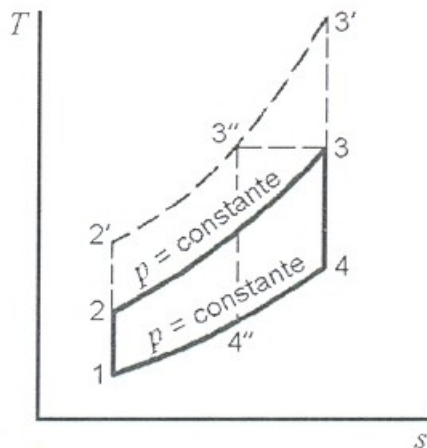
$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

O rendimento do ciclo-padrão a ar Brayton é função da relação de pressão isentrópica.

O fato do rendimento aumentar com a relação de pressão torna-se evidente analisando o diagrama $T-s$.

Aumentando-se a relação de pressão; o ciclo muda de 1-2-3-4-1 para 1-2'-3'-4-1.

Esse último ciclo tem um fornecimento de calor maior e o mesmo calor rejeitado do ciclo original e, portanto, apresenta um rendimento maior.



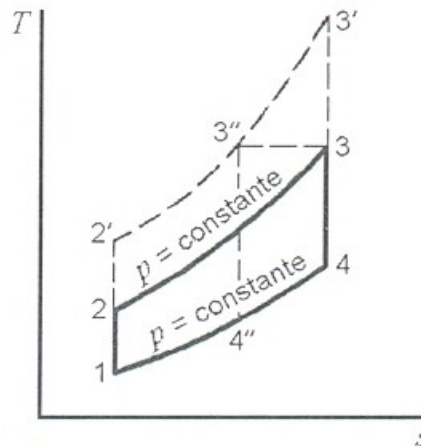
MÁQUINAS TÉRMICAS

$$\eta_{térmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}}$$

O último ciclo opera com uma temperatura máxima maior ($T3'$) do que o ciclo original ($T3$).

Numa turbina a gás real, a temperatura máxima do gás que entra na turbina é fixada por considerações metalúrgicas. Portanto, se fixarmos a temperatura $T3'$ e aumentarmos a relação de pressão, o ciclo resultante é 1-2'-3''-4''-1.

Esse ciclo teria um rendimento maior do que o ciclo original, mas há mudança do trabalho por quilograma de fluido que escoar no equipamento.

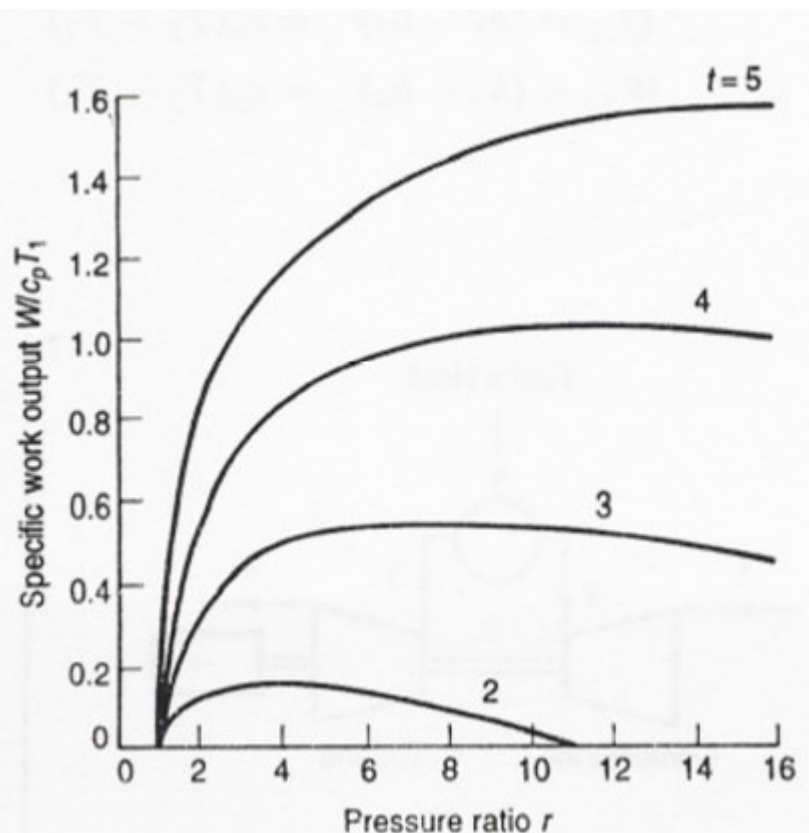


MÁQUINAS TÉRMICAS

$$W = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)$$

which can be expressed as

$$\frac{W}{c_p T_1} = t \left(1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)/\gamma}} \right) - (r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)$$

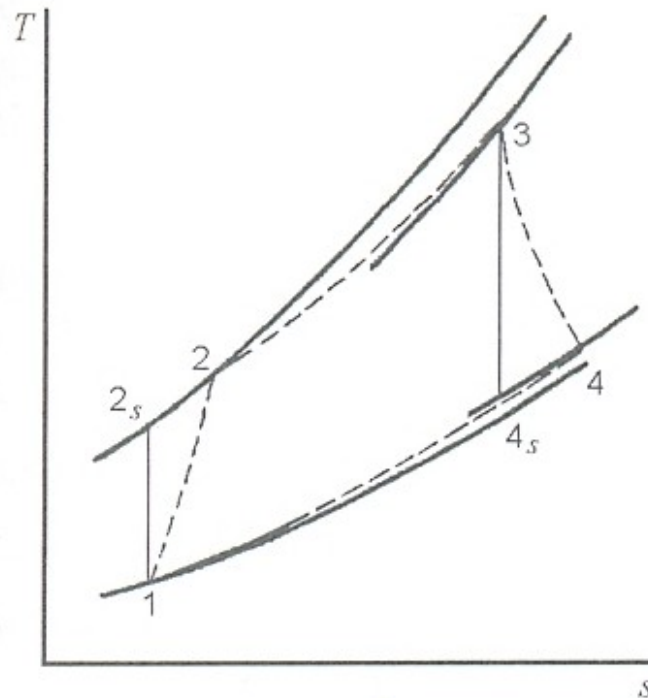


$$r_{\text{opt}}^{(\gamma-1)/\gamma} = \sqrt{t}$$

Since $r^{(\gamma-1)/\gamma} = T_2/T_1 = T_3/T_4$, this is equivalent to writing

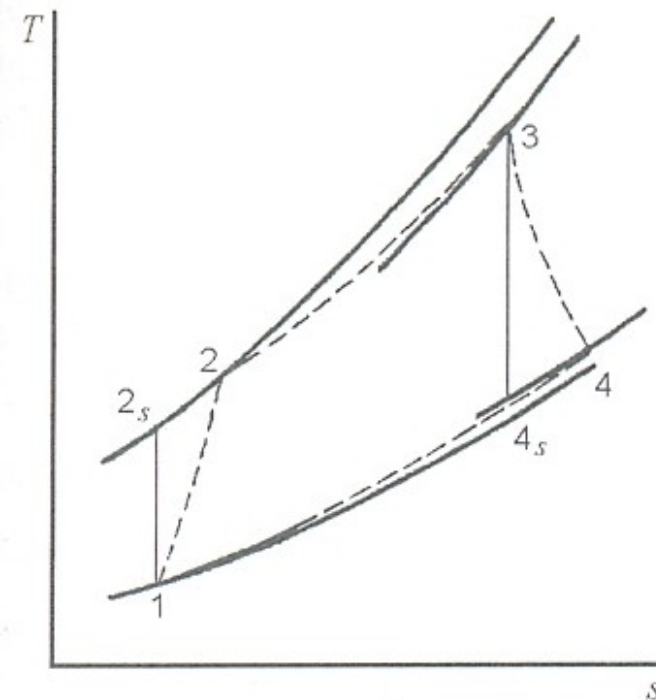
$$\frac{T_2}{T_1} \times \frac{T_3}{T_4} = t$$

But $t = T_3/T_1$ and consequently it follows that $T_2 = T_4$.



A turbina a gás real difere do ciclo ideal (principalmente): devido às irreversibilidades no compressor e na turbina; e devido à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão.

Assim os pontos representativos dos estados de uma turbina a gás real, simples e de ciclo aberto, podem ser mostrados na Figura.



As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos.

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

MÁQUINAS TÉRMICAS

Outra característica importante do ciclo Brayton é que o compressor utiliza uma grande quantidade de trabalho na sua operação (em comparação ao trabalho gerado na turbina). A potência utilizada no compressor pode representar de 40 a 80 % da potência desenvolvida na turbina.

Isso é importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas é de requerer uma quantidade maior de trabalho no compressor e realizar menor quantidade de trabalho na turbina.

O rendimento global diminui com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. Se as eficiências caírem abaixo de aproximadamente 60 %, será necessário que todo o trabalho realizado na turbina seja utilizado no acionamento do compressor e o rendimento global será zero.

Isto está em nítido contraste com o ciclo de Rankine, onde é necessário somente 1 ou 2 % do trabalho da turbina para acionar a bomba. A razão disso é que, para um processo em regime permanente com variação desprezível de energias cinética e potencial, o trabalho é igual a $-\int v dp$. Isto demonstra a vantagem inerente do ciclo que utiliza a condensação do fluido de trabalho, pois o volume específico da fase vapor é muito maior que o da fase líquida.

Exemplos

Ar entra no compressor, de um ciclo-padrão a ar Brayton (fechado), a 0,1 MPa e 15 °C. A pressão na saída do compressor é de 1,0 MPa e a temperatura máxima no ciclo é 1100 °C.

Determine:

1. A pressão e a temperatura em cada ponto do ciclo.
2. O trabalho no compressor, o trabalho na turbina e o rendimento do ciclo.

Refazer o exemplo anterior considerando uma eficiência do compressor de 80% e da turbina de 85%. A perda de carga entre o compressor e turbina de 15 kPa.

Comparações entre os resultados:

	w_c	w_t	$w_{líq}$	q_H	$\eta_{térmico}$
Ex. 11.6 (ideal)	269,5	664,7	395,2	819,3	48,2
Ex. 11.7 (real)	337,0	562,4	225,4	751,8	30,0

MÁQUINAS TÉRMICAS

O efeito das irreversibilidades é diminuir o trabalho realizado na turbina e aumentar o trabalho consumido no compressor. Como o trabalho líquido é a diferença entre esses dois, o seu valor diminui muito rapidamente quando as eficiências do compressor e da turbina diminuem.

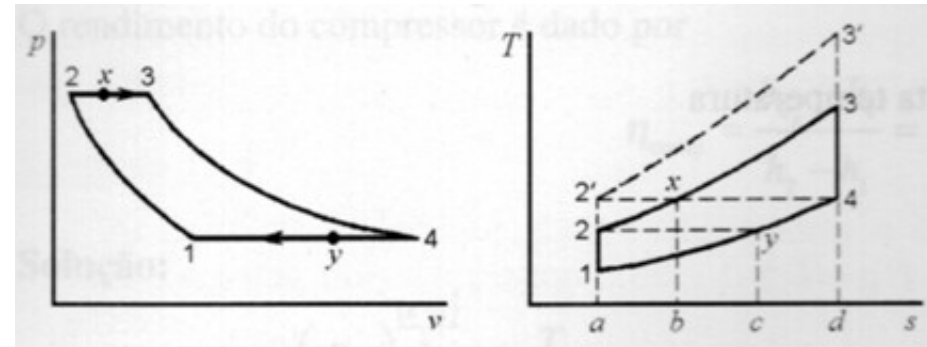
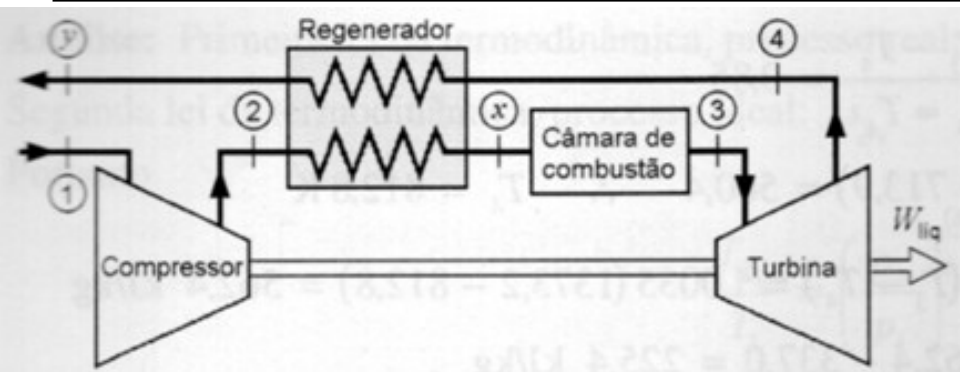
O desenvolvimento de compressores e turbinas que apresentem eficiências altas é, portanto, um aspecto importante no desenvolvimento das turbinas a gás.

No ciclo ideal cerca de 41 % do trabalho realizado na turbina é consumido no compressor e o trabalho líquido fornecido pelo ciclo é cerca de 59% do trabalho realizado na turbina.

Na turbina real, 60 % do trabalho realizado na turbina é utilizado no acionamento do compressor e 40 % é fornecido como trabalho líquido.

Se desejarmos uma unidade com potência líquida de 10.000 kW serão necessários uma turbina de 25.000 kW e um compressor de 15.000 kW.

Uma TG tem um freio motor bastante intenso.

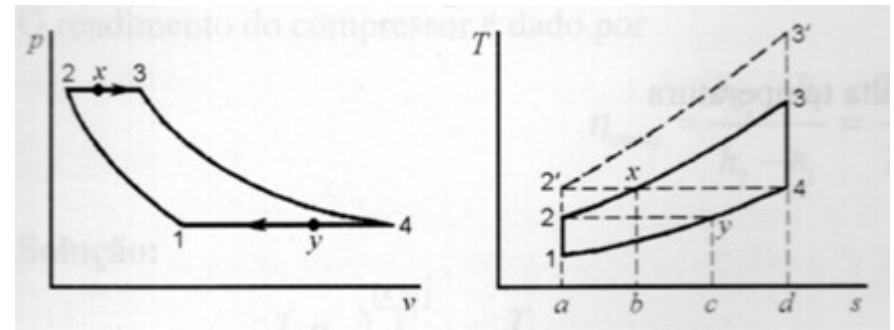
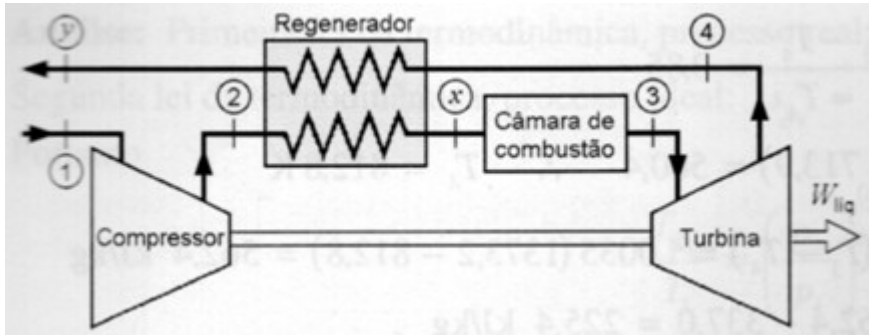


CICLO SIMPLES DE TURBINA A GÁS COM REGENERADOR

O rendimento do ciclo de turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador.

A Figura mostra o esquema do ciclo simples de turbina a gás, de ciclo aberto e com regenerador, e os diagramas $p-v$ e $T-s$ correspondentes ao ciclo padrão a ar ideal com regenerador.

As microturbinas, para concorrerem em rendimento com os motores Diesel, normalmente funcionam segundo esse ciclo.



CICLO SIMPLES DE TURBINA A GÁS COM REGENERADOR

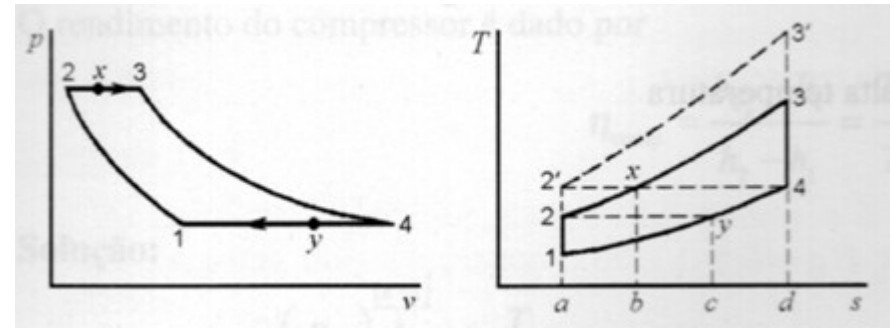
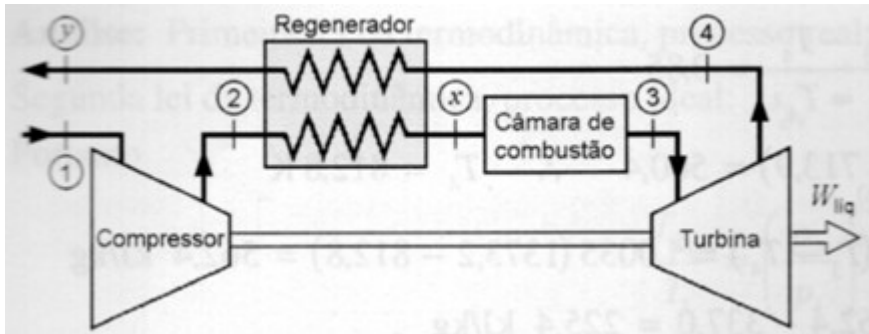
No ciclo 1-2-x-3-4-y-1 a temperatura do gás de exaustão, que deixa a turbina no estado 4, é maior do que a temperatura do gás que deixa o compressor.

Calor pode ser transferido dos gases de descarga da turbina para os gases a alta pressão que deixam o compressor.

Usando um trocador de calor de contracorrente, que é conhecido como regenerador, a temperatura do gás a alta pressão que deixa o regenerador, T_x , pode no caso ideal ser igual a T_4 que é a temperatura do gás que deixa a turbina.

Neste caso, a transferência de calor da fonte externa é apenas necessária para aumentar a temperatura de T_x para $T_{3'}$.

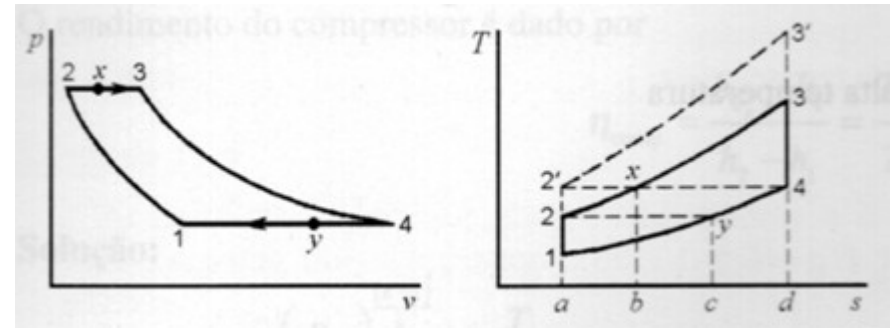
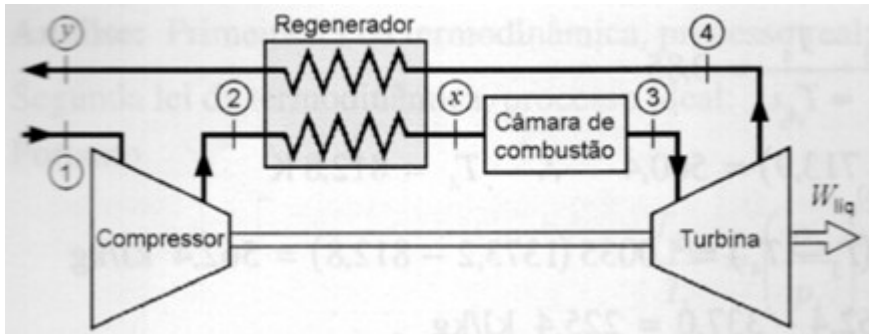
Esta transferência de calor é representada pela área $x-3-d-b-x$ e a área $y-1-a-c-y$ representa o calor rejeitado.



A influência da relação de pressão no ciclo simples de turbina a gás com regenerador por ser mostrada analisando-se o ciclo 1-2'-3'-4-1.

A temperatura do gás que deixa a turbina é exatamente igual a temperatura do gás que deixa o compressor e portanto não há possibilidade de se utilizar um regenerador.

Isto pode ser mostrado, mais precisamente determinando-se o rendimento do ciclo ideal da turbina a gás com regenerador.



O rendimento do ciclo com regeneração é obtido do seguinte modo:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{w_{\text{liq}}}{q_H} = \frac{w_t - |w_c|}{q_H} \quad q_H = c_p (T_3 - T_x) \quad w_t = c_p (T_3 - T_4)$$

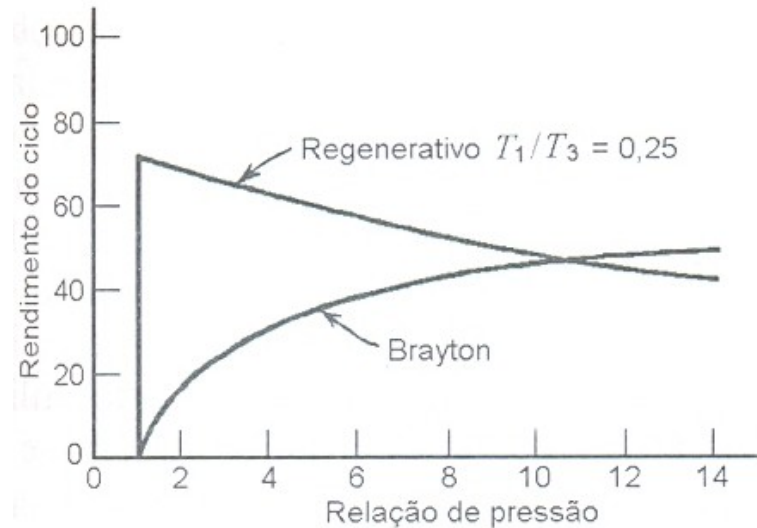
Para o regenerador ideal, $T_4 = T_x$ e, portanto, $q_H = w_t$. Consequentemente:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{|w_c|}{w_t} = 1 - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_4)} = 1 - \frac{T_1 (T_2/T_1 - 1)}{T_3 (1 - T_4/T_3)} = 1 - \frac{T_1 ((p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1)}{T_3 (1 - (p_1/p_2)^{(k-1)/k})}$$

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}$$

MÁQUINAS TÉRMICAS

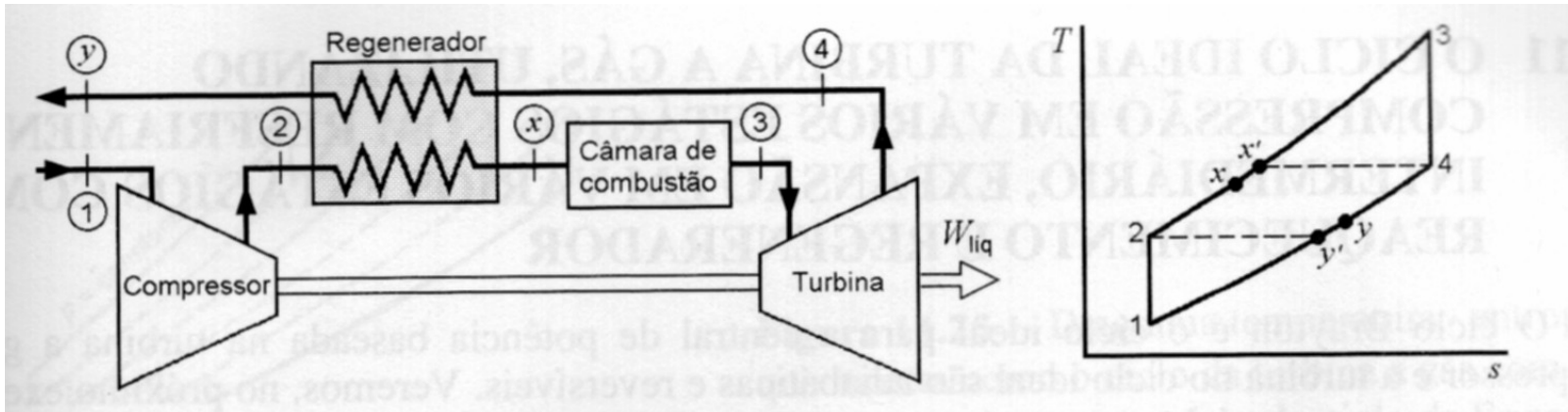
$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}$$



Para o ciclo ideal com regeneração, o rendimento térmico depende não somente da relação de pressão, mas também da relação das temperaturas máximas e mínimas.

Em contraste com o ciclo Brayton, o rendimento diminui com um aumento da relação de pressão.

A Figura mostra o gráfico do rendimento térmico, para este ciclo e T₁/T₃=0,25 em função da relação de pressão.



A efetividade de um regenerador é a expressão da eficiência do regenerador e pode ser melhor visualizada se nos referirmos à Figura.

O ponto x representa o estado do gás a alta pressão que deixa o regenerador. No regenerador ideal haveria apenas uma diferença de temperatura infinitesimal entre as duas correntes e o gás a alta pressão deixaria o regenerador, à temperatura $T_{x'}$, e $T_{x'} = T_4$.

Um regenerador real deve operar com uma diferença finita de temperatura e a temperatura do gás que deixa o regenerador, $T_{x'}$, é menor do que $T_{x''}$.

A eficiência do regenerador é definida por:

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_{x'} - h_2} \quad c_p = cte \quad \eta_{reg} = \frac{T_x - T_2}{T_{x'} - T_2}$$

MÁQUINAS TÉRMICAS

É possível alcançar rendimentos mais altos utilizando regeneradores com maiores áreas de transferência de calor.

Entretanto, isso também aumenta a perda de carga no escoamento (o que representa uma perda no ciclo).

Assim, tanto a perda de carga como a efetividade do regenerador devem ser consideradas na determinação do regenerador que fornece rendimento térmico máximo para o ciclo.

Do ponto de vista econômico, o custo do regenerador deve ser comparado com a economia que pode ser obtida com seu uso. É o estudo de custo-benefício.

O CICLO IDEAL DA TURBINA A GÁS, UTILIZANDO COMPRESSÃO EM VÁRIOS ESTÁGIOS COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO, EXPANSÃO EM VÁRIOS ESTÁGIOS COM REAQUECIMENTO E REGENERADOR

O ciclo Brayton é o ciclo ideal para a central de potência baseada na turbina a gás.

O compressor e a turbina no ciclo ideal são adiabáticas e reversíveis.

Será visto, no próximo exemplo, o que acontece com o ciclo se trocamos estes dois equipamentos por outros que operam isotermicamente.

MÁQUINAS TÉRMICAS

Exemplo

Ar entra no compressor de um ciclo-padrão a ar Brayton (Fechado) a 0,1 MPa e 15°C. A pressão na saída do compressor é de 1,0 MPa e a temperatura máxima do ciclo é 1100°C. Entretanto neste ciclo, a turbina e o compressor operam de modo reversível e isotérmico. Calcule o trabalho consumido no compressor e o fornecido pela turbina e compare estes resultados com aqueles do exemplo anterior.

Como os processos são isotérmicos reversíveis, o trabalho pode ser calculado de:

$$w = - \int_e^s v dp = - p_e v_e \ln \frac{p_s}{p_e} = - RT_e \ln \frac{p_s}{p_e}$$

Para o compressor: $w = -0,287 \times 288,2 \times \ln 10 = -190,5 \text{ kJ/kg}$

O trabalho consumido no compressor adiabático é -269,5 kJ/kg.

Para a turbina: $w = -0,287 \times 1373,2 \times \ln 0,1 = 907,5 \text{ kJ/kg}$

O trabalho fornecido pela turbina adiabática é 664,7 kJ/kg.

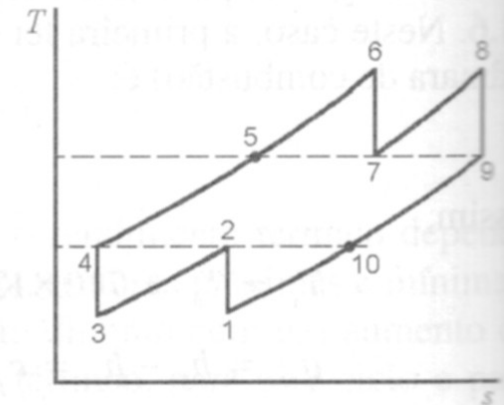
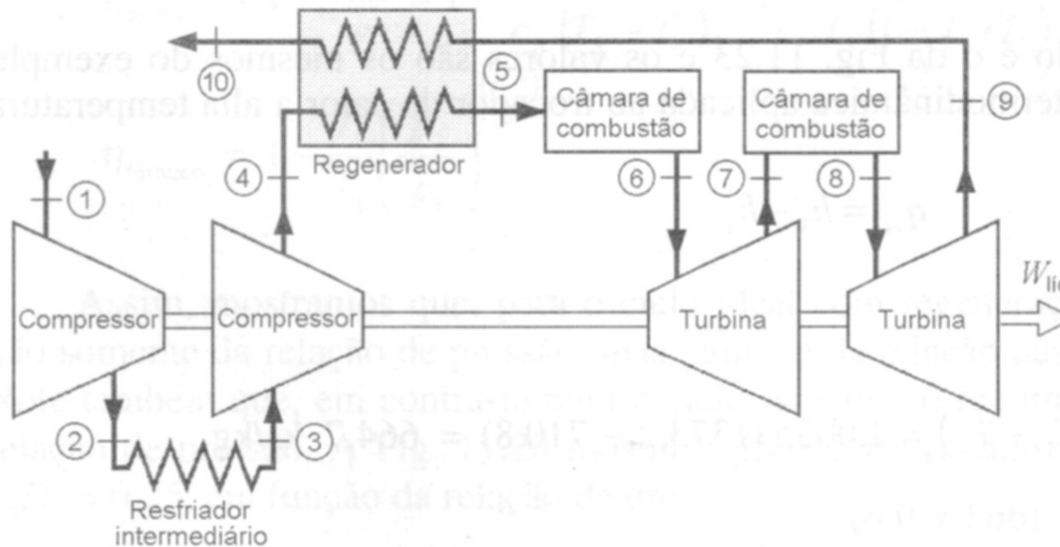
MÁQUINAS TÉRMICAS

Os resultados obtidos, tanto para o compressor quanto para a turbina, utilizando processos isotérmicos são mais favoráveis que os relativos aos processos adiabáticos.

Este novo ciclo ideal, composto por quatro processos reversíveis, dois deles isobáricos e os outros dois isotérmicos, é denominado **Ciclo de Ericsson**.

Os motivos para que o ciclo de Brayton seja o referencial dos ciclos de turbina a gás, e não o ciclo de Ericsson, são os processos que ocorrem na turbina e compressor.

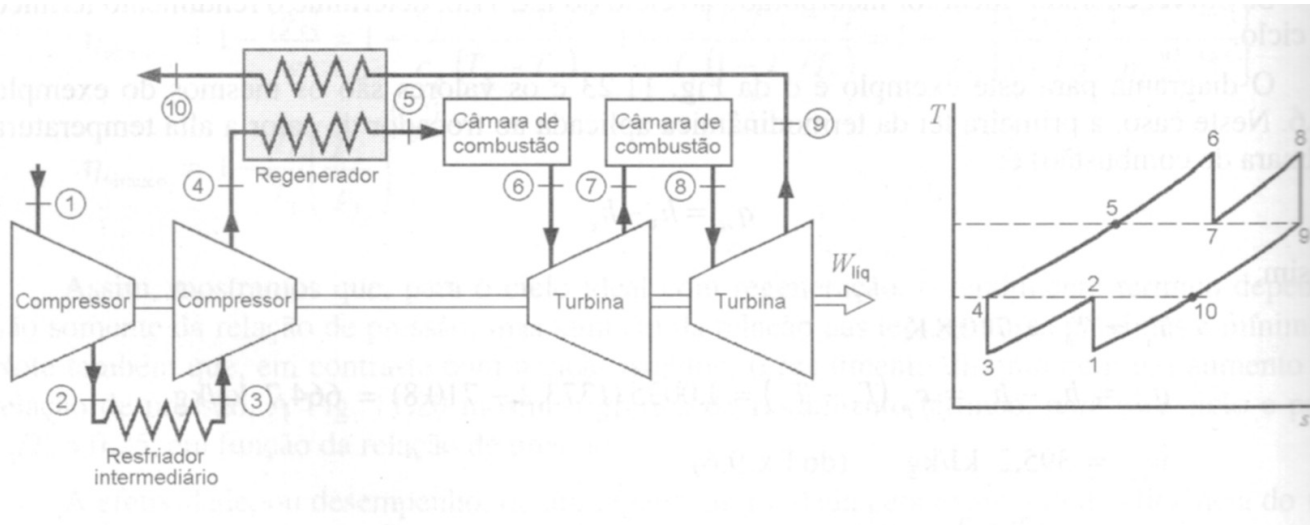
Como as vazões de fluido que escoam nestes equipamentos são grandes, existem dificuldades para se transferir as quantidades de calor necessárias para que os processos ocorram de forma isotérmica. Os processos nestes equipamentos são, essencialmente, adiabáticos como nas operações de compressão e expansão do ciclo de Brayton.



Existe uma modificação no ciclo de Brayton que tende a mudar seu comportamento em direção ao comportamento do ciclo de Ericsson.

Esta modificação consiste em utilizar múltiplos estágios de compressão, com resfriamento intermediário entre os estágios, e expansão em vários estágios com reaquecimento entre os estágios e um regenerador.

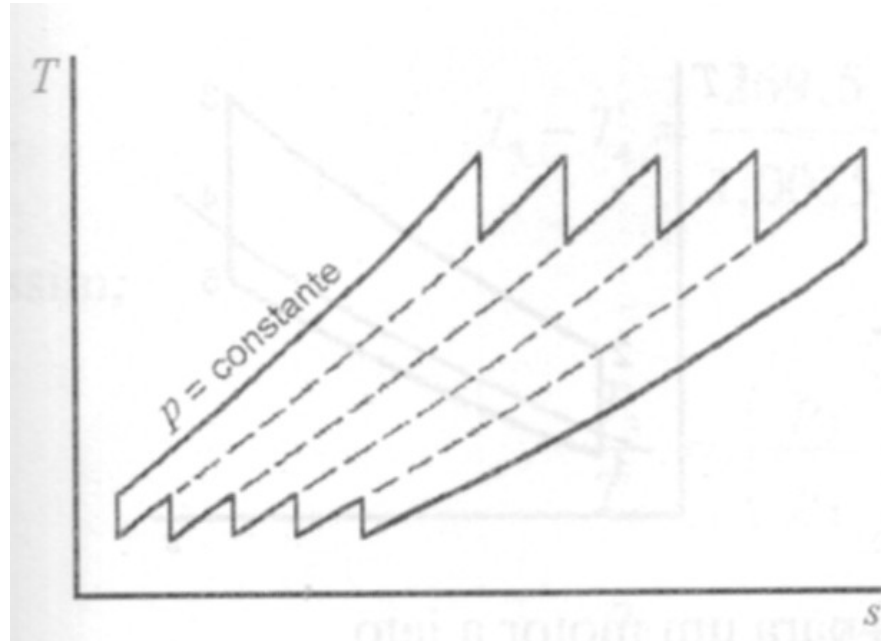
A figura mostra um ciclo com dois estágios de compressão e dois estágios de expansão e também o diagrama $T-s$ correspondente.



Pode-se mostrar que se obtêm o máximo rendimento quando são mantidas iguais as relações de pressão através dos compressores e das turbinas.

Admite-se que a temperatura do ar que deixa o resfriador intermediário, T_3 , seja igual a temperatura do ar que entra no primeiro estágio de compressão, T_1 , e que a temperatura após o aquecimento, T_8 , seja igual à temperatura do gás que entra na primeira turbina, T_6 .

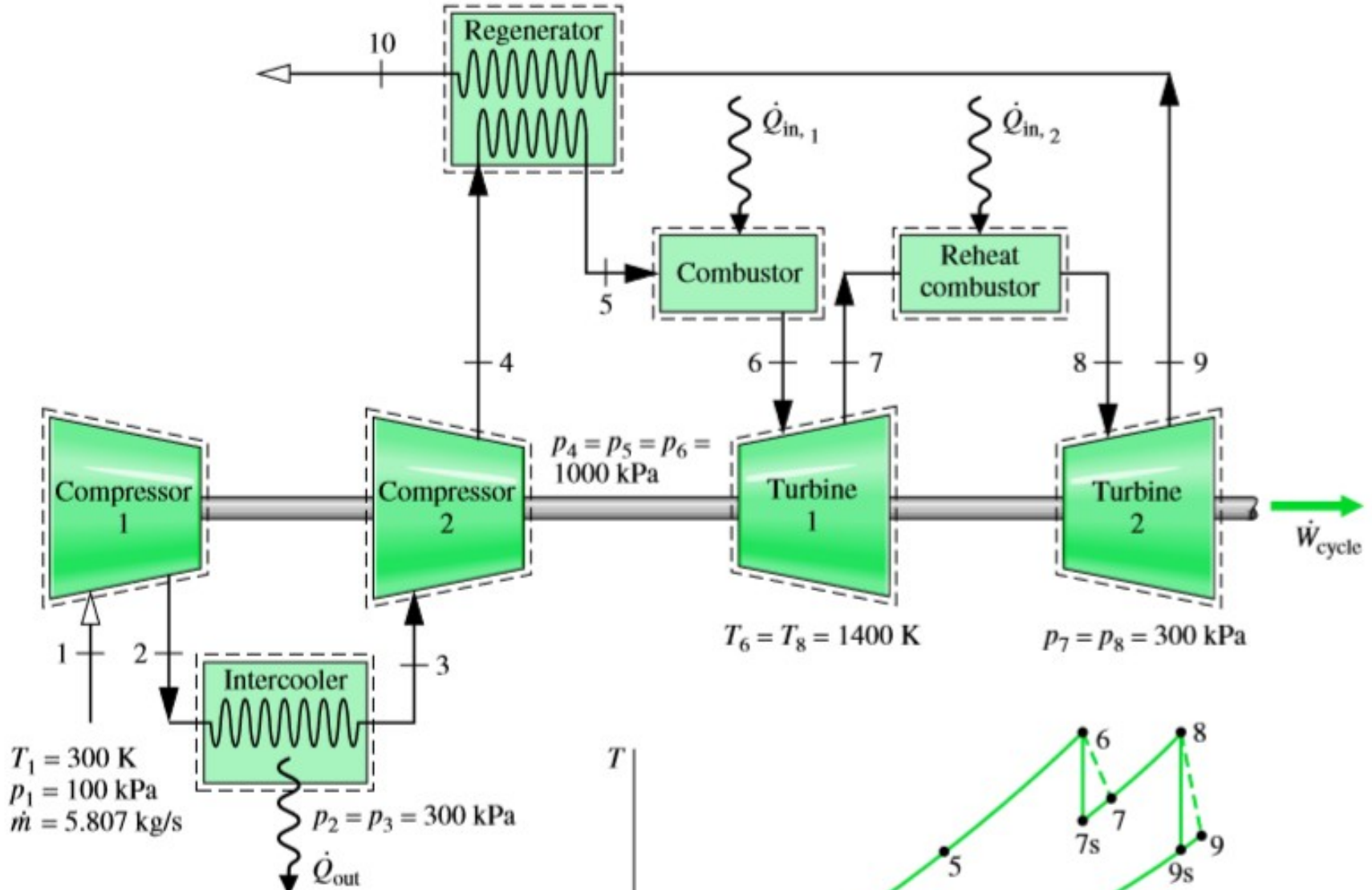
Admite-se ainda que a temperatura do ar a alta pressão que deixa o regenerador, T_5 , seja igual à temperatura ar a baixa pressão que deixa a turbina, T_9 .



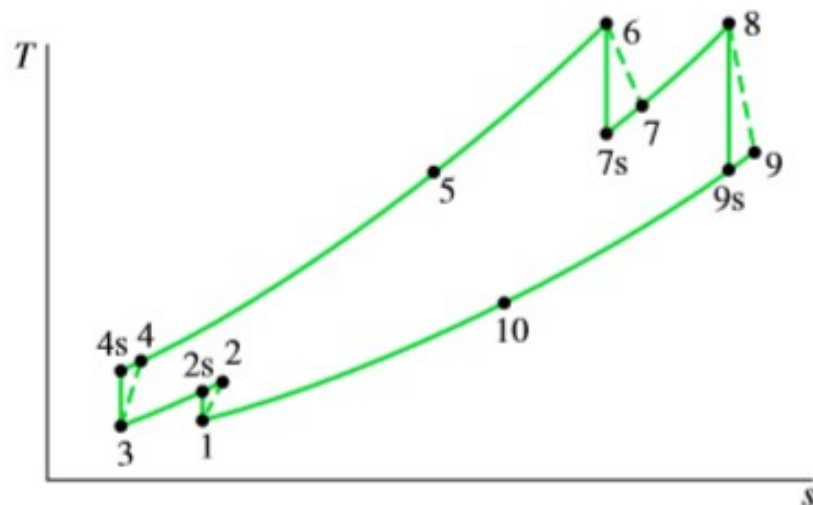
Se utilizarmos um grande número de estágios de compressão e expansão, é evidente que nos aproximamos do ciclo de Ericsson e isto está mostrado na figura.

Nas aplicações reais, o limite econômico para o número de estágios é, usualmente, dois ou três.

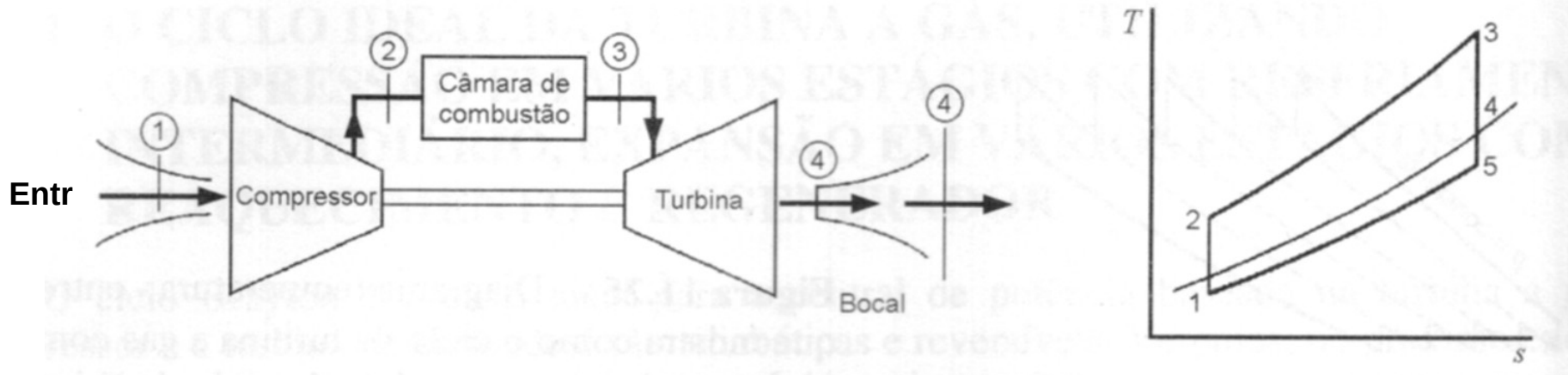
As perdas na turbina e no compressor e as perdas de carga estão sempre presentes em qualquer unidade real que empregue esse ciclo.



Eficiências isentrópicas = 80%
 Efetividade regenerador = 80%



O CICLO PADRÃO A AR PARA PROPULSÃO A JATO



Na turbina a gás aeronáutica, a pressão de entrada no compressor é maior que a atmosférica, devido ao impacto do ar com a velocidade de vôo. A entrada de ar é um difusor: energia cinética é transformada em entalpia.

A pressão de saída da turbina será superior a do meio envolvente e o gás pode ser expandido num bocal até a pressão deste meio.

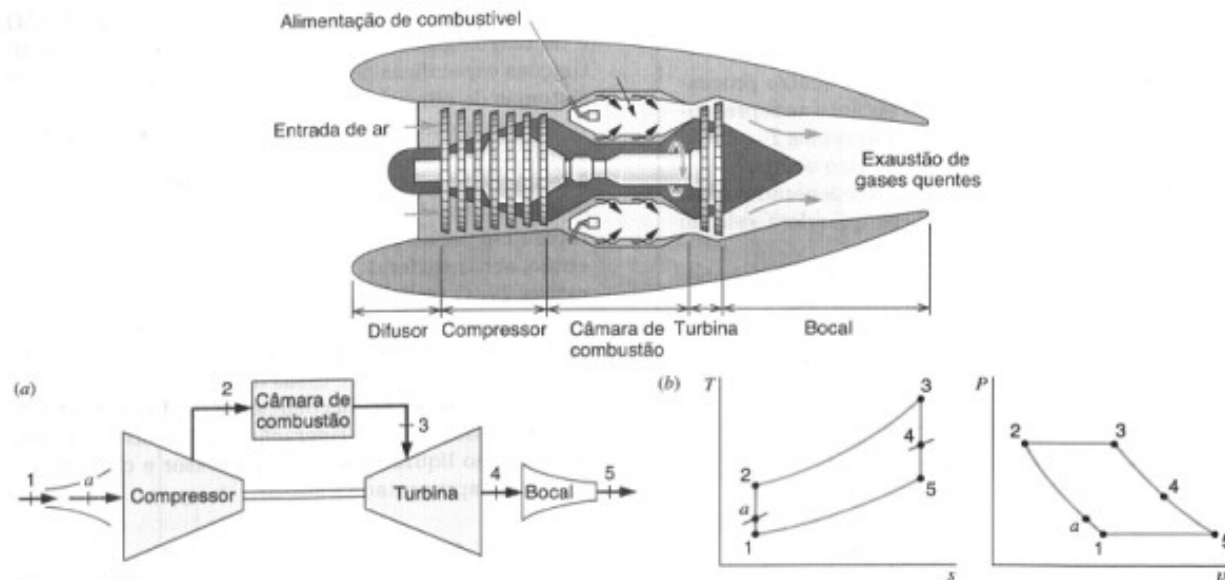
Como os gases saem do bocal a alta velocidade, estes apresentam uma variação de quantidade de movimento e disto resulta um empuxo sobre o avião no qual o motor está instalado.

Este ciclo opera de modo similar ao do ciclo de Brayton e a expansão no bocal é modelada como adiabática e reversível.

$$h_1 = c_p T_1 = h_e + \frac{V_e^2}{2} = c_p T_e + \frac{V_e^2}{2} \quad \& \quad h_4 = c_p T_4 = h_5 + \frac{V_s^2}{2} = c_p T_5 + \frac{V_s^2}{2} \quad \& \quad \text{Empuxo} = \dot{m}(V_s - V_e)$$

Exemplo

Considere um ciclo ideal de propulsão a jato no qual o ar entra no compressor a 0,1 MPa e 15°C. A pressão de saída do compressor é de 1.0 MPa e a temperatura máxima do ciclo é 1100 °C. O ar expande na turbina até uma pressão tal que o trabalho da turbina é exatamente igual trabalho no compressor. Saindo da turbina, o ar expande num bocal, adiabática e reversivelmente até 0,1 MPa. Determine a velocidade do ar na seção de descarga do bocal.



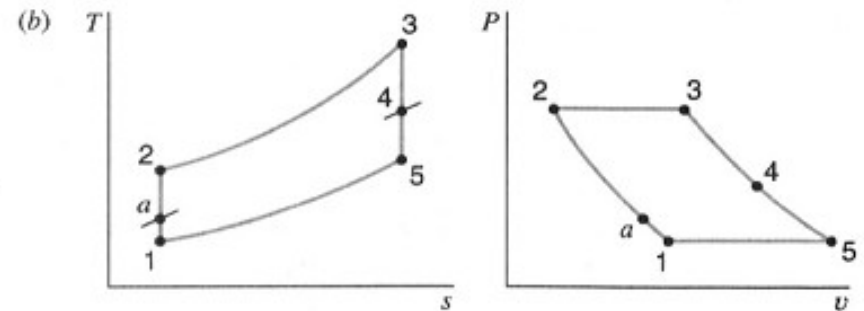
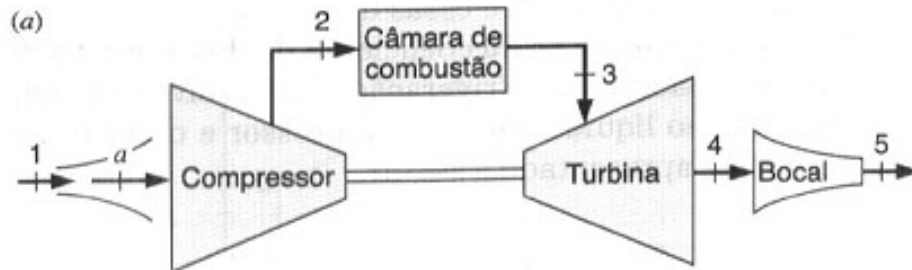
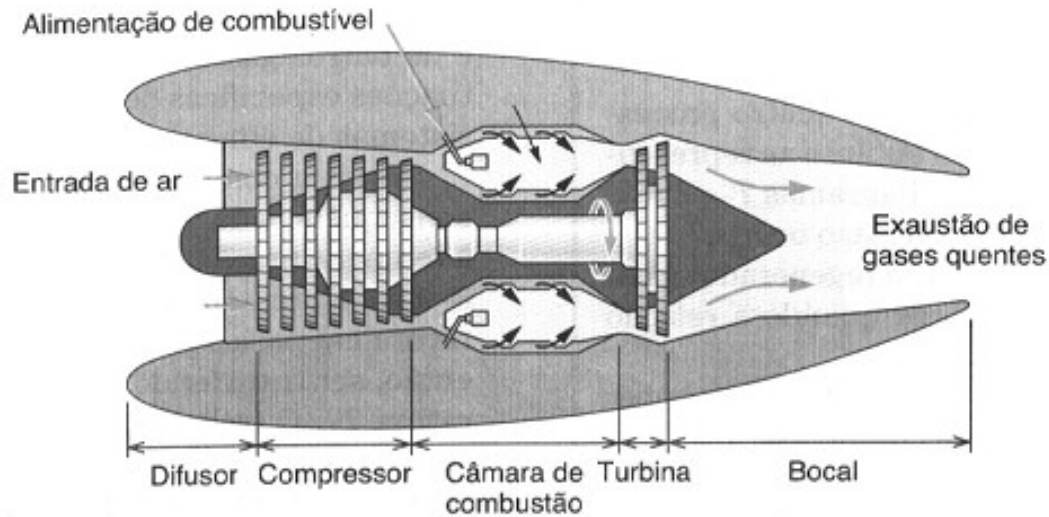


Figura 12.9

VEJA DESTUR