

2 Fundamentos Teóricos

2.1 Análise do sistema de cogeração

No presente capítulo apresentam-se os tópicos de importância para a análise termodinâmica do sistema de cogeração com base na 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, abordando sistematicamente conceitos dos principais componentes e seus processos. Abordaram-se também tópicos relacionados à transferência de calor no processo e finalmente uma descrição sucinta do método numérico utilizado para a simulação da cogeração. Dentre os principais equipamentos do sistema de cogeração estão a microturbina, a unidade recuperadora de calor e o reservatório térmico.

2.2 Turbina a gás

As turbinas a gás são utilizadas numa grande variedade de serviços. Elas estão presentes em diferentes segmentos, geralmente na aviação, mas também são largamente encontradas em equipamentos mecânicos como bombas, compressores e geradores de energia elétrica.

Atualmente, o interesse em turbinas tem crescido significativamente em plantas de ciclo-combinado. Comparando as turbinas a vapor com as turbinas a gás, nestas pode-se observar as seguintes vantagens:

- a) Possuem tamanho reduzido e são mais leves;
- b) Menor custo inicial por unidade;
- c) Tempo menor na fabricação e entrega, e instalação com maior rapidez;
- d) Têm o início de operação mais rápido;
- e) Operam com uma maior variedade de combustíveis líquidos e gasosos;
- f) Estão sujeitas a menores restrições ambientais.

As turbinas a gás se subdividem nas seguintes categorias:

- a) Turbinas a gás industriais;
- b) Turbinas a gás aero-derivativas;
- c) Turbinas a gás de média-capacidade;

d) Turbinas a gás pequenas.

Recentemente novas tecnologias têm despontado no ramo das turbinas a gás, como é o caso das microturbinas, citadas no capítulo 1.

A eficiência das turbinas a gás modernas tem alcançado uma média de 45% com uma temperatura de chama de 1400°C. A limitação da eficiência das turbinas a gás é, ainda hoje, influenciada pelas condições metalúrgicas dos materiais que a compõem assim como a relação de pressão do compressor [9]. Segundo [9] para um aumento na faixa de 55°C na temperatura de chama, o trabalho útil e a eficiência aumentam em 10% e 1,5%, respectivamente.

O princípio de funcionamento das turbinas a gás para um ciclo simples e de simples eixo conforme mostrado no diagrama da Fig. 6 processa-se com entrada de ar no compressor de escoamento axial no ponto 1 do diagrama à condições ambientes.

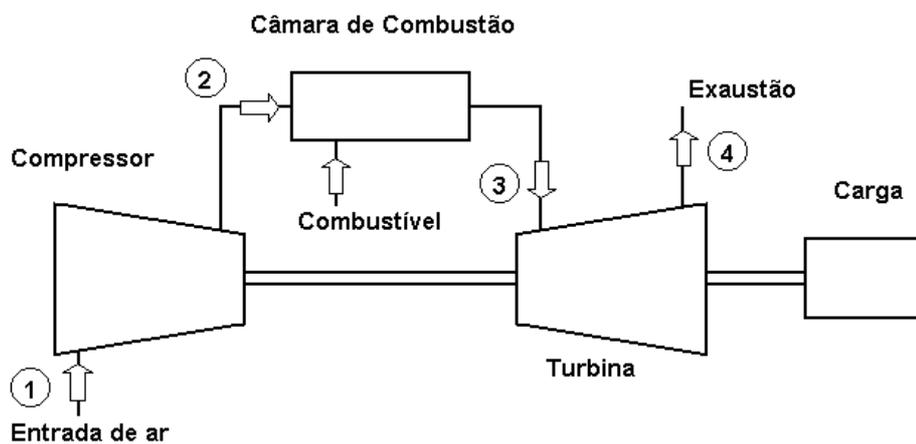


Figura 6 – Diagrama de uma Turbina a gás de ciclo simples

Como esta condição varia dia a dia e também de local para local, é importante e conveniente considerar algumas condições padrões para efeitos comparativos. As condições padrões usadas para as turbinas a gás industriais mostradas na Tabela 1 foram estabelecidas pela International Standards Organization (ISO 2314 – Gas Turbines – Acceptance Tests: 1989) [5], estas condições também são usualmente conhecidas como *Condições ISO*.

Tabela 1 – Condição Padrão – ISO 2314: 1989

Temperatura ambiente:	15 °C
Pressão ambiente:	101,325 KPa
Umidade relativa:	60%

Durante o processo de compressão a temperatura do ar na descarga do compressor geralmente se encontra em torno de 400 a 465°C. Após este estágio ocorre o processo de combustão à pressão constante, elevando assim a temperatura dos gases entre 1370 e 1430°C. Ocorrido o processo de combustão, a mistura dos gases (produtos) deixa o sistema de combustão e entra na turbina, também chamada expensor a uma temperatura média da mistura.

Na seção da turbina, a energia dos gases quentes é convertida em trabalho em dois processos. No bico de injeção na seção da turbina, os gases quentes são expandidos pelas palhetas estacionárias, e uma porção desta energia térmica com alta entalpia é convertida em energia cinética a alta velocidade. Na seção subsequente da turbina as palhetas móveis convertem em trabalho uma porção da energia cinética transferida. A temperatura de descarga na turbina está em torno de 480 a 640°C.

Uma parcela do trabalho desenvolvido pela turbina é usada para operar o compressor, e o restante disponível para o trabalho útil na saída da turbina. Tipicamente mais de 50% do trabalho desenvolvido pela turbina é usado para movimentar o compressor [14].

2.3 Ciclo Brayton

Considera-se o ciclo Brayton como ciclo ideal que governa o comportamento das turbinas a gás. A Fig. 7 mostra os diagramas pressão-volume (Pv) e temperatura-entropia (Ts) para o ciclo Brayton que utiliza compressão e expansão isentrópicas, observa-se também o caminho de um ciclo real representado pelos pontos 1,2,3 e 4.

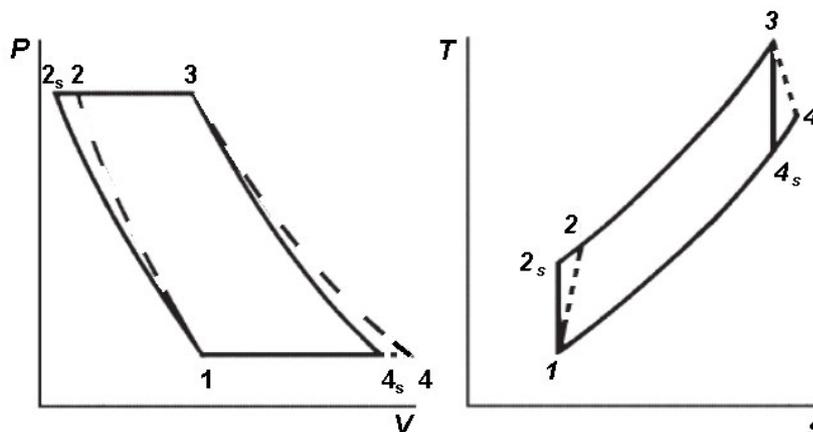


Figura 7 – Diagramas Pressão vs Volume e Temperatura vs Entropia

Existem dois tipos de ciclos que as turbinas a gás podem operar: ciclo aberto e o ciclo fechado conforme ilustrados na Fig. 8.

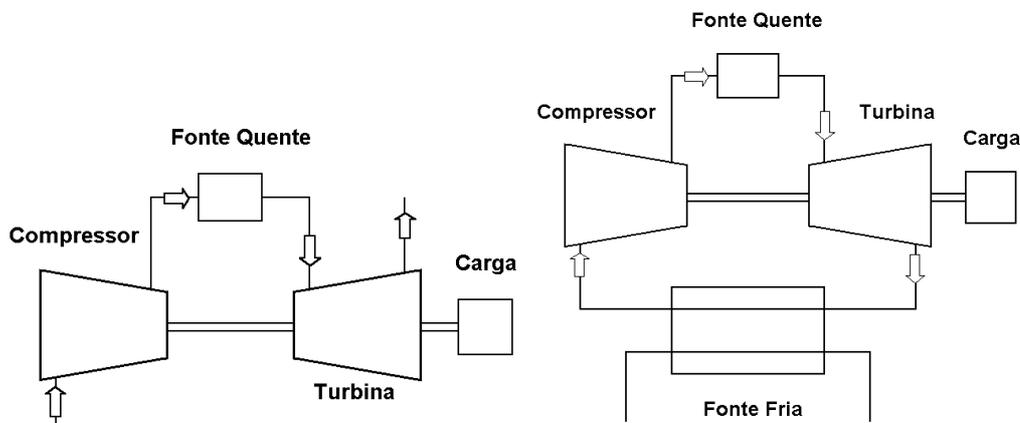


Figura 8 – Ciclo aberto e ciclo fechado – Turbina a gás

O ciclo Brayton pode ser caracterizado por dois parâmetros significantes que são: a relação de pressão e a temperatura de chama, maior temperatura alcançada no ciclo. Contudo em um ciclo real existe uma pequena perda de pressão no sistema de combustão e, portanto, a pressão no começo do processo de expansão, ponto 3 da Fig. 7, é ligeiramente inferior à do ponto 2. Na Fig. 9 está um exemplo ilustrativo destes dois parâmetros no comportamento das turbinas a gás.

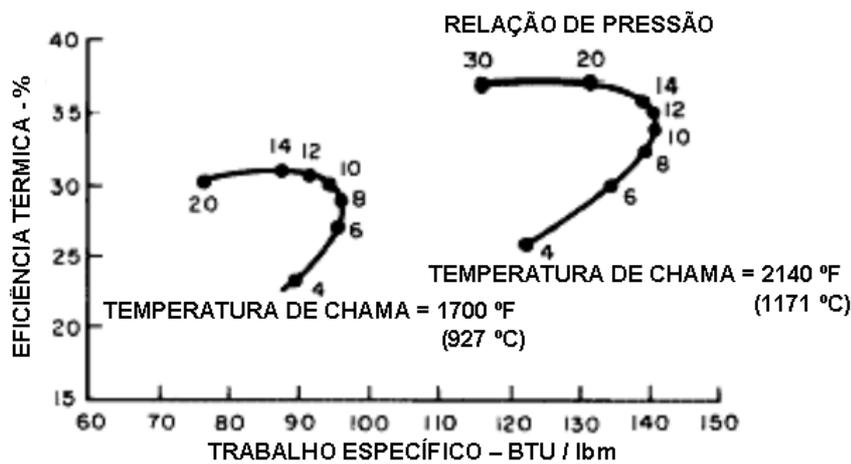


Figura 9 – Eficiência vs Trabalho específico da Turbina a gás

A eficiência térmica, η_{Term} , para o ciclo Brayton, para primeiras aproximações, pode ser calculada usando a clássica análise termodinâmica, onde considerando constante o calor específico a pressão constante tem-se o seguinte:

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{Q}_{in}} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 T_4 / T_1 - 1}{T_2 T_3 / T_2 - 1} \quad \text{Eq. (1)}$$

Com o uso das relações isentrópicas a eficiência também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \quad \text{Eq. (2)}$$

Onde o coeficiente k é a relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante: ($k = c_{p0}/c_{v0}$).

No comportamento do ciclo real das turbinas a gás, como mostrado no diagrama $T \times s$ da Fig. 10, observa-se um certo afastamento em relação ao ciclo ideal, causado principalmente pelas irreversibilidades do compressor e da turbina, que deixam de ser isentrópicas, devido também às perdas de carga do fluido e na câmara de combustão. Usualmente estas perdas estão numa faixa de 15% [15], o que representa uma significativa redução da eficiência das turbinas a gás.

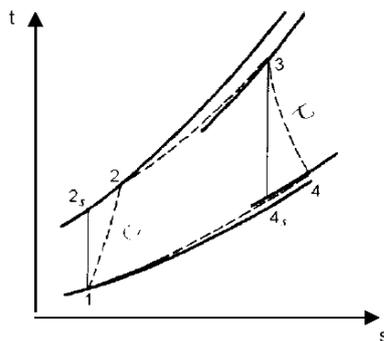


Figura 10 – Diagrama $T \times s$ – Ciclo real

Uma outra importante característica das turbinas a gás que limita seriamente a eficiência térmica é o grande trabalho requerido para o compressor, medido como *back work ratio* = $\dot{W}_{comp} / \dot{W}_{turb}$.

2.4 Ciclo simples de turbinas a gás regenerativo

Para um ciclo simples e aberto de turbinas a gás, a transferência de calor dos gases dos produtos da combustão ou de um trocador de calor geralmente ocorre simplesmente com uma transferência direta (calor de rejeito) com o meio ao redor. Uma maneira de melhorar o rendimento deste ciclo é a utilização

desta energia térmica, desde que a temperatura do fluxo que sai na turbina seja bem maior do que a temperatura do fluxo que entra no compressor. Com a introdução de um regenerador, trocador de calor de contracorrente, o calor pode ser transferido dos gases de descarga da turbina para os gases a alta pressão que deixam o compressor conforme mostrado na Fig. 11.

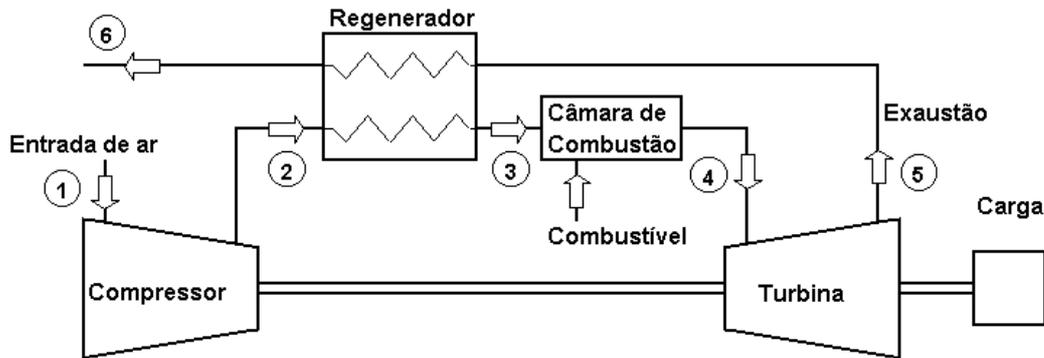


Figura 11 – Ciclo regenerativo da turbina a gás

Logo, como uma menor rejeição de calor pelo ciclo é esperado que a eficiência térmica seja aumentada até um certo limite com uma grande dependência da relação de pressão e da relação das temperaturas mínima e máxima conforme visto a seguir:

$$\eta_{Term} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad \text{Eq. (3)}$$

Na prática, em um regenerador real, a temperatura do ar que deixa o regenerador no estado 3, Fig. 11, é um pouco menor que a temperatura do ar entrando no estado 5. Também a temperatura T_6 é maior que a temperatura T_2 . A eficiência do regenerador é definida por:

$$\eta_{reg} = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} \quad \text{Eq. (4)}$$

Assumindo um gás ideal com calor específico constante, a eficiência do regenerador pode ser relacionada pela seguinte equação:

$$\eta_{reg} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad \text{Eq. (5)}$$

Dependendo dos parâmetros que operam a turbina a gás, o regenerador pode aumentar em 10% a sua eficiência. Entretanto, pela existência de um aumento na queda da pressão em ambas partes no regenerador, ou seja, nos lados do ar comprimido e da exaustão da turbina, a relação de pressão é comprometida, o que poderá reduzir a potência de saída de 10 a 15% [9, 14].

Os regeneradores geralmente têm um custo alto em relação à sua aplicação, por isso a sua utilização deve ser bem justificada ao equipar uma turbina a gás. Um outro aspecto importante que deve ser considerado é o fato do regenerador diminuir a temperatura dos gases de exaustão, reduzindo portanto a eficiência do sistema de cogeração.

2.5 Temperatura adiabática da chama

Considera-se a temperatura adiabática da chama a temperatura atingida pelos produtos no processo de combustão sem transferência de calor, ou seja, adiabaticamente, sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial.

A máxima temperatura adiabática da chama que pode ser atingida para um dado combustível onde os seus reagentes estão a uma determinada pressão, temperatura e estado, ocorre quando a mistura é estequiométrica. Uma maneira de se controlar a temperatura adiabática da chama é pela quantidade de excesso de ar, parâmetro este muito importante principalmente para as turbinas a gás, onde a temperatura máxima admissível é determinada por condições metalúrgicas. A máxima temperatura da chama está também diretamente limitada ao efeito da dissociação dos produtos formados.

2.6 Processo de combustão

A combustão é uma reação química envolvendo a oxidação dos constituintes do combustível que são oxidáveis, geralmente ocorre entre o elemento constituinte, carbono e/ou hidrogênio com o oxigênio. Para uma análise preliminar consideram-se como constituintes principais do produto da combustão: o dióxido de carbono (CO_2) e a água (H_2O). Para um estudo mais criterioso, deve-se analisar outros produtos intermediários encontrados na combustão, por exemplo no gás natural, como os óxidos de nitrogênio (NO_x), total de hidrocarbonetos (THC), e monóxido de carbono (CO). Apesar de estarem em menores porcentagens, se tornam muito importantes para o estudo do aspecto funcional do processo, e de suas influências no meio ambiente.

Para uma combustão completa de metano tem-se a seguinte equação:



Pelo fato do oxigênio ser suprido, na maioria dos casos, pelo ar para um processo de combustão torna-se necessário uma nova equalização da reação química, onde pode-se considerar o ar como uma composição de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, que de acordo com suas relações dão origem à seguinte equação:



2.6.1

Mistura de gases perfeitos

Para uma mistura gasosa define-se a fração molar y_i do componente i como:

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad \text{Eq. (8)}$$

Onde n_i representa o número de moles do componente i e n o número total de moles na mistura.

Pode-se definir também a mistura gasosa pela fração em massa x_i como:

$$x_i = \frac{m_i}{m} \quad \text{Eq. (9)}$$

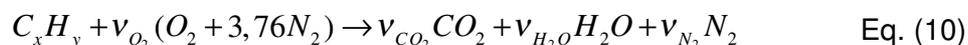
Onde m_i representa a massa do componente i e m a massa total da mistura.

2.6.2

Ar teórico e Relação ar-combustível

Define-se ar teórico ou ar estequiométrico como a quantidade mínima de ar que fornece o oxigênio suficiente para haver a combustão completa em todos os elementos do combustível que possam oxidar, isto significa que nos produtos de um processo de combustão não há oxigênio.

Segundo [15] a equação geral para a combustão de um hidrocarboneto, que pode representar o gás natural, tem a seguinte forma:



Onde v são os coeficientes estequiométricos relativos a cada substância e são determinados da seguinte maneira:

$$C : v_{CO_2} = x \quad \text{Eq. (11)}$$

$$H : 2v_{H_2O} = y \quad \text{Eq. (12)}$$

$$N_2 : v_{N_2} = 3,76 \times v_{O_2} \quad \text{Eq. (13)}$$

$$O_2 : v_{O_2} = v_{CO_2} + v_{H_2O} / 2 = x + y / 4 \quad \text{Eq. (14)}$$

Para a determinação do número total de kmoles de ar para um kmol de combustível utiliza-se a seguinte equação abaixo, da qual é definida como 100% do ar teórico:

$$n_{ar} = v_{O_2} \times 4,76 = 4,76(x + y / 4) \quad \text{Eq. (15)}$$

Sabe-se experimentalmente que a combustão completa é somente alcançada com uma quantidade maior de ar em relação à quantidade necessária pelo ar teórico. Referente ao relacionamento entre o ar fornecido e o combustível surge um parâmetro importante para análise do processo de combustão que é a relação ar-combustível (AC) definida pela seguinte equação abaixo:

$$AC_{massa} = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \quad \text{Eq. (16)}$$

ou em base molar:

$$AC_{molar} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} \quad \text{Eq. (17)}$$

2.7 Compressor

As turbinas a gás utilizam compressores axiais e centrífugos. Os compressores centrífugos são mais utilizados em turbinas de pequeno porte, enquanto que todas as de grande porte utilizam compressores axiais [9].

No princípio da operação de um compressor centrífugo o ar é levado ao centro do “olho” do rotor, onde é acelerado pelas palhetas devido a alta rotação do rotor e forçado radialmente para fora do rotor a alta velocidade. O ar é então recebido pelo difusor, do qual converte uma parte desta energia cinética em alta pressão.

Um compressor de simples estágio consiste de um impelidor montado no rotor e um difusor montado em um estator. O aumento de pressão por estágio de um compressor centrífugo varia entre 1,5:1 a 12:1 [9].

Os compressores centrífugos têm um menor eficiência em relação aos compressores axiais, mas pode-se destacar as suas principais vantagens [9]:

- a) Ocupam espaços menores, pois têm dimensões mais reduzidas;
- b) Não são vulneráveis a perder desempenho com o aumento de resíduos nas superfícies no canal de ar quando trabalham em atmosferas contaminadas;
- c) São capazes de operar com eficiência sobre uma maior variação de fluxo de massa em qualquer rotação;
- d) Eles são usados principalmente em pequenas unidades de potência pelo fato das pequenas máquinas não serem capazes de manter uma maior eficiência isentrópica que os compressores axiais fornecem;
- e) O material mais usado e preferido para sua construção é o titânio devido à sua alta resistência a corrosão.

2.7.1 Análise termodinâmica do compressor

Sabe-se que a equação de estado para um gás ideal é expressa como:

$$PV = mRT \quad \text{Eq. (18)}$$

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para um processo de regime permanente tem-se a seguinte equação:

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2} + w \quad \text{Eq. (19)}$$

Supondo o calor específico do gás como constante e desprezando-se a sua variação da energia cinética, pode-se através da Eq. (19) desenvolver, para um processo adiabático reversível conforme visto na Fig. 10 a equação abaixo:

$$w_{comp} = h_{2s} - h_1 = \bar{c}_{p_ar} (T_{2s} - T_1) \quad \text{Eq. (20)}$$

Onde w_{comp} é o trabalho específico do compressor e \bar{c}_{p_ar} é o valor médio do calor específico a pressão constante do ar da temperatura média do intervalo.

Em análises que exigem melhores exatidões torna-se bastante útil considerar a variação do calor específico com a temperatura:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int c_{p_ar} dt \quad \text{Eq. (21)}$$

Aplicando as relações isentrópicas juntamente com a relação para o calor específico a pressão constante, c_{p0} , conforme descrito abaixo:

$$c_{p0} = \frac{kR}{k-1} \quad \text{Eq. (22)}$$

E substituindo na Eq. (20) tem-se:

$$w_{comp} = w_{s_comp} = P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{Eq. (23)}$$

Para um processo de compressão pode-se definir a eficiência isentrópica do compressor como:

$$\eta_{comp} = \frac{w_{s_comp}}{w_{a_comp}} \quad \text{Eq. (24)}$$

Onde w_a é definido como o trabalho específico real do compressor em um processo irreversível:

$$w_{a_comp} = h_2 - h_1 = \bar{c}_{p_ar} (T_2 - T_1) \quad \text{Eq. (25)}$$

E finalmente definida a eficiência do compressor como:

$$\eta_{comp} = T_1 \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_2 - T_1} \quad \text{Eq. (26)}$$

A eficiência isentrópica dos compressores adiabáticos, segundo [15], se apresenta em torno de 70 a 88%.

Na Fig. 12 está ilustrada a variação real da razão de pressão sobre a completa variação do fluxo de massa (\dot{m}) e velocidade da rotação (N) [9]. De acordo com Val [7] o termo $N / \sqrt{T_1}$ é conhecido como velocidade aerodinâmica enquanto que o da relação $\dot{m} \sqrt{T_1} / P_1$ é conhecido como fluxo de massa adimensional. No gráfico observa-se à esquerda a *linha surge*, linha idealizada através da união da extremidade esquerda de cada curva a velocidade constante. Nas extremidades direita das curvas estão representadas os pontos onde define-se uma região conhecida como *stonewall*. Segundo ainda [7] estes fenômenos, *surge* e *stonewall*, são caracterizados por grande instabilidade no escoamento do ar podendo levar ao colapso da máquina, tornando assim a sua faixa de operação bem limitada.

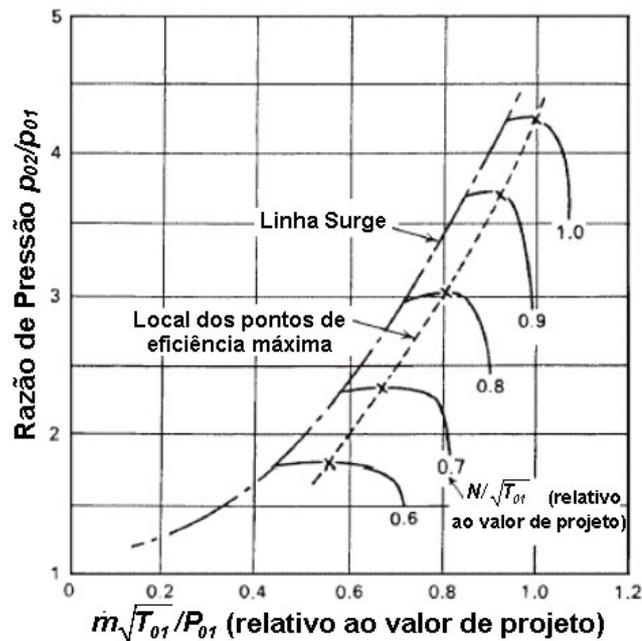


Figura 12 – Variação da razão de pressão de Um compressor centrífugo

Em relação à eficiência isentrópica, observa-se que as curvas de desempenho variando também com o fluxo de massa (\dot{m}) e velocidade da rotação (N) [9], conforme mostrado na Fig. 13, se comportam de maneira bastante similar às curvas de relação de pressão mostradas anteriormente, e que o valor máximo de suas eficiências se encontram com valores próximos.

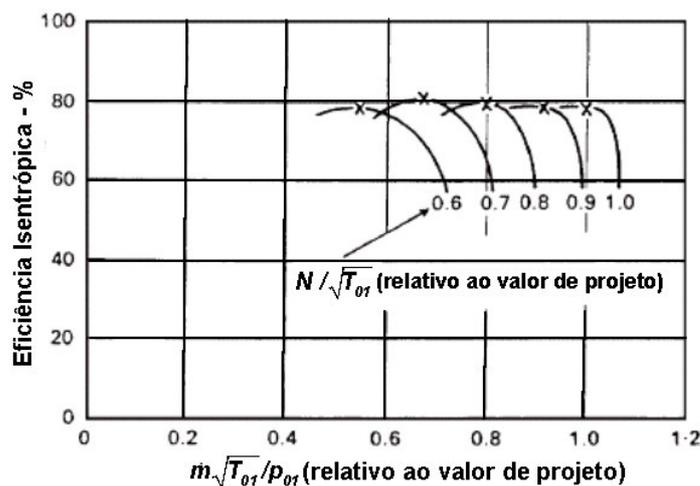


Figura 13 – Variação da eficiência isentrópica de um compressor centrífugo

2.8 Câmara de combustão

A câmara de combustão, também chamada de combustor, tem o objetivo de aumentar a temperatura dos gases a alta pressão.

Pode-se citar três principais tipos de câmara de combustão que são: tubular, tubo-anular (conhecida também como can-anular) e anular.

Toda a câmara de combustão, apesar de seus diferentes projetos, tem as seguintes zonas em comum:

- a) Zona de recirculação;
- b) Zona de queima;
- c) Zona de diluição.

A eficiência do combustor é feita através da medida da combustão completa. A eficiência do combustor está relacionada com a razão do aumento da entalpia do gás e a entrada de calor teórico de combustível sendo expressa pela seguinte equação:

$$\eta_{comb} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{teórico}} = \frac{(\dot{m}_{ar} + \dot{m}_c)h_3 - \dot{m}_{ar}h_2}{\dot{m}_c PCI} \quad \text{Eq. (27)}$$

Onde η_{comb} é a eficiência do combustor, \dot{m}_{ar} é o fluxo de massa do gás (ar), \dot{m}_c é o fluxo de massa do combustível, h_2 é a entalpia do gás (ar) entrando no combustor, e h_3 é a entalpia do gás deixando o combustor e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

A queda da pressão que existe na câmara de combustão afeta o consumo de combustível e a potência de saída. Normalmente, de acordo com [9], a queda de pressão se encontra entre 2 a 8% da pressão estática. Considera-se esta queda de pressão equivalente ao decréscimo da eficiência do compressor o que resulta um aumento no consumo de combustível e numa menor potência de saída da máquina. Segundo [7], se o fornecimento de um combustível gasoso estiver a baixa pressão se faz necessário a instalação de um compressor de combustível, onde a energia necessária para o acionamento do mesmo se encontra na ordem de 4 a 5% da potência útil da turbina.

2.9 Turbina

A turbina é o componente da turbina a gás onde ocorre a realização de trabalho de eixo. As turbinas a gás podem ser de dois tipos: de fluxo axial ou de fluxo radial. Contudo, mais de 80% das turbinas a gás são de fluxo axial. De acordo com [7], as turbinas de fluxo radial têm as aplicações limitadas em sistemas auxiliares aeronáuticos e turbogeradores de pequeno porte (até 3 MW).

As turbinas de fluxo axial podem ser do tipo de impulso ou do tipo reativas. Na turbina de impulso, a entalpia se reduz totalmente, ou seja, a energia disponível a alta temperatura e pressão é convertida em energia cinética nas partes estacionárias (aletas) fazendo com que o gás entre no rotor a alta velocidade. Nas turbinas de reação, a entalpia sofre uma queda tanto nas partes estacionárias quanto nas partes girantes (palhetas).

As turbinas de fluxo radial consistem de um compressor centrífugo que tem o fluxo reverso e rotação contrária. Como dito anteriormente estas turbinas são usadas para pequenas cargas, e tem como principal característica o seu tamanho, bem menor do que o das axiais.

2.9.1 Análise termodinâmica da turbina

Na análise de uma turbina observa-se que a mesma possui uma grande proximidade em relação à análise de um processo de compressão tanto pelo fato de ambas serem modeladas com a equação de estado para um gás ideal quanto por se comportarem como adiabáticas em um processo ideal.

Aplicando novamente a 1ª Lei da Termodinâmica ao processo de expansão em um regime permanente e supondo o calor específico do gás como constante e desprezando-se a sua variação da energia cinética, pode-se através da Eq. (19) desenvolver, para um processo adiabático reversível conforme visto na Fig. 10 a equação abaixo:

$$w_{turb} = h_3 - h_{4s} = \bar{c}_{p-g} (T_3 - T_{4s}) \quad \text{Eq. (28)}$$

Onde w_{turb} é o trabalho específico da turbina para um processo isentrópico e \bar{c}_{p-g} é o valor médio do calor específico a pressão constante dos gases da combustão da temperatura média do intervalo.

Em análises que exigem melhores exatidões torna-se também bastante útil considerar a variação do calor específico com a temperatura:

$$\Delta h = h_3 - h_4 = \int c_{p-g} dt \quad \text{Eq. (29)}$$

Para um processo de expansão pode-se definir a eficiência isentrópica da turbina como:

$$\eta_{turb} = \frac{w_{a_turb}}{w_{s_turb}} \quad \text{Eq. (30)}$$

Onde w_{a_turb} é definido como o trabalho específico real da turbina em um processo irreversível:

$$w_{a_turb} = h_3 - h_4 = c_{p-g} (T_3 - T_4) \quad \text{Eq. (31)}$$

Portanto para a definição da eficiência da turbina tem-se:

$$\eta_{turb} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad \text{Eq. (32)}$$

Aplicando na Eq. (32) as relações isentrópicas a eficiência da turbina pode ser novamente definida como:

$$\eta_{turb} = \frac{1}{T_3} \frac{T_3 - T_4}{\left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{k-1/k} \right]} \quad \text{Eq. (33)}$$

Segundo [15] a eficiência isentrópica das turbinas se apresenta na faixa de 70 a 88%.

Na Fig. 14 ilustra-se o desempenho típico de uma turbina representado por uma família de curvas para diferentes e constantes valores para a velocidade aerodinâmica $N/\sqrt{T_3}$, onde observa-se a dependência da eficiência isentrópica, η_{turb} , e o fluxo de massa adimensional, $\dot{m}\sqrt{T_3}/P_3$, em função da razão de pressão.

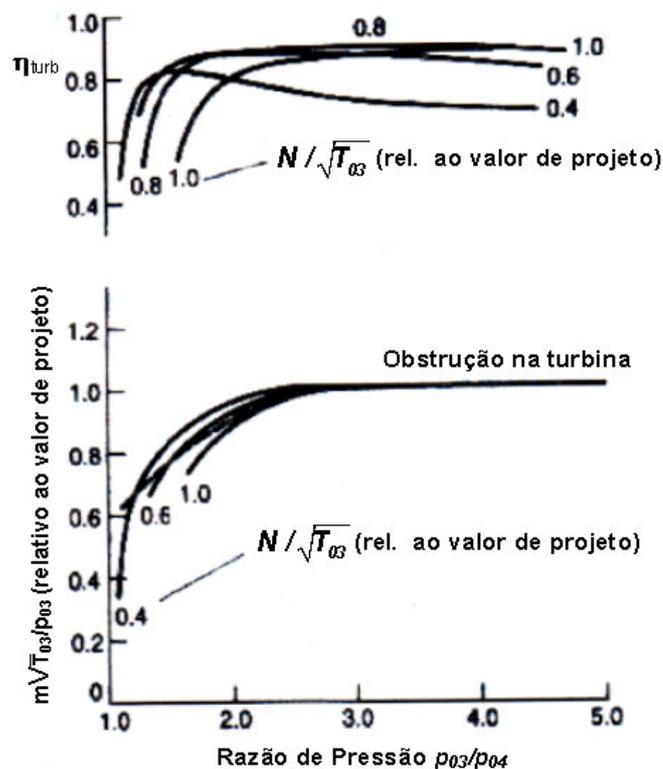


Figura 14 – Família de curvas de desempenho da turbina

2.10 Análise da microturbina

A introdução das microturbinas no quotidiano se deve principalmente ao contínuo desenvolvimento tecnológico das turbinas a gás durante as últimas décadas, o que permitiu a estas máquinas de menor porte uma capacidade de geração de 28 até 200 kW [5].

As microturbinas a gás se adequam perfeitamente em aplicações para geração distribuída devido a sua flexibilidade e métodos de conexão, onde segundo [16, 17] elas podem ser aplicadas em:

- a) Geração de energia para reserva (stand-by);
- b) Cogeração;
- c) Geração de energia em forma isolada da rede;
- d) Geração de energia conectada à rede;
- e) Microgeração.

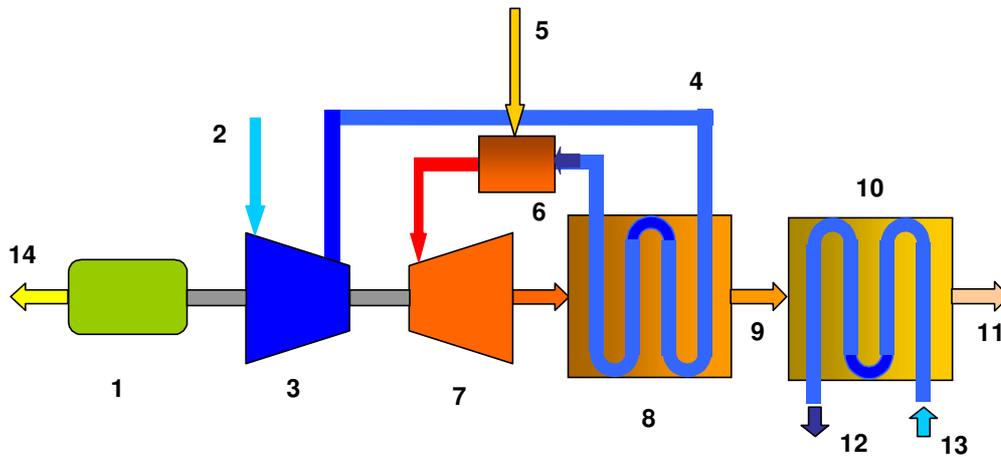
A microturbina consiste de um compressor, combustor, turbina, recuperador de calor e gerador elétrico. Todos os componentes, com exceção do combustor e recuperador de calor estão montados em um mesmo eixo, conforme mostrado na Fig. 5 – capítulo 1. O compressor e a turbina são radiais como na maioria dos turbocompressores automotivos, o que pode ser observado na Fig. 15.



Figura 15 – Conjunto compressor/turbina
Microturbina Capstone
Fonte: Capstone

O princípio de funcionamento das microturbinas é idêntico ao das turbinas a gás de maior porte. Baseado no ciclo regenerativo inicia-se com a admissão de ar pelo compressor, sendo aquecido pelo recuperador de calor antes de entrar na câmara de combustão. Os gases quentes da queima se expandem através da turbina, a qual move o compressor e o gerador de energia elétrica. Da energia

contida nos gases de exaustão gerada pelo processo poderá ser aproveitada para geração de energia térmica (cogeração), utilizando-se uma unidade recuperadora de calor, conforme pode ser visto no diagrama da Fig. 16 [9, 11].



1	Gerador	8	Recuperador de calor
2	Entrada de ar	9	Gases de exaustão
3	Compressor de ar	10	Caldeira de recuperação
4	Ar para o recuperador	11	Saída dos gases de exaustão
5	Entrada de combustível	12	Saída de água (quente)
6	Câmara de combustão	13	Entrada de água (fria)
7	Turbina	14	Potência elétrica de saída

Figura 16 - Diagrama esquemático de uma microturbina a gás

2.11 Análise do trocador de calor

Os trocadores de calor são equipamentos que facilitam a transferência de calor entre dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes.

Segundo [18] os trocadores de calor se classificam de acordo:

- Processo de transferência;
- Compacticidade;
- Tipo de construção;
- Disposição das correntes;
- Mecanismo da transferência de calor.

Nos trocadores de calor do tipo estacionário, a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio provoca variação da temperatura de um ou de ambos os fluidos que passam através do trocador.

Na análise da transferência de calor no trocador de calor torna-se conveniente e importante o uso de um coeficiente global de transferência de

calor U , do qual é constituído pela combinação das resistências térmicas que ocorrem durante o seu processo.

2.11.1 Análise pela Diferença da temperatura média logarítmica (DTML)

Pelo balanço de energia e de acordo com a variação das temperaturas (ΔT) dos fluidos em relação à posição em um trocador de calor estabelece-se que [19]:

$$\dot{Q} = UAF \Delta T_{lm} \quad \text{Eq. (34)}$$

Onde:

\dot{Q} : taxa total de transferência de calor;

U : coeficiente global de transferência de calor médio;

A : superfície de transferência de calor no trocador;

F : fator de correção;

ΔT_{lm} : diferença da temperatura média logarítmica definida como:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad \text{Eq. (35)}$$

Para a equação acima ΔT_1 e ΔT_2 podem ser definidos para um trocador de calor de contracorrente como:

$$\Delta T_1 = T_{q-e} - T_{f-s} \quad \text{Eq. (36)}$$

$$\Delta T_2 = T_{q-s} - T_{f-e} \quad \text{Eq. (37)}$$

Onde os subscritos q e f referem-se aos fluidos quente e frio, respectivamente, e os subscritos e e s referem-se às condições das temperaturas de entrada e saída dos fluidos, respectivamente.

2.11.2 Análise pelo Método ϵ -NUT

Sob diferentes aspectos que envolvem um projeto de trocador de calor, o cálculo da sua *capacidade* e o das suas *dimensões* distinguem importantes características. O cálculo da capacidade tem o propósito de determinar a taxa de transferência de calor, as temperaturas de saída do fluido e as perdas de cargas no trocador. Enquanto que o cálculo das dimensões tem o interesse de

determinar as dimensões necessárias do componente para a transferência de calor e a da perda de carga referente ao mesmo.

Para a análise dos termos citados acima o método da efetividade torna-se, de acordo com [18], eficiente e define-se a efetividade como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad \text{Eq. (38)}$$

Onde \dot{Q} é a taxa real de transferência de calor e \dot{Q}_{\max} é a taxa máxima possível de transferência de calor de uma corrente para outra que é considerada como:

$$\dot{Q}_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{q-e} - T_{f-e}) \quad \text{Eq. (39)}$$

Para a determinação da efetividade ε define-se a taxa de transferência de calor \dot{Q} da seguinte maneira:

$$\dot{Q} = \dot{m}_q c_{p-q} (T_{q-e} - T_{q-s}) = \dot{m}_f c_{p-f} (T_{f-s} - T_{f-e}) \quad \text{Eq. (40)}$$

Através de substituições na Eq. (38) com as Eqs. (39) e (40) desenvolve-se as seguintes equações para a efetividade:

$$\varepsilon = \frac{C_q (T_{q-e} - T_{q-s})}{C_{\min} (T_{q-e} - T_{f-e})} \quad \text{Eq. (41)}$$

$$\varepsilon = \frac{C_f (T_{f-s} - T_{f-e})}{C_{\min} (T_{q-e} - T_{f-e})} \quad \text{Eq. (42)}$$

Onde:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p-q} \quad \text{Eq. (43)}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p-f} \quad \text{Eq. (44)}$$

Sendo C_q e C_f as taxas das capacidades térmicas dos fluidos quente e frio, respectivamente.

E define-se C_{\min} igual ao menor entre C_q e C_f .

Em conjunto com este método utiliza-se a seguinte relação definida por um parâmetro adimensional conhecido como *NUT* (*número de unidades de transferência de calor*) e é definido como:

$$NUT = N = \frac{AU}{C_{\min}} \quad \text{Eq. (45)}$$

2.12 Análise global do sistema

Em um sistema de cogeração, onde existem processos distintos e que podem estar sob diferentes regimes, pode-se, através da Termodinâmica associada com a Transferência de Calor, analisar o comportamento do sistema. Portanto, para a análise global do sistema utiliza-se a 1ª lei da termodinâmica:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W}_{VC} \quad \text{Eq. (46)}$$

2.12.1 Fundamentos da cogeração

Na produção de potência elétrica ou de eixo, a 2ª lei da termodinâmica exerce uma limitação na conversão de calor em trabalho ou energia elétrica. Somente uma fração da energia térmica liberada pela combustão pode ser convertida em potência, existindo uma estreita dependência em relação aos seguintes fatores: i) a razão da temperatura absoluta do ambiente com a do calor fornecido ao fluido de trabalho na máquina térmica; ii) a extensão da qual o atrito e outras formas de irreversibilidades estão presentes no ciclo.

Sabe-se que no ciclo de Carnot, conforme visto na Fig. 17, se encontra a forma mais eficiente de converter calor em trabalho. O mesmo princípio se aplica aos modernos sistemas de geração de energia, com a principal diferença que estes atuam em processos irreversíveis, afastando-se, portanto, da forma retangular do ciclo de Carnot. As máquinas térmicas modernas geralmente apresentam melhores eficiências térmicas, normalmente variando entre 35 a 50%.

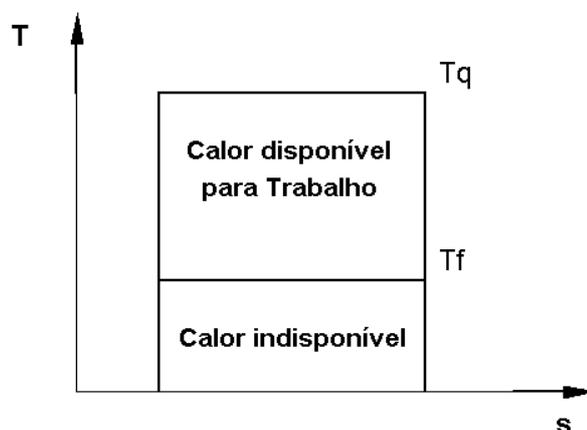


Figura 17 – Ciclo de Carnot

Diante da oportunidade de se economizar energia, a cogeração se torna ideal para processos onde existe a necessidade tanto de energia elétrica quanto de energia térmica.

Define-se a eficiência do sistema de cogeração de acordo com os seguintes conceitos a seguir:

Através da potência elétrica útil fornecida, P , e pelo o fluxo de massa do combustível, \dot{m}_c , define-se a seguinte relação:

$$CEC = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad \text{Eq. (47)}$$

Onde CEC é o consumo específico do combustível.

Para a eficiência elétrica da máquina térmica, microturbina, tem-se a seguinte equação:

$$\eta_{el} = \frac{P}{\dot{m}_c PCI} = \frac{1}{CEC.PCI} \quad \text{Eq. (48)}$$

Onde PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

Para a eficiência térmica da cogeração primeiro determina-se a quantidade da taxa de calor recuperado para o processo com a seguinte equação:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}\Delta h \quad \text{Eq. (49)}$$

Onde \dot{Q}_{rec} é a taxa de calor recuperado, enquanto que \dot{m} é o fluxo de massa e Δh a variação da entalpia específica do fluido de trabalho do processo, então obtém-se a eficiência térmica do sistema através da equação:

$$\eta_{term} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{forn}} = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{m}_c PCI} \quad \text{Eq. (50)}$$

E finalmente a eficiência total do sistema de cogeração é definida como:

$$\eta_{Tot} = \frac{P + \dot{Q}_{rec}}{\dot{Q}_{forn}} \quad \text{Eq. (51)}$$

2.12.2 Heat rate

Termo utilizado pelas indústrias para mensurar a eficiência térmica da planta de geração de energia elétrica, caracterizado pela razão da energia de entrada (calor) com a energia elétrica de saída [kJ/kWh].

$$HR = \frac{\dot{Q}_{form}}{P} \quad \text{Eq. (52)}$$

2.13 Análise de incertezas

A análise de incertezas se torna essencial na abordagem de qualquer experimento, principalmente na sua fase preliminar, onde mediante um planejamento prévio e uma sensibilidade crítica capacita detectar os dados mais importantes que estão envolvidos no projeto em questão [20, 21]. Em se tratando de processos de medição é importante adequar a correção e as incertezas envolvidas na melhor forma possível a fim de representar o fenômeno mais próximo do “real” e que atendam níveis de exigência e ou de satisfação.

Dentre a gama de influências que existem em diversos experimentos considera-se como as variáveis mais relevantes:

- i) Sistema de medição e seus eventuais acessórios;
- ii) Os procedimentos segundo o qual as medições são efetuadas e os dados tratados;
- iii) A definição do mensurando;
- iv) Os princípios de medição envolvidos;
- v) A ação das grandezas de influência sobre o sistema de medição ou sobre o mensurando;
- vi) A ação do operador.

2.14 Método numérico – Método de Runge-Kutta

Dentre os métodos de aproximações numéricas de soluções de equações diferenciais, bastante utilizado na engenharia, está o método de Runge-Kutta, devido principalmente a sua simplicidade, robustez e exatidão dos resultados. Este método é também conhecido como método clássico de Runge-Kutta de quarta-ordem em quatro estágios [22, 23].

Através da equação da energia, Eq. (46), foram elaborados os modelos descritos no capítulo 5, que aplicados junto com o método de Runge-Kutta, apresentado no Anexo 3, simularão o comportamento do sistema de cogeração em seu regime transiente.