

Universidade Federal de Campina Grande
Centro de Engenharia Elétrica e Informática
Departamento de Engenharia Elétrica

**COGERAÇÃO A PARTIR DO BAGAÇO DA CANA E
A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA UTILIZANDO OS
CICLOS COMBINADOS**

André Dantas Dias

Campina Grande, fevereiro de 2009.

Universidade Federal de Campina Grande
Centro de Engenharia Elétrica e Informática
Departamento de Engenharia Elétrica

**COGERAÇÃO A PARTIR DO BAGAÇO DA CANA E
A GERAÇÃO TERMOELÉTRICA UTILIZANDO OS
CICLOS COMBINADOS**

*Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de
Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de
Campina Grande, em cumprimento parcial às exigências para
obtenção do Grau de Engenheiro Eletricista.*

Orientador:

Prof. Leimar de Oliveira, M. Sc.

Campina Grande, fevereiro de 2009.

A toda minha família, noiva e amigos que sempre
me incentivaram e torceram pelo meu sucesso.
Em especial aos meus pais, meus eternos professores.

*“E se eu for o primeiro a prever
e poder desistir do que for dar errado?
Ora, se não sou eu quem mais vai decidir
o que é bom pra mim? Dispenso a previsão!
Ah, se o que eu sou é também
o que eu escolhi ser... aceito a condição...
Vou levando assim...
Que o acaso é amigo do meu coração,
quando fala comigo, quando eu sei ouvir”.*

Rodrigo Amarante

Sumário

<u>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO</u>	01
<u>CAPÍTULO 2 – A COGERAÇÃO DE ENERGIA</u>	03
2.1. A cogeração e o bagaço da cana	04
2.2. A eficiência energética da cogeração	06
<u>CAPÍTULO 3 – AS TECNOLOGIAS UTILIZADAS NA COGERAÇÃO</u>	08
3.1. A sequência de aproveitamento da energia na cogeração	08
3.2. Ciclos termoeletricos a vapor	09
3.3. Ciclos termoeletricos a gás	12
3.3.1. A evolução tecnológica das turbinas a gás	14
3.3.2. Turbinas industriais e aeroderivativas	15
3.3.3. Modificações termodinâmicas em ciclos com turbina a gás	17
3.3.3.1. Resfriamento Intermediário	17
3.3.3.2. Reaquecimento	17
3.3.3.3. Regeneração	18
3.3.3.4. Injeção de Vapor	18
3.3.4. A influência do combustível	19
3.3.5. Seleção do combustível	20
3.3.6. Combustíveis de baixo poder calorico e as turbinas a gás	20
3.4. Análise de viabilidade técnico-econômica em sistemas de cogeração	21
<u>CAPÍTULO 4 – A COGERAÇÃO E O CICLO COMBINADO</u>	24
4.1. O funcionamento do ciclo combinado	24
4.2. Custos de instalação de ciclos combinados	25
4.3. A cogeração em ciclo combinado	26
<u>CAPÍTULO 5 – TENDÊNCIAS ENERGÉTICAS GLOBAIS</u>	30
5.1. A matriz energética brasileira	31
<u>CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES</u>	34
<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	35

Apêndice A – As Leis da Termodinâmica	37
A.1. Energia interna	37
A.2. A Primeira Lei da Termodinâmica	38
A.3. Transformações gasosas	39
A.4. Transformações reversíveis e irreversíveis	42
A.5. A Segunda Lei da Termodinâmica	42
A.6. Máquinas térmicas, a conversão de calor em trabalho	43
Apêndice B – O Ciclo de Carnot	45
B.1. Breve histórico	45
B.2. O funcionamento do ciclo	46
B.3. Demonstração do rendimento do Ciclo de Carnot	48
Apêndice C – O Ciclo Rankine	50
Apêndice D – O Ciclo Brayton	53

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Ao longo de todo o século XX, e até recentemente, os sistemas elétricos estiveram cada vez mais centralizados em poder de grandes centrais de produção de eletricidade, principalmente no que diz respeito à geração e a capacidade de transmissão a longas distâncias. Essas grandes centrais justificavam-se pela inexistência de maiores restrições com relação a impactos ambientais, além do caráter determinante do fator de escala sobre os custos da geração.

Preocupações com a contenção de recursos energéticos só ganharam força a partir da década de 1970 quando ocorreram duas grandes crises internacionais de abastecimento de petróleo, sendo a primeira em 1973 e a segunda em 1979. Foi exatamente no decorrer desse processo recessivo, economicamente, que o setor elétrico entrou em uma nova fase em vários países.

As questões ambientais e as crises do petróleo associadas à elevação dos custos da geração elétrica segundo tecnologias convencionais aceleraram as reformas institucionais do setor que tiveram como principal objetivo descentralizá-lo. Tal descentralização ocasionou a produção independente das concessionárias, um maior espaço para a produção elétrica em pequena escala, o uso mais intenso de fontes energéticas renováveis, a autoprodução energética e a geração distribuída, sendo a cogeração uma via tecnológica de destaque neste contexto.

No Brasil, as transformações estruturais do setor elétrico começaram em meados da década de 1990 e vêm seguindo as tendências mundiais. Estas modificações são muito favoráveis ao aumento da participação da biomassa na geração de energia elétrica. É neste novo ambiente que se encontra a oportunidade real de comercialização de excedentes de energia elétrica produzida por sistemas de cogeração da indústria sucroalcooleira brasileira.

Há alguns anos se discute a conveniência de se promover um melhor aproveitamento do potencial de geração elétrica utilizando-se a biomassa resultante do processamento da cana-de-açúcar, ou seja, o bagaço da cana; sabe-se que este nunca foi um processo muito eficiente do ponto de vista energético.

No âmbito internacional, diversas ações vêm sendo desenvolvidas para concretizar a viabilidade de geração de energia elétrica a partir da biomassa de diversas naturezas.

Uma das vias tecnológicas para valorização da biomassa e conversão de seu potencial energético em energia elétrica é a integração de um sistema de gaseificação de biomassa a um ciclo combinado de geração termoelétrica, sendo o combustível gaseificado consumido em uma turbina a gás.

A tecnologia usada no ciclo combinado tem apresentado excelentes perspectivas de viabilidade comercial e eficiência significativamente superior à queima direta da biomassa em caldeiras para geração de vapor. É baseado nesse contexto que se apresenta neste trabalho um estudo sobre a cogeração de energia elétrica a partir do uso do bagaço de cana e a geração termoelétrica utilizando os ciclos combinados.

No Capítulo 2, apresentado a seguir, é realizado um estudo sobre a eficiência energética do uso do bagaço da cana-de-açúcar na cogeração. O Capítulo 3 aborda as tecnologias utilizadas na cogeração, dando ênfase aos ciclos termoelétricos a vapor e a gás. O Capítulo 4 aborda a cogeração a partir do ciclo combinado. No Capítulo 5 são apresentadas as tendências energéticas globais, como também é abordado um estudo sobre a matriz energética brasileira. O Capítulo 6 finaliza o trabalho, apresentando as conclusões deste estudo.

Capítulo 2

A COGERAÇÃO DE ENERGIA

Os sistemas de produção de energia sempre tiveram a racionalidade energética como uma grande preocupação. Na cogeração, esta racionalidade reside, essencialmente, na economia de recursos energéticos frente a uma configuração convencional que produza as mesmas quantidades de calor útil e trabalho, este geralmente convertido em energia elétrica ou mecânica (BARJA, 2006).

No decorrer da crise do petróleo na década de 1970, houve a intensificação de ações que buscavam a racionalização energética. Mesmo que ainda estivessem num estágio inicial, tais atitudes podiam ser traduzidas como um conjunto de práticas que buscavam a superação dos desperdícios no consumo de energia.

Num primeiro momento, a racionalização energética pode ser entendida como uma racionalização econômica. De fato, o objetivo da redução de consumo de insumos energéticos é a redução de custos ou a maximização do lucro para alguns setores. Em contrapartida, conforme se pode analisar na figura 2.1, quanto maior é a economia de insumos energéticos, maior será a necessidade de investimentos. É exatamente esse balanço, entre custos de operação versus investimento, que orienta o emprego dos sistemas de cogeração.

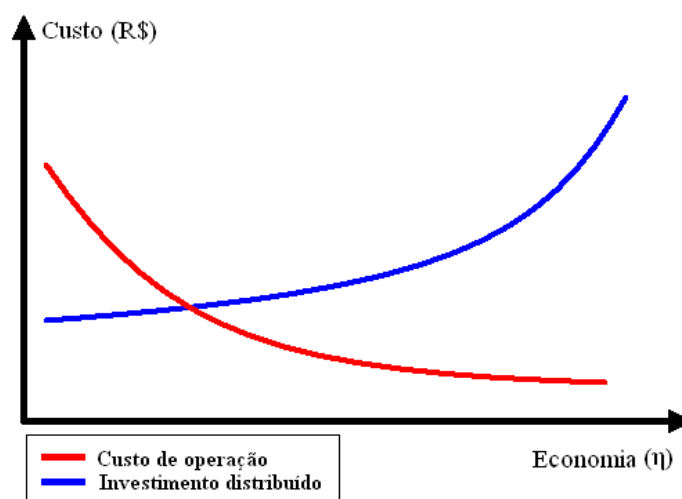


Figura 2.1 – Custo de eficiência energética (BARJA, 2006).

2.1 – A cogeração e o bagaço da cana

Num passado não tão distante, todo o bagaço da cana que sobrava do processamento da cana-de-açúcar, para a produção de açúcar e álcool, era jogado fora pelas usinas e destilarias, apodrecendo nos campos. Porém, com a expansão da cultura da cana e a produção de álcool e açúcar se tornando cada vez mais atraente, a legislação ambiental passou a ficar mais rigorosa com esse tipo de ação, gerando uma preocupação do setor sucroalcooleiro em se descobrir formas de aproveitamento dessa matéria-prima.

A partir de tais fatos foi que se percebeu a vantagem de se investir no bagaço da cana como combustível no processo de cogeração, o qual se caracteriza pela produção simultânea de energia térmica e elétrica a partir de um combustível convencional ou algum tipo de resíduo industrial.

No Brasil, dois fatores principais contribuíram para que houvesse maiores investimentos em unidades produtoras de cogeração de energia utilizando o bagaço da cana. O primeiro ocorreu em 2001 em consequência do apagão. Nesta situação, o governo federal instituiu o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA), com o objetivo de diversificar a matriz energética brasileira a partir de fontes alternativas. Já o segundo fator ocorreu em 2005 com a ratificação do Protocolo de Kyoto, em que a produção de energia mais limpa e sustentável, a redução de impactos ambientais e a não utilização de combustível fóssil, tornaram-se requisitos relevantes à certificação de Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), para obtenção dos créditos de carbono.

Para a gestão 2007-2010, o Brasil tem como objetivo, aumentar em pelo menos 5% a oferta de energia a cada ano devido à expansão econômica do país, porém a oferta de energia limita a expansão entre 3,5% a 4% ao ano. Esse crescimento é restringido por dois motivos: problemas no setor elétrico, que não seria capaz de fornecer energia para sustentar essa expansão; e a baixa taxa de investimento, conforme aponta os estudos do Instituto de Pesquisas Econômicas Avançadas (Ipea). É baseado nisso que a necessidade de investir em fontes alternativas de energia, como por exemplo, o aproveitamento do bagaço da cana, aparece como uma grande solução.

Segundo estudos da empresa GAtec Gestão Agroindustrial, se todo o bagaço resultante da moagem de cana da safra 2007/08 fosse utilizado para a produção de energia elétrica, somente em termos de energia excedente, teríamos uma geração de, aproximadamente, 8.620 MW de energia elétrica, o que equivaleria à produção das usinas de Itaipu e Itumbiara juntas.

Outra vantagem do uso da biomassa é o custo do investimento ser relativamente baixo. As usinas de cogeração a partir do bagaço de cana apresentam um custo que varia entre US\$ 600 e US\$ 1.200 por quilowatt, dependendo da potência das turbinas. Além disso, após o investimento inicial de instalação da usina, praticamente não há despesas com combustível, que é o próprio bagaço da cana.

Para efeito comparativo, a usina hidrelétrica de Santo Antônio, no rio Madeira, terá 3.150,4 MW e custará R\$ 9,5 bilhões. Uma usina de cogeração, para a mesma capacidade instalada, necessitaria de um investimento de cerca de 40% desse valor, segundo Luciana Coicev, doutora em agronomia pela UNESP Jaboticabal e pesquisadora da GAtec. Além disso, levando-se em consideração o aspecto ambiental e avaliando-se a área inundada necessária ao projeto, o valor monetário investido na hidrelétrica pode elevar-se incomensuravelmente.

Outro fator positivo que também reforça a viabilidade dos investimentos na cogeração está relacionado à posição geográfica das usinas de cana-de-açúcar e o período de pico. As usinas estão localizadas na área de maior consumo do país e o período de safra da cana coincide com a seca, ou seja, de maio a novembro, o que poderia ajudar a poupar os reservatórios das hidrelétricas.

No caso brasileiro, a geração de energia elétrica a partir da biomassa, conta com significativos atrativos:

- País de clima tropical, com elevada taxa de insolação ao longo de todo ano;
- Grande extensão territorial, permitindo a existência de culturas energéticas sem exercer pressão sobre a área de plantio alimentar;
- Potencial de produção alimentar com significativa presença de resíduos vegetais;
- Manutenção do perfil renovável da geração elétrica do país;
- A exaustão dos potenciais hidrelétricos das bacias hidrográficas mais próximas dos grandes centros consumidores, elevando os custos de geração e transmissão da energia elétrica;
- A elevação dos custos de instalações hidrelétricas, principalmente a partir de normas de preservação ambiental;
- Incremento da participação de unidades termelétricas na matriz de geração, aumentando a flexibilidade do sistema e reduzindo sua incerteza com relação à energia oriunda das fontes hídricas.

A figura 2.1 mostra o potencial de geração de energia elétrica através do aproveitamento da cana-de-açúcar no Brasil.

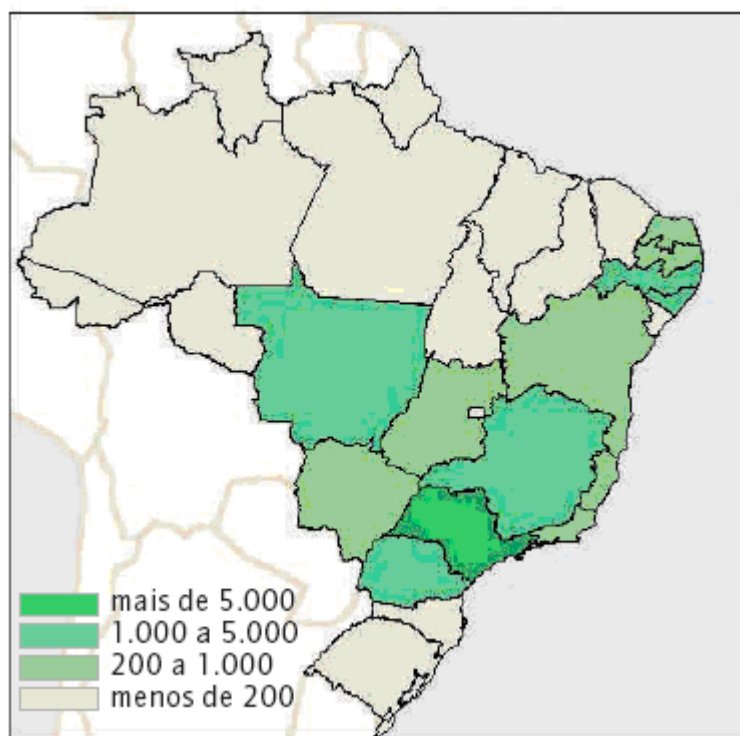


Figura 2.1 – Potencial de geração de energia elétrica através do aproveitamento da cana-de-açúcar em GWh/ano (CENBIO, 2000).

2.2 – A eficiência energética da cogeração

Segundo o Dicionário de Terminologia Energética do Conselho Mundial de Energia, o significado do termo cogeração é a produção simultânea e seqüencial de duas ou mais utilidades – calor de processo e potência mecânica e (ou) elétrica, a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis.

A importância e a validade da aplicação do conceito de cogeração são facilmente entendidas quando se analisam os princípios de produção de energia mecânica e a energia térmica em qualquer processo termodinâmico.

A conversão de um combustível em calor é um processo de alta eficiência e o rendimento pode chegar próximo de 100%. Por outro lado, a conversão de um combustível em trabalho mecânico passa, obrigatoriamente, por um processo termodinâmico de conversão cuja eficiência é sempre baixa.

O limite de eficiência teórico dos processos de conversão da energia térmica em energia mecânica é dado pelo *Ciclo de Carnot*, o qual é apresentado no Apêndice B, e cuja expressão para o cálculo do rendimento teórico é:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

em que T_1 é a temperatura da fonte quente (combustão) e T_2 é a temperatura da fonte fria (meio ambiente).

O processo da cogeração utiliza-se de arranjos para o aproveitamento de calor residual no intuito de elevar a eficiência global dos combustíveis. As eficiências globais de conversão da energia por sistemas de cogeração são bastante elevadas, da ordem de 70 a 90%, bem superiores as eficiências obtidas com sistemas independentes de calor e potência. Portanto, a tecnologia de cogeração é energeticamente eficiente, além de ser uma opção de geração descentralizada de energia para os setores industrial e comercial.

Os ciclos de cogeração possuem diferentes configurações as quais são constituídas de uma configuração básica com a máquina térmica, que produz o trabalho, e um recuperador de calor que utiliza o calor exausto para gerar vapor, aquecer água ou fornecer calor diretamente.

No próximo capítulo mostra-se que a forma de utilização desta energia térmica recuperada é que diferencia cada um dos possíveis ciclos de cogeração.

Capítulo 3

AS TECNOLOGIAS UTILIZADAS NA COGERAÇÃO

No decorrer dos tempos, a humanidade tem sido responsável pelo desenvolvimento de equipamentos cada vez mais eficientes no aproveitamento da energia química contida nos combustíveis para a produção de energia mecânica ou elétrica, além do aproveitamento de outras fontes disponíveis como a energia solar e a energia potencial dos ventos e das águas.

O processo fundamental de uma usina termoelétrica se caracteriza pela transformação da energia térmica em energia mecânica, e esta em energia elétrica. Este procedimento é realizado por diferentes equipamentos cuja construção é baseada em algum dos diversos ciclos termodinâmicos. No presente estudo destacam-se dois ciclos: o *Ciclo Rankine* e o *Ciclo Brayton*. Ambos são descritos nos apêndices C e D, respectivamente.

Neste capítulo destacam-se dois ciclos termoelétricos, um com turbina a vapor e outro com turbina a gás.

3.1 – A seqüência de aproveitamento da energia na cogeração

O consumo simultâneo de energia térmica e de energia eletromecânica pode ser encontrado em vários seguimentos, como o residencial, comercial, industrial e agrícola. Em qualquer que seja o seguimento, a aplicação da cogeração se dá em função da seqüência de aproveitamento da energia, sendo assim convencionada de duas maneiras: a configuração *Topping* (montante) e a configuração *Bottoming* (jusante).

Na configuração *Topping* o combustível é queimado primeiramente em uma máquina térmica para produção de energia eletromecânica e o calor rejeitado é utilizado sob a forma de calor útil em um determinado processo. O calor fornecido pode ser usado em processos variados como secagem, cozimento, evaporação, dentre outros.

Na configuração *Bottoming* a energia térmica rejeitada de processos industriais, normalmente através de gases de exaustão, é aproveitada em caldeiras recuperadoras para gerar vapor. Este vapor será utilizado como fluido de acionamento em um turbogerador para a produção de energia eletromecânica. Este tipo de cogeração apresenta, em geral, rendimentos eletromecânicos inferiores aos encontrados no tipo *Topping*, que trabalha com temperaturas mais elevadas obtidas da queima direta de combustíveis.

Cada uma das configurações demonstradas acima tem adequação melhor a determinados serviços, em que a ordem de produção do trabalho e do calor são relevantes.

3.2 – Ciclos termoelétricos a vapor

Segundo THURSTON (1878), existem relatos de que os primeiros mecanismos a vapor datam de 200 anos a.C., e que utilizavam pressão negativa para sua operação. No decorrer dos anos, tais mecanismos não sofreram grandes alterações até que, no século VIII, Newcomen e James Watt desenvolveram uma máquina a vapor que combinava os diversos mecanismos desenvolvidos até então, sendo capaz de utilizar o vapor de forma econômica e conveniente. A figura 3.1 mostra um esboço dessa máquina a vapor.

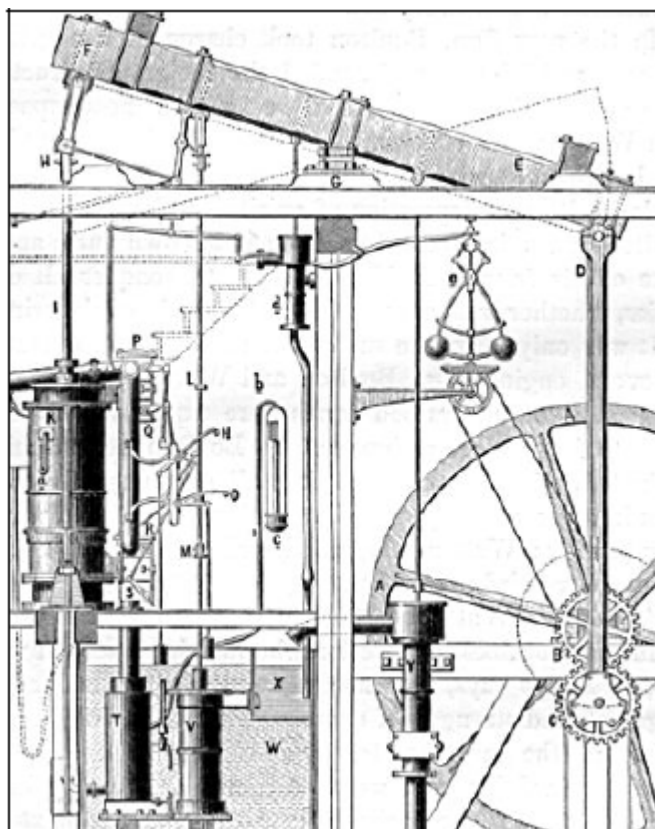


Figura 3.1 – Máquina a vapor de James Watt, 1781 (THURSTON, 1878).

A não ser pela introdução de diversas modificações no intuito de melhorar-se o rendimento do ciclo, a máquina a vapor atual, baseada no ciclo *Rankine*, pouco difere da máquina de James Watt patenteada a mais de 200 anos. Esta máquina consiste basicamente em três componentes principais: uma fonte de calor, uma turbina a vapor e um sumidouro de calor.

O ciclo *Rankine* difere dos demais ciclos, principalmente devido ao fato da combustão ser externa ao fluido de trabalho, ou seja, o combustível é consumido externamente (caldeira) à máquina motriz (turbina a vapor). Por esse motivo, pode-se utilizar qualquer tipo de combustível, sólido, líquido ou gasoso, como por exemplo, o bagaço de cana, gás natural, madeira, lixo, óleo diesel, etc. Entretanto, sua aplicação tradicional é com os combustíveis fósseis menos nobres e mais poluentes, tais como carvão mineral e óleos pesados derivados do petróleo.

O ciclo termoelétrico a vapor utiliza a água como fluido de trabalho. Inicia-se com o bombeamento da mesma para a caldeira ou gerador de vapor, a pressões que podem variar de 60 atm a até 100 atm.

Na caldeira ocorre a queima do combustível, na qual a energia térmica liberada é transferida ao fluido de trabalho, que atinge temperaturas desde alguns graus de superaquecimento até mesmo chegando a atingir 560°C. Além da queima de combustível, a caldeira poderá ainda ser alimentada com o calor residual de outros processos industriais como fornos e reatores químicos, e até mesmo de outro ciclo de geração elétrica, formando o ciclo combinado que será estudado com maiores detalhes no próximo capítulo.

Devido às altas temperaturas, o vapor d'água atinge um alto nível de pressão. É então expandido até a turbina, onde a energia da pressão do vapor é convertida em energia cinética, durante a expansão. Em seguida a quantidade de movimento do fluxo de vapor é transferida às palhetas fixas e móveis do rotor, transformando-se em trabalho mecânico no eixo, ou em eletromecânico caso o eixo esteja acoplado a um gerador de eletricidade.

Após passar pela turbina, o vapor encontra-se a baixa temperatura e pressão, porém há a necessidade de retirada de calor para que haja a condensação da água. Tal fato ocorre no condensador, onde o calor retirado é rejeitado ao ambiente. Na sequência, a água condensada e com a devida reposição é bombeada novamente à caldeira, encerrando-se o ciclo.

Na figura 3.2 pode-se observar o esquema de um ciclo termoelétrico com turbina a vapor conforme descrito acima.

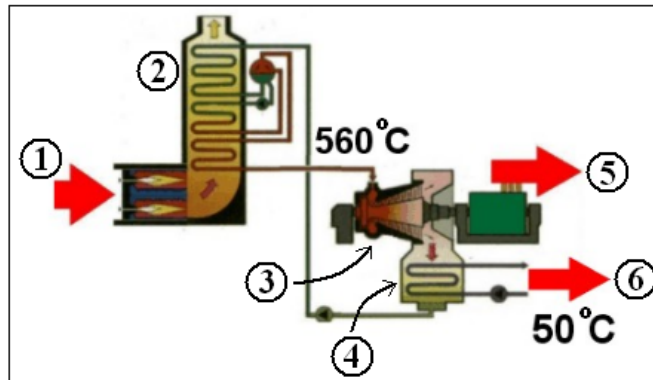


Figura 3.2 – Esquema de um ciclo termoelétrico com turbina a vapor (EletroMec On Line, 2000).

1-Combustível; 2-Caldeira; 3-Turbina; 4-Condensador; 5-Energia elétrica; 6-Calor rejeitado.

A tecnologia das turbinas a vapor dominou o panorama mundial de geração termoelétrica durante boa parte do século XX. Porém o desenvolvimento destes ciclos atingiu um ponto limite de eficiência em torno dos 38% a 40% em centrais com centenas de megawatts de potência e complexas configurações com temperaturas de vapor máximas na faixa dos 540°C a 560°C. Na década de 1960 foram feitos grandes esforços com o objetivo de aumentar a eficiência desses ciclos, porém foi obtido pouco sucesso.

Na década de 1990, com a pesquisa das perdas termodinâmicas e o desenvolvimento de soluções, a eficiência destes ciclos chegou a atingir os 48%. Embora fossem tecnicamente viáveis, tais soluções ainda esbarram na viabilidade econômica. A potência destes ciclos geralmente é encontrada em valores de 0,5 MW a 100 MW, podendo chegar, em alguns casos especiais, até 1.350 MW como é o caso de Angra II.

A Figura 3.1 demonstra a evolução da eficiência global dos ciclos termoelétricos com turbina a vapor no decorrer das últimas décadas.

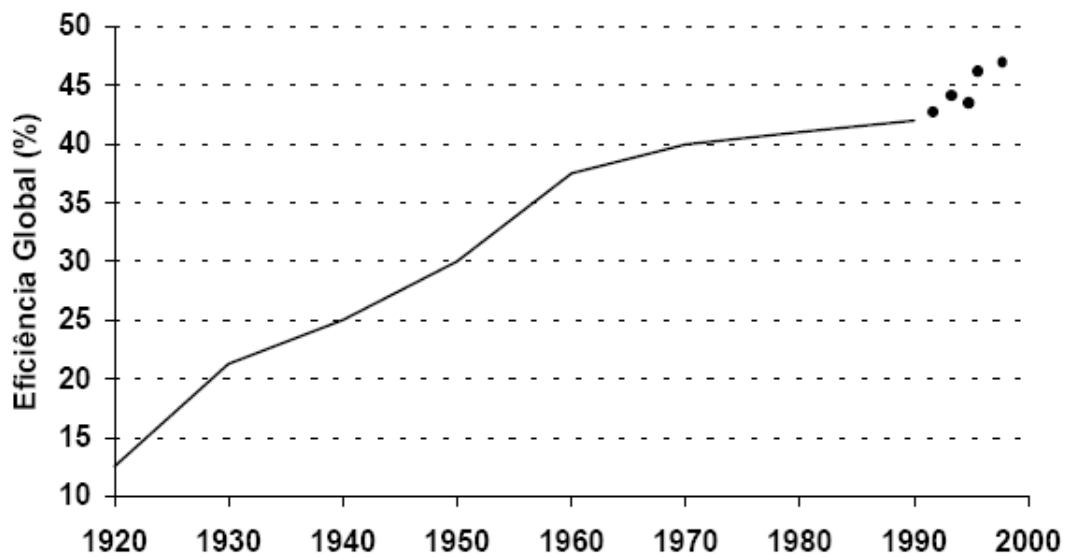


Figura 3.1 – Evolução da eficiência global dos ciclos termoelétricos a vapor com base no poder calorífico inferior (MACCHI, 1991) e (SCARLIN, 1996).

Para alcançar as eficiências mais elevadas os ciclos a vapor necessitam de um complexo sistema de geração de vapor que inclui diversos trocadores de calor, entre eles os pré-aquecedores de ar, os aquecedores intermediários, os economizadores, os superaquecedores e os condensadores. Atualmente, com o crescimento das restrições ambientais aumentaram também os custos econômicos de instalação e operação e o consumo próprio da unidade com sistemas auxiliares, reduzindo a eficiência global dos ciclos a vapor (CORRÊA, 2001).

3.3 – Ciclos termoelétricos a gás

Os ciclos de geração termoelétrica movidos a gás são baseados em equipamentos muito sofisticados. Estes se encontram em um estágio avançado de eficiência e confiabilidade apresentando ainda expressiva vantagem com redução do impacto ambiental e um enorme potencial de desenvolvimento técnico para o futuro.

As turbinas a gás em ciclo aberto, também chamadas de turbinas de combustão, são máquinas motrizes de combustão interna, pois a energia liberada pelo combustível é diretamente transferida ao fluido de trabalho, que por sua vez, é composto pelo ar comprimido misturado aos gases de combustão, sem a necessidade de trocadores de calor para transferir energia entre a fonte de calor e o fluido de trabalho ou entre o fluido e o meio ambiente, uma vez que os gases de exaustão são descarregados diretamente na atmosfera.

Estas máquinas são compostas por diversos elementos, das quais podemos citar como principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina. A figura 3.3 apresenta um esboço de uma dessas máquinas.

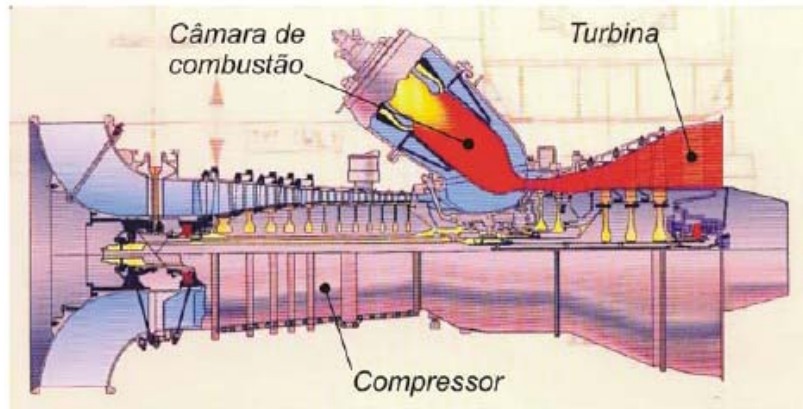


Figura 3.3 – Representação de uma turbina a gás (Rolls-Royce Energy Systems, 1998).

A máquina térmica movida a gás trabalha em ciclo *Brayton* aberto, porém com a existência de ciclos com realimentação, em que o ar atmosférico é comprimido em vários estágios no compressor e levado à câmara de combustão, onde é injetado o combustível para formar uma chama contínua. Isso provoca a elevação da pressão e da temperatura da mistura, a qual se expande em vários estágios, convertendo a energia cinética do escoamento em trabalho mecânico, o que faz girar o rotor da turbina.

A alta razão de ar-combustível, em torno de 50:1 em massa, faz com que condições climáticas, tais como temperatura ambiente e umidade relativa, influenciem de forma significativa no seu desempenho. Tanto o rendimento quanto a potência gerada são prejudicados conforme a temperatura se eleva. Um fator importante é que, como estas máquinas trabalham com excesso de ar, os gases de exaustão possuem concentrações de oxigênio em torno de 15% a 16%, viabilizando a sua queima em algumas aplicações posteriores.

Devido à inexistência de volumosos trocadores de calor, a turbina a gás torna-se um motor leve, compacto, relativamente barato, fácil de transportar e de instalar, além de não necessitar de meios refrigerantes. Outra vantagem é que ele é capaz de partir e atingir a plena carga em pouco tempo, isto é, em apenas alguns minutos contra algumas horas das máquinas nos ciclos a vapor. Por estas características citadas acima, seu emprego foi fundamental na propulsão aeronáutica. A operação das turbinas a gás apresenta grandes vantagens no que diz respeito a cogeração, visto que possuem baixo custo de instalação e manutenção, altas temperaturas de exaustão e boa eficiência.

3.3.1 – A evolução tecnológica das turbinas a gás.

No decorrer dos anos, o desenvolvimento das turbinas a gás tem se mantido crescente, tendo como resultado a contínua elevação da sua eficiência.

Através da Termodinâmica sabe-se que quanto maior for a temperatura de operação do ciclo maior será a sua eficiência. Assim, podemos constatar através da Figura 3.2, que a eficiência termodinâmica do ciclo *Brayton* varia de forma significativa com a taxa de compressão (TC) do ar de combustão e com a Temperatura de Entrada dos Gases (TEG) no primeiro estágio da turbina, também conhecido como parte quente.

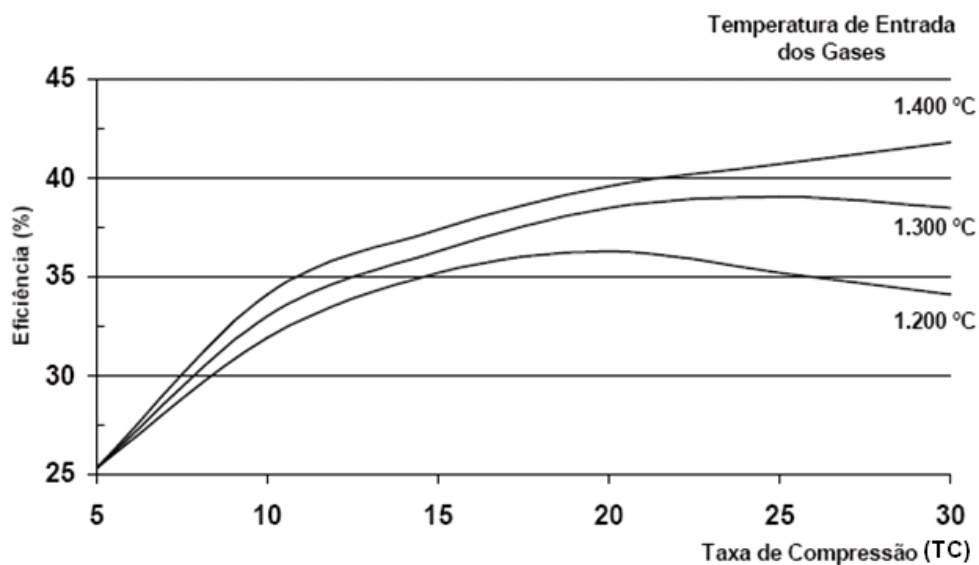


Figura 3.2 - Eficiência Termodinâmica do Ciclo *Brayton* de acordo com a Temperatura de Entrada dos Gases (TEG) e com a Taxa de Compressão (TC) com Base no PCI do Combustível (ARONGAUS, 1996).

A TEG é tida como um dos principais desafios ao desenvolvimento desta tecnologia. Isto está relacionado ao fato da resistência dos materiais apresentar limites, os quais são sensíveis, de forma significativa, a elevação da temperatura de trabalho. Sendo assim, o avanço da eficiência das turbinas a gás está associado ao desenvolvimento de tecnologias de refrigeração das palhetas da turbina e a novos materiais resistentes a temperaturas mais elevadas. Na Figura 3.3 vemos um histórico dessa evolução.

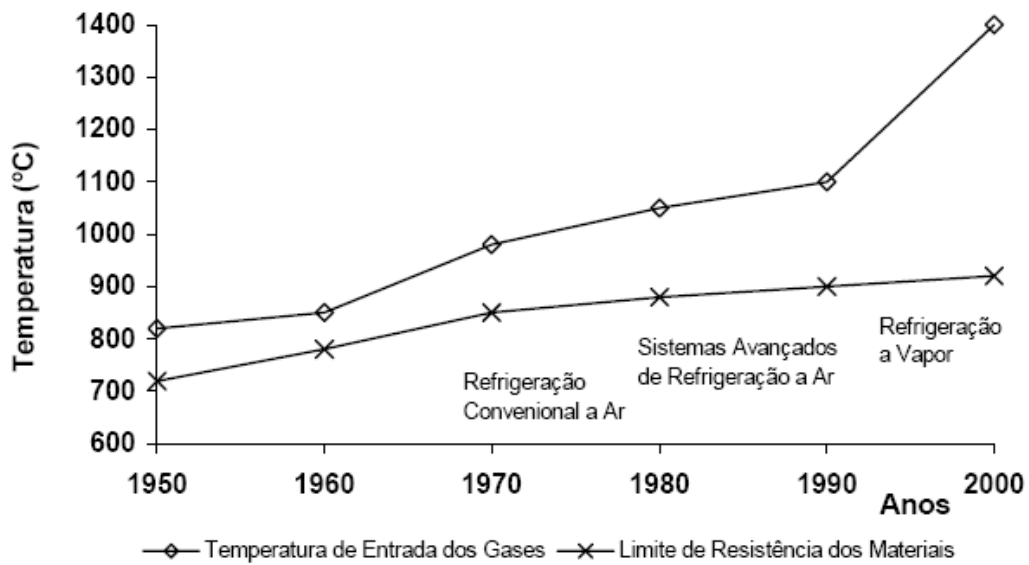


Figura 3.3 – Evolução da Temperatura de Entrada dos Gases, do Limite de Resistência dos Materiais e dos Sistemas de Refrigeração das Palhetas (SCHILKE, 1996).

3.3.2 – Turbinas Industriais e Aeroderivativas

No intuito de se atender as necessidades de mercados específicos, são fabricadas duas diferentes famílias de turbinas a gás: as turbinas industriais ou *heavy duty* e as turbinas aeronáuticas e aeroderivativas.

- *As turbinas industriais ou heavy duty* são equipamentos menos sofisticados e menos eficiente, mas por outro lado são robustas e mais resistentes, permitindo a utilização de combustíveis de menor qualidade. A Figura 3.4 mostra uma turbina a gás *heavy duty* sendo montada.

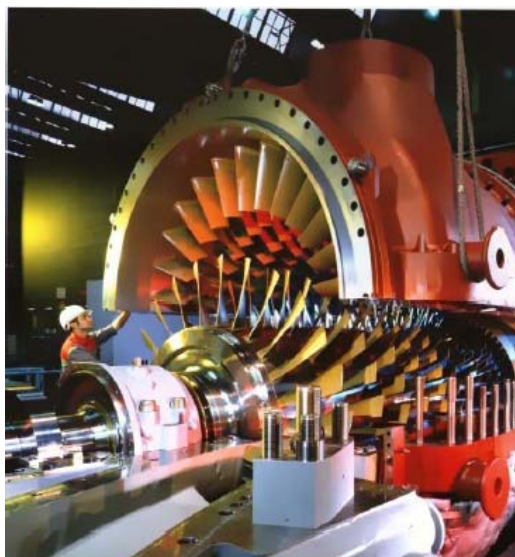


Figura 3.4 – Montagem de uma turbina a gás *heavy duty* (ALSTOM POWER, 2000).

- *As turbinas aeronáuticas* apresentam um maior desenvolvimento tecnológico. Dispõem de materiais sofisticados, avançados sistemas de refrigeração e elevadas temperaturas de entrada dos gases. Fatores como o alto consumo de combustível, a necessidade de leveza e compactação dos propulsores, impedindo o uso de acessórios para elevar sua eficiência, foram decisivos para que houvesse investimentos em pesquisas nesse tipo de turbina. As *turbinas aeroderivativas* são a aplicação industrial destas avançadas tecnologias das turbinas aeronáuticas associadas aos diversos acessórios de elevação da eficiência e adequação aos processos.

As turbinas aeroderivativas, de potência entre poucas centenas de quilowatts até 230 MW, geralmente oferecem uma maior eficiência em ciclo simples que as turbinas *heavy duty*, sendo que as mais modernas disponíveis no mercado apresentam eficiência na faixa dos 40% (CORRÊA, 2001), como pode ser visto na Figura 3.4.

Esta competição, entre as turbinas *heavy duty* e aeroderivativas, torna-se bastante acirrada para valores abaixo dos 30 MW e a escolha entre uma ou outra tecnologia está estritamente relacionada às características específicas de cada aplicação, embora haja uma certa preferência pelas turbinas aeroderivativas.

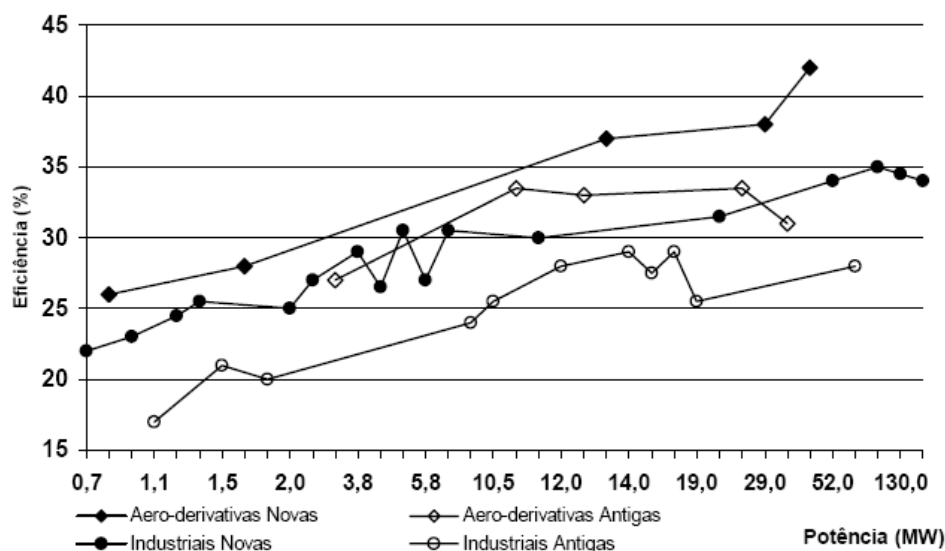


Figura 3.4 – Comparação de eficiências entre as turbinas aeroderivativas e *heavy duty* (MACCHI, 1991).

A competição existente entre essas duas tecnologias tem sido benéfica para ambas, visto que as características positivas de cada uma têm sido adaptadas pela outra a fim de se obter uma maior eficiência.

3.3.3 – Modificações termodinâmicas em ciclos com turbina a gás

Com o passar dos anos, observou-se uma adição de vários equipamentos nas turbinas a gás como também o surgimento de algumas modificações termodinâmicas nos ciclos simples com a finalidade de elevar a eficiência e a potência total das turbinas.

Tais modificações têm como principal característica a baixa sofisticação tecnológica e o amplo domínio de seus aspectos técnicos, tais como o *resfriamento intermediário* no compressor; o *reaquecimento*; a *regeneração*; e a *injeção de água ou vapor*; conforme serão explanados a seguir. Por outro lado, apesar da baixa sofisticação e do domínio das tecnologias empregadas, o custo unitário de instalação destes sistemas é significativamente superior aos dos ciclos simples.

O ciclo combinado é a modificação de maior sucesso, visto que aproveita a energia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás para gerar vapor a média ou alta pressão, sendo este utilizado a seguir em uma turbina a vapor. Com isso obtém-se elevada potência e eficiência global do ciclo. O ciclo combinado será estudado com maiores detalhes no capítulo 4.

3.3.3.1 – Resfriamento Intermediário

Com a finalidade de se reduzir a temperatura do ar entre os estágios de compressão, as turbinas a gás, com relações de pressão altas, podem usar um resfriador intermediário (*intercooler*). Esta redução de temperatura permite a injeção de mais combustível, visto que o volume específico do ar torna-se menor. Sendo assim, levando-se em consideração a equação abaixo,

$$W_{\text{Compressão}} = -\int_{P_1}^{P_2} v \cdot dP ,$$

vê-se que o trabalho necessário para acionar o compressor, principalmente na seção de alta pressão, é reduzido significativamente.

Outro fator importante é que a temperatura de entrada dos gases na turbina não pode exceder os limites térmicos dos materiais que a compõe, então a redução da temperatura do ar é de extrema importância também para a conservação desses elementos e conseqüentemente do equipamento como um todo.

3.3.3.2 – Reaquecimento

Esta alteração é o inverso do resfriamento intermediário citado acima. No reaquecimento a expansão do gás na turbina é dividida em dois estágios através do adicionamento de uma câmara de combustão intermediária.

Nesse caso ocorrem os seguintes passos: o ar comprimido entra na primeira câmara de combustão e reage com o combustível para realizar trabalho na primeira turbina; em determinado ponto, quando a pressão ainda é significativa, os gases são direcionados a outra câmara de combustão onde recebem nova carga de energia mediante a queima de mais combustível (reaquecimento), e então, seguem para a segunda turbina para executar o trabalho final (CORRÊA, 2001).

Tanto no resfriamento intermediário como no reaquecimento, procura-se criar arranjos que reproduzam na prática condições as mais próximas possíveis do rendimento teórico máximo, ou seja, as condições do *Ciclo de Carnot*.

3.3.3.3 – Regeneração

Nesta modificação do ciclo básico é adicionado à turbina um regenerador que é um trocador de calor que recupera parte da energia térmica dos gases de exaustão e pré-aquece o ar que entra na câmara de combustão, reduzindo o consumo de combustível e elevando a eficiência global (CORRÊA 2001).

Para que haja a possibilidade de troca térmica com os gases de exaustão, a regeneração deve ser usada em turbinas de baixa relação de pressão, visto que ao se elevar a taxa de compressão, a temperatura do ar comprimido se eleva, dificultando a troca de calor desejada.

3.3.3.4 – Injeção de Vapor

A injeção de água ou vapor d'água na turbina a gás tem como objetivo aumentar a potência gerada na máquina e reduzir as emissões de óxidos de nitrogênio (NOx).

Para que haja um aumento da potência é necessário elevar-se o fluxo mássico e o calor específico do fluido de trabalho que entra na turbina e, conseqüentemente, a energia dos gases.

Já para que se tenha uma redução da formação de óxidos de nitrogênio é necessário diminuir a temperatura máxima da chama ou o tempo em que os gases de combustão ficam expostos a essas temperaturas. Água ou vapor são introduzidos na câmara de combustão, absorvendo calor da queima e reduzindo a temperatura máxima desenvolvida. A água pode ser injetada numa proporção de até 50% da vazão de combustível, enquanto o vapor em proporção de 100% a 200% (CORRÊA, 2001).

A injeção de água ou vapor dispõe de benefícios como a redução de equipamentos e de subsistemas de resfriamento. Em contrapartida, há a necessidade de sistemas complexos de tratamento de água, sem os quais a degradação da turbina inviabiliza sua aplicação.

Nesta modificação a elevação a eficiência global atinge valores acima dos 50% e a potência total chega a ser 30% maior. Este processo é mais adequado as turbinas a gás aeroderivativas que trabalham com maior relação de compressão, em escala até 100 MW, e necessitam ser menos robustas.

3.3.4 – A influência do combustível

Um fator de extrema importância no que diz respeito às turbinas a gás é a natureza dos combustíveis por elas utilizados. Eles exercem influência direta sobre as características da combustão e os aspectos técnicos construtivos das turbomáquinas, como a câmara de combustão e as velocidades de rotação, a robustez, a eficiência e a durabilidade.

Praticamente todas as turbinas a gás operam com sistemas de aquecimento direto do fluido de trabalho, em que o combustível é queimado diretamente na corrente de ar e os produtos da combustão seguem para a turbina propriamente dita onde o trabalho é realizado. Este fato causa grandes preocupações visto que os componentes metálicos internos da turbomáquina ficam em contato direto com os produtos oriundos da combustão em temperaturas elevadas e excesso de ar, que são condições favoráveis à ocorrência de fatores indesejáveis como depósitos, e reações de oxidação que causam corrosão.

A fim de se minimizar a corrosão, três fatores devem ser tratados com muita atenção, são eles: os materiais usados na construção das turbomáquinas, a temperatura interna de trabalho e a concentração de contaminantes.

No item material de construção, as turbinas *heavy duty*, por possuírem paredes mais grossas, estão mais bem preparadas para suportar os efeitos da corrosão sem perder as características mecânicas.

No que diz respeito à temperatura, há uma preocupação em se resfriar as palhetas das turbinas para evitar que as cinzas, depositadas nelas, entrem na fase líquida e acelerem os processos de oxidação e corrosão.

Essas reações químicas podem ser minimizadas se as concentrações dos reagentes forem reduzidas, levando a taxa de corrosão a níveis aceitáveis. Os contaminantes têm origem tanto no combustível como no ar, na água ou no vapor, sendo assim é necessário que se utilizem sistemas de filtragem de ar na entrada do compressor, como também um tratamento adequado da água ou vapor d'água injetados tanto como fluido de trabalho como para o controle de emissões de óxidos de nitrogênio, para que se consiga atingir esses níveis de aceitação.

As cinzas da combustão que aderem nas superfícies das partes quentes degradam a eficiência aerodinâmica do equipamento reduzindo a potência disponível deste. A taxa com que estes depósitos se acumulam e a capacidade de removê-los são função da composição do combustível, eficácia do tratamento, *design* da turbina, temperatura das partes metálicas, entre outros (CORRÊA, 2001).

Outro importante fator que afeta significativamente as condições de operação das turbinas a gás é o poder calorífico do combustível. Segundo HERGOTT (1988), os combustíveis gasosos podem ser divididos em cinco faixas de poder calorífico:

- Muito Alto: 45 a 186 MJ/Nm³;
- Alto: 30 a 45 MJ/Nm³;
- Médio: 11,3 a 30 MJ/Nm³;
- Baixo: 3,8 a 11,3 MJ/Nm³;
- Muito Baixo: abaixo de 3,8 MJ/Nm³.

Com base no *índice de Wobbe*¹, as variações aceitáveis do poder calorífico são da ordem de aproximadamente 10%, podendo chegar à cerca de 20% em alguns casos.

3.3.5 – A seleção do combustível

Geralmente o combustível a ser utilizado é escolhido segundo critérios econômicos e em algumas vezes até por decisões políticas. Esta seleção é feita levando-se em considerações vários fatores, tais como: o custo propriamente dito do combustível; os custos dos sistemas de manipulação do combustível (mão-de-obra, equipamentos de estocagem, limpeza, tratamento e transferência); as modificações e os equipamentos especiais para a turbina (sistemas de combustão); manutenção da turbina (reposição das partes danificadas, limpeza da turbina); e disponibilidade da turbina e paradas não programadas.

3.3.6 – Combustíveis de baixo poder calorífico e as turbinas a gás

Os principais aspectos referentes à adaptação de uma turbina a gás a um gás combustível derivado de biomassa estão relacionados à estabilidade da combustão, a

¹*Índice de Wobbe (W)* é definido como o quociente entre o poder calorífico (PC) de um gás e raiz quadrada

de sua densidade relativa ao ar (*d*), conforme pode ser visto na equação:
$$\left[W = \frac{PC}{\sqrt{d}} \right].$$

magnitude das perdas de pressão através do sistema de injeção de combustível e aos limites de escoamento mássico da turbina (CORRÊA, 2001).

Gases combustíveis derivados de biomassa apresentam poder calorífico baixo, entre 5 e 6 MJ/Nm³, quando comparados ao de outros combustíveis para os quais foram projetados os combustores das turbinas, como destilados e o gás natural que estão entre 35 e 40 MJ/Nm³. Por isso, com gás de biomassa os combustores devem suportar um elevado fluxo volumétrico de gás combustível para garantir uma liberação de energia equivalente. Tal fato acarreta em um impacto sobre a eficiência global do equipamento devido às perdas de carga associadas à injeção desse grande volume de gases através de um bocal originalmente dimensionado para um gás com densidade energética superior.

Com o escoamento de gases na turbina, da ordem de 5 a 8 vezes o volume normal com combustíveis de médio e alto poder calorífico, o sistema gerador de gases, que inclui as válvulas de controle de gás, os condutos, os combustores e os bocais de expansão, devem ser redimensionados para suportar este volume adicional (HERGOTT, 1988). Por esse motivo, estes combustíveis são excelentes para turbinas *heavy duty*, por serem mais resistentes e mais robustas.

Em turbinas aeroderivativas, os combustores são mais compactos e a aplicação de combustíveis com baixo poder calorífico encontra-se em fase de teste. Entretanto, algumas experiências indicam que certos modelos de turbinas aeroderivativas são capazes de operar com estes gases, desde que o nível de hidrogênio no gás combustível esteja em torno de 10%. Isso se deve ao fato de que a velocidade de propagação de chama do hidrogênio é bastante superior a dos outros componentes, garantindo a estabilidade da combustão. O teor de hidrogênio do gás combustível produzido pelos gaseificadores de biomassa encontra-se na faixa entre os 10% e 20%, melhorando assim as condições de sua aplicação (CORRÊA, 2001).

Os gases de baixo poder calorífico, ou seja, abaixo de 11 MJ/Nm³, têm como componentes básicos o monóxido de carbono, o hidrogênio e o metano, sendo este último, em pequenas proporções, diluído em gases inertes como dióxido de carbono e nitrogênio.

3.4 – Análise de viabilidade técnico-econômica em sistemas de cogeração

Antes de se instalar um sistema de cogeração, é necessário um levantamento da viabilidade técnico-econômico, considerando os seguintes fatores (CUNHA, 2000):

- Eficiência das máquinas térmicas;

- Custo de investimento;
- Custo de operação;
- Custo de manutenção;
- Custo de combustível, incluindo análise de tendência de preço ao longo da vida do projeto;
- Disponibilidade de um combustível de reserva;
- Preço da energia elétrica;
- Custo da Demanda Suplementar de Reserva (DSR) ou *back-up*;
- Perfil de operação da planta (base ou *peak-load*);
- Disponibilidade da planta;
- Custos relativos à operação em carga parcial;
- Possibilidade de venda de excedente de energia elétrica e vapor;
- Depreciação;
- Impostos;
- Custo do financiamento;
- Restrições do órgão ambiental;
- Custos de partida e comissionamento;
- Seguro.

Quanto maior for a complexidade, e conseqüentemente a eficiência da planta, maior será custo.

Na tabela 3.1 são apresentados os custos individuais das máquinas térmicas mais utilizadas, o investimento total destas quando se encontram instaladas e prontas para operar, o custo do recuperador de calor, o custo médio de operação e manutenção (O&M), e as faixas de potência e eficiência disponíveis no mercado. Já a tabela 3.2 abaixo, apresenta outros importantes parâmetros além dos custos de referência para sistemas básicos de cogeração.

Tabela 3.1 – Custo de Referência para Sistemas Básicos de cogeração (KINCAID, 1999).

Parâmetros	Tecnologia			
	Motor Diesel	Motor a Gás	Turbina a Gás	Microturbina
Faixa de Potência (kW)	20 – 10.000+	50 – 5.000+	1.000+	30 – 200
Eficiência ¹ % (PCI)	36 – 43%	28 – 42%	21 – 40%	25 – 30%
Investimento da Máquina Térmica (US\$/kW)	125 – 300	250 – 600	300 – 600	350 – 750*
Investimento Total Instalado Operando (US\$/kW)	350 – 500	600 – 1000	650 – 900	600 – 1100
Custo Adicional do Recuperador de Calor (US\$/kW)	-	75 – 150	100 – 200	75 – 350
Custo de O&M (US\$/kWh)	0,005 – 0,010	0,007 – 0,015	0,003 – 0,008	0,005 – 0,010

* Valor Comercial Pretendido

¹Eficiência da Máquina Térmica

Tabela 3.2 – Parâmetros de Referência para Sistemas Básicos de cogeração (USDOE, REVIEW, 1999).

Parâmetro	Tecnologia				
	Motor Diesel	Motor a Gás	Turbina a Vapor	Turbina a Gás	Microturbina
Eficiência (PCI) ^a	30-50%	25-45%	30-42%	25-40% ^g 40-60% ^h	20-30%
Faixa de Potência (MW)	0,05-5	0,05-5	Qualquer	3-200	0,025-0,25
Área Requerida (m ² /kW)	0,0204	0,0204 - 0,0288	< 0,009 ^c	0,0019 - 0,0567	0,0139 - 0,1394
Custo de Instalação ^b (US\$/kW)	800-1.500	800-1.500	800-1.000 ⁱ	700-900	500-1.300
Custo de O&M (US\$/kWh)	0,005-0,008	0,007-0,015	0,004	0,002-0,008	0,002-0,01
Disponibilidade (%)	90-95%	92-97%	Próximo dos 100%	90-98%	90-98%
Período entre Revisão Geral (h)	25.000 - 30.000	24.000 - 60.000	> 50.000	30.000 - 50.000	5.000 - 40.000
Tempo de Partida	10 s	10 s	1h - 1 dia	10 min - 1 h	60 s
Pressão do Combustível (kPa)	< 34,5	6,9 - 310	-	825 - 3.447 ^d	276 - 690 ^d
Combustíveis Aplicáveis	Diesel e Óleos Residuais	Gás Natural, Biogás e Propano	Todos	Gás Natural, Biogás, Propano e Óleo Destilado	Gás Natural, Biogás, Propano e Óleo Destilado
Nível de Ruído	Moderado a Alto ^e	Moderado a Alto ^e	Moderado a Alto ^e	Moderado ^f	Moderado ^f
Emissões de NO _x (g/kWh)	1,368 - 14,968	0,998 – 12,7	0,816	0,136 - 1,814	0,181 - 0,998
Usos do Calor Recuperado	Água Quente e Vapor de Baixa Pressão	Calor Direto dos Gases, Água Quente e Vapor de Baixa Pressão	Vapor de Alta e Baixa Pressão	Calor Direto dos Gases, Água Quente, Vapor de Alta e Baixa Pressão	Calor Direto dos Gases, Água Quente, Vapor de Baixa Pressão
Relação Calor Trabalho (kWh _{trém} /kWh _{me})	0,996	0,293 - 1,465	-	0,996 - 3,516	1,172 - 4,395
Faixa de Temperatura do Calor Útil (°C)	82 – 482	150 - 260	-	260 - 593	205 – 345

a – Eficiência da máquina térmica; **b** – Sistema de cogeração básico, ou seja, a máquina térmica instalada com o recuperador de calor; **c** – Só a turbina sem o ciclo de geração de vapor; **d** – Pode exigir compressor de gás; **e** – Requer enclausuramento da área; **f** – Enclausuramento agregado ao equipamento; **g** – Ciclo Simples; **h** – ciclo combinado; **i** – Sem caldeira de geração de vapor.

Capítulo 4

A COGERAÇÃO E O CICLO COMBINADO

Conforme o próprio nome sugere, o ciclo combinado é um arranjo entre dois ou mais ciclos com a finalidade de se obter um aumento no rendimento total do sistema. Seu funcionamento consiste no aproveitamento da rejeição térmica, de um ciclo primário de geração eletromecânica, em uma segunda máquina térmica. Além de serem formados por diferentes máquinas térmicas, nesses arranjos podem ser empregados meios fluidos iguais ou distintos.

4.1 – O funcionamento do ciclo combinado

No ciclo combinado, a combinação mais utilizada é o arranjo entre o ciclo *Brayton*, a gás, e o ciclo *Rankine*, a vapor, onde os gases de exaustão da turbina a gás, com temperaturas superiores a 550°C, são encaminhados à caldeira do ciclo a vapor, fazendo com que o rendimento elétrico total supere os 60%, contra 35% se os mesmos estivessem operando em separado (BARJA, 2006). A Figura 4.1 apresenta um diagrama esquemático dessa combinação.

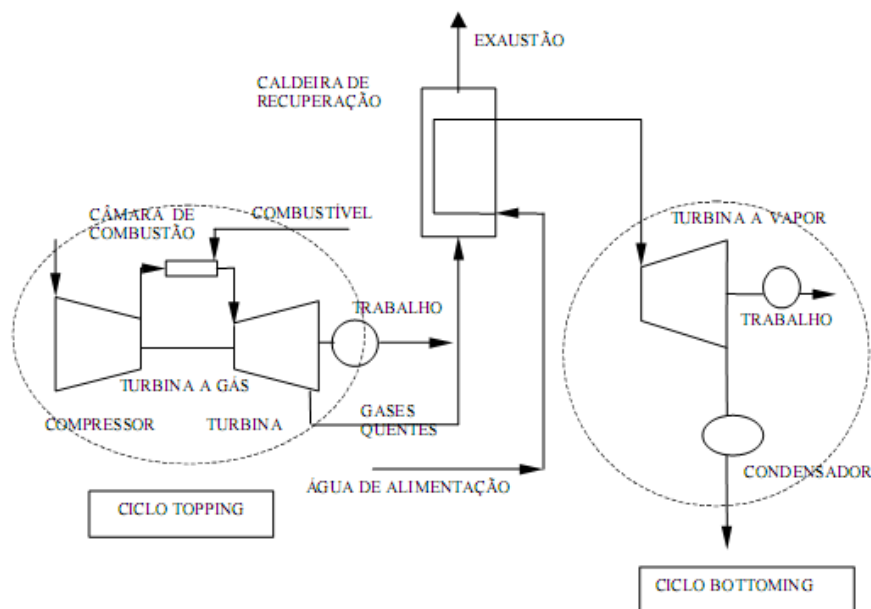


Figura 4.1 – Diagrama esquemático do ciclo combinado entre o ciclo *Brayton* e o ciclo *Rankine* (CUNHA, 2000).

A caldeira de recuperação utiliza a energia térmica contida nos gases quentes exaustos pela turbinas a gás com a finalidade de gerar vapor. Este por sua vez, é utilizado como fluido de trabalho em uma turbina a vapor para gerar trabalho adicional.

Após realizar todo o trabalho na segunda turbina, o vapor é encaminhado a um condensador onde entra em contato indireto com um meio em menor temperatura e se condensa para voltar em ciclo fechado à caldeira. É importante ressaltar que não há nenhum aproveitamento térmico da energia, ou seja, não se realiza aplicação de calor útil.

Considerando a baixa temperatura utilizada na maioria dos processos industriais, a cogeração em ciclos combinados, em geral, não recupera calor dos gases de exaustão da turbina a gás, mas sim mediante extrações intermediárias da turbina a vapor, bem como no calor rejeitado pela mesma no condensador. O resultado disso são sistemas de cogeração com eficiências totais que podem chegar a valores de 85% (BARJA, 2006).

Segundo CORRÊA (2001), o arranjo mais simples para uma planta de ciclo combinado é a de um nível de pressão. Esta consiste em uma ou mais turbinas a gás, caldeira recuperadora de um nível de pressão, turbina a vapor condensante e um condensador. Nesse arranjo, a caldeira recuperadora possui um economizador, um evaporador e um superaquecedor. Por outro lado, plantas com maior complexidade, ou seja, com múltiplos níveis de pressão, podem ser construídas proporcionando maior eficiência térmica, porém com um custo inicial mais elevado.

Nessas plantas, um aspecto importante a ser considerado diz respeito ao sistema de tratamento de água. Procedimentos como desmineralização e polimento dos dutos, sendo este último usado em casos de altas pressões, devem ser adotados a fim de manter a qualidade da água dentro de padrões aceitáveis. Teores de sólidos dissolvidos, sílica, sódio e condutividade são parâmetros a serem controlados.

4.2 – Custos de instalação de ciclos combinados

Segundo dados do *Private Power Executive Handbook '98*, o desenvolvimento do ciclo combinado foi marcado, na década de 1980 e início dos anos 90, por um aumento anual de 1% em sua eficiência, passando de 43% para 58% de eficiência global em 15 anos.

Durante esse período, mais especificamente de 1985 a 1998, o custo específico de instalações em ciclo combinado caiu cerca de 30%, apesar do custo específico das turbinas a gás não ter se alterado significativamente, devido à elaboração de novos projetos e equipamentos a fim de torná-las mais eficientes.

Embora o custo específico atual para a instalação em ciclo combinado seja em torno de duas vezes o valor para ciclos simples, essas unidades conseguem ser bastante

competitivas. Segundo CORRÊA (2001), os preços médios *turn-key* de plantas de ciclo combinado podem variar de US\$ 700/kWe para plantas de 100 MWe a US\$ 300/kWe para plantas de 700 MWe.

Ciclos com injeção de vapor apresentam um custo específico em torno de 20% a 30% abaixo dos Ciclos Combinados, sendo assim, estes possuem custos pouco superiores com relação aos sistemas básicos de cogeração.

Além dos dados citados acima, as significativas restrições ambientais, sofridas pelos ciclos de geração de energia elétrica convencionais, têm contribuído para a elevação dos custos unitários de instalação e operação das mesmas. Este fato associado a elevada eficiência alcançada nos ciclos simples das turbinas a gás, faz do ciclo combinado uma excelente alternativa de geração de energia elétrica.

4.3 – A cogeração em ciclo combinado

Na cogeração utilizando o arranjo em ciclo combinado, tanto a caldeira de recuperação quanto a turbina a vapor devem ser capazes de fornecer vapor em condições de ser reaproveitado em outros processos.

Todo esse interesse com relação ao aproveitamento do vapor se dá porque a maior quantidade de energia liberada por ele está relacionada ao seu calor latente, e isso ocorre quando ele se condensa, ou seja, passa do estado gasoso para o estado líquido. Quando este processo ocorre em um condensador, como em uma turbina a vapor de condensação pura, não há a realização de trabalho térmico útil. Por esse motivo, extrai-se o vapor para ser aproveitado em processos e sua energia de condensação é utilizada para determinados serviços térmicos, configurando assim uma cogeração.

O aproveitamento da energia térmica contida no vapor pode ser realizado através de *contrapressão*, *extração intermediária* da turbina a vapor ou *extração da caldeira de recuperação*. Estes mecanismos serão detalhados logo a seguir tomando como referência o esboço apresentado na figura 4.2 abaixo.

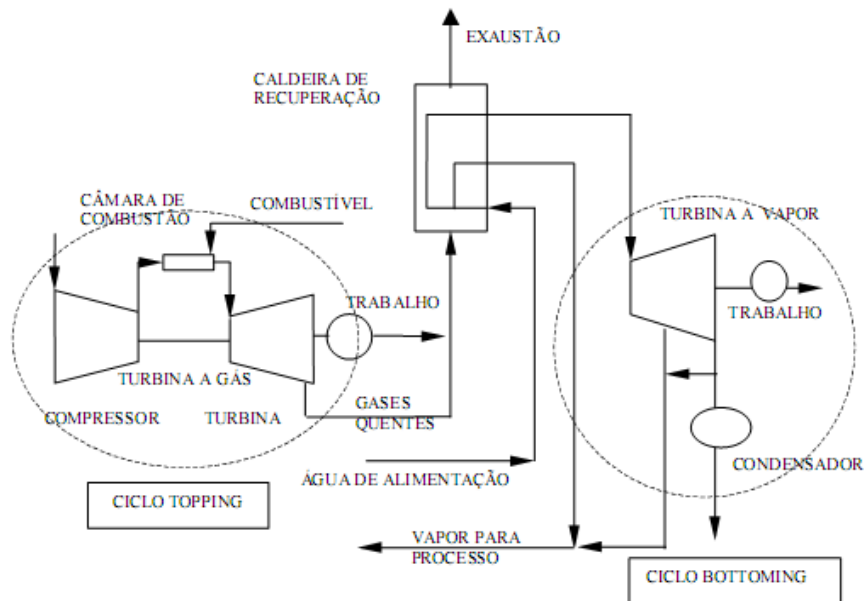


Figura 4.2 – Diagrama esquemático do ciclo combinado em cogeração (CUNHA, 2000).

Segundo CORRÊA (2001), as alternativas para realizar a cogeração em um ciclo combinado estão relacionadas à forma com se recupera o vapor, antes ou depois da turbina a vapor, e estas podem ser:

- Contrapressão: neste sistema, o vapor que iria para o condensador é direcionado para o processo consumidor onde irá fornecer a energia de condensação a uma operação produtiva. A pressão do vapor é importante e está relacionada aos níveis de temperatura necessários aos processos. Este sistema oferece uma limitação operacional, pois a unidade de geração termelétrica tem seu regime de produção determinado pela demanda de vapor do processo e, caso ela não exista, o ciclo de potência a vapor não poderá operar, visto que a turbina a vapor não terá onde descarregar o vapor expandido;
- Extração: Com objetivo de atender à demanda do processo por vapor este é extraído em grande quantidade da turbina, em diferentes níveis de pressão, antes de realizar todo o trabalho de expansão. O ciclo operando desta forma oferece maior flexibilidade de produção à geração termoelétrica, pois esta não fica vinculada à demanda de calor do processo. Por outro lado, o investimento em um condensador é elevado e a sua baixa utilização pode desencorajar o uso destes sistemas, optando-se pela contrapressão.
- Extração de Vapor da Caldeira de Recuperação: com o crescimento da demanda de vapor pelo processo, pode ser necessária sua extração direta na

caldeira de recuperação sem a realização de trabalho na turbina. Esta é uma situação de operação normal que depende da arquitetura da instalação e das potências da turbina a vapor.

A construção de um sistema de cogeração que utiliza um ciclo combinado pode ser realizada com uma das três alternativas de captação de vapor descritas acima, ou combinação delas, como esquematizado na figura 4.2. Os fatores essenciais à melhor escolha são principalmente a limitação de investimento, a flexibilidade operacional e a compatibilidade com o processo consumidor.

Um fato curioso é que as turbinas a gás utilizadas na configuração de ciclo combinado, quando comparadas às utilizadas em ciclo simples, possuem propositadamente, eficiência energética inferior a fim de que se obtenha temperaturas mais elevadas nos gases de exaustão. O propósito disso é a valorização do ciclo a vapor subsequente, onde a temperatura mais elevada otimiza sua operação, lhe dando maior rendimento. Em uma planta de ciclo combinado, o ponto ótimo de operação não necessariamente aperfeiçoa cada ciclo em separado (BARJA, 2006).

A Figura 4.3 mostra uma central de cogeração em ciclo combinado com 1.040 MWe de capacidade, a TermoRio. Localizada no município de Duque de Caxias no Estado do Rio de Janeiro, é atualmente a maior central termelétrica a gás natural instalada no Brasil, sendo controlada pela Petrobras.



Figura 4.3 – TermoRio, Duque de Caxias-RJ (TermoRio S.A., 2004).

A usina é composta basicamente por três unidades autônomas funcionando em ciclo combinado. A primeira delas, chamado Bloco 1, é responsável pela exportação de vapor para a Refinaria Duque de Caxias, também pertence a Petrobras, alcançando, em determinadas situações, uma eficiência da ordem de 61,03%.

Os três blocos constituintes da usina são formados por seis turbo-geradores a gás e três turbo-geradores a vapor. Cada um deles é composto por duas turbinas a gás e uma turbina a vapor (com os respectivos geradores), duas caldeiras de recuperação, sistemas auxiliares e uma torre de resfriamento de água. Segundo a Associação Fluminense de Cogeração de Energia, a *Alstom*, grupo industrial francês que atua na área de equipamentos e serviços para geração de energia e transporte ferroviário, construiu a termelétrica fornecendo o projeto completo em *turn-key* com custo de US\$ 800 milhões.

Capítulo 5

TENDÊNCIAS ENERGÉTICAS GLOBAIS

O mundo enfrenta atualmente uma dupla ameaça no setor da energia: a inexistência de uma oferta segura e adequada de energia a preços acessíveis, e os danos infligidos ao ambiente pelo seu excessivo consumo.

A energia elétrica é uma energia secundária que pode ser obtida a partir de fontes energéticas primárias transformadas através de conversores. As conversões de energia primária em elétrica, mais utilizadas atualmente, são realizadas a partir das seguintes fontes de energia: potencial das águas; térmica contida nos combustíveis fósseis e biomassas; atômica de minerais radioativos; geotérmica, proveniente do interior da Terra; cinética dos ventos e das correntes marinhas; e energia solar.

Devido à preocupação com o esgotamento futuro das fontes de combustíveis fósseis, nas últimas duas décadas vem se intensificando a busca por outras energias renováveis, além da hidráulica, para que estas possam vir a suprir um dia o que hoje é feito pelas fontes de combustíveis fósseis. Dentre essas se destacam a geração de energia de origem do movimento das marés, do vento, do aquecimento geotérmico, a energia solar e a geração por biomassa.

De acordo com estatísticas apresentadas pela Agência Internacional de Energia (IEA) em 2003, na publicação *World Energy Outlook – WEO (Perspectiva Mundial de Energia)*, as principais tendências energéticas até 2030 são:

- A demanda de energia mundial crescerá em dois terços;
- Os combustíveis fósseis continuarão a ser a principal fonte de energia. Representarão 83% do aumento total da demanda de energia registrada entre 2004 e 2030;
- A demanda primária de energia a nível mundial terá um crescimento anual de 1,6%. De todo aumento previsto, 70% ocorrerá em países em desenvolvimento, sendo que a China será responsável por 30% deste aumento;
- O financiamento exigido para implantação de novas infra-estruturas de energia é um desafio enorme e depende em grande parte nas condições dos sistemas articulados pelos governos;
- O comércio internacional de energia terá uma grande expansão;
- O transporte levará ao crescimento do uso de petróleo;

- O crescimento da demanda de gás natural ultrapassará a de qualquer outro combustível fóssil, mas será ultrapassada pelo crescimento de demanda das energias renováveis;
- A eletricidade crescerá mais rapidamente que qualquer outra fonte de energia final, numa taxa média de 2,4% ao ano. Sua demanda mundial dobrará até 2030, enquanto sua parte no consumo de energia final total subirá de 18% em 2000 para 22% em 2030. O aumento maior na demanda acontecerá em países em desenvolvimento.

A Figura 5.1 abaixo apresenta dados de um estudo de previsões sobre a tendência mundial na demanda de energia primária até o ano de 2030.

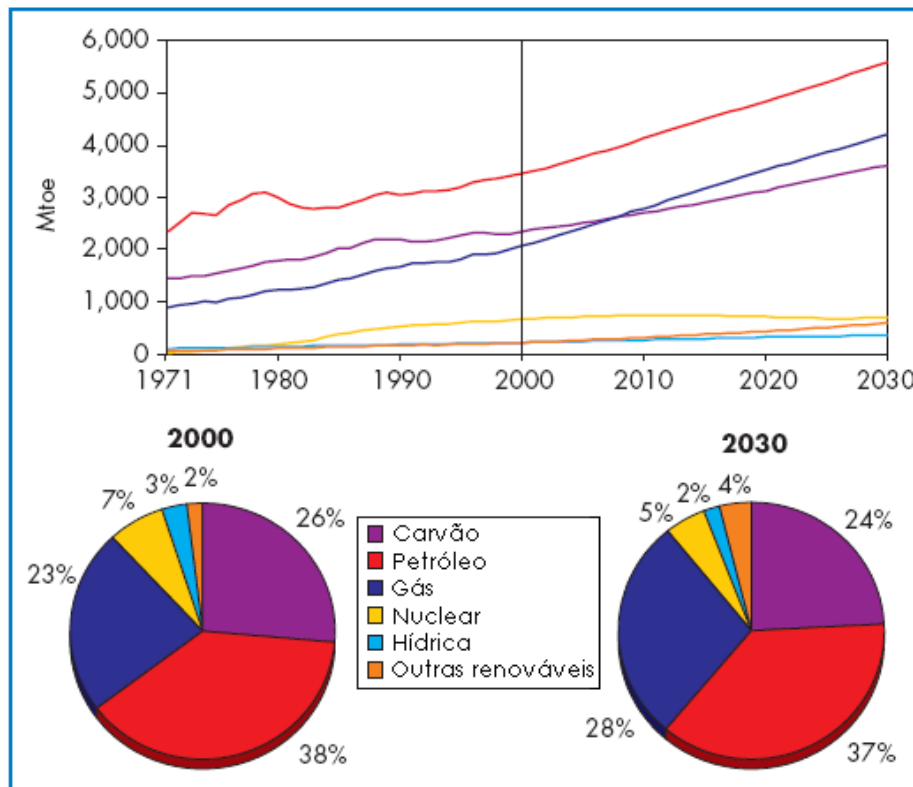


Figura 5.1 – Tendências na demanda mundial de energia primária (WEO, apud IHA, 2003).

5.1 – A matriz energética brasileira

Segundo o Balanço Energético Nacional de 2005, publicado pelo Ministério de Minas e Energia – MME, a matriz energética brasileira apresenta uma composição conforme mostrado na tabela 5.1, destacando-se uma participação das energias renováveis representadas pela hidroeletricidade e biomassa. Na Figura 5.2 podemos observar a oferta de energia primária no Brasil em 2006.

Tabela 5.1 – Matriz energética brasileira (MME, 2006).

Fonte de Energia	%
Gás	6,7
Carvão Mineral	1,6
Lenha	8,4
Bagaço de Cana	10,7
Outras Fontes Primárias Renováveis	2,2
Coque de Carvão Mineral	3,7
Eletricidade	16,3
Carvão Vegetal	3,0
Álcool Etílico	3,5
Outras Secundárias – Alcatrão	0,1
Subtotal Derivados de Petróleo	43,8

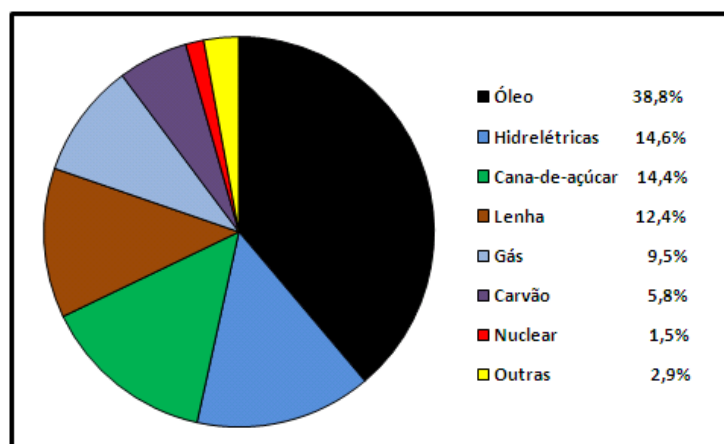


Figura 5.2 – Oferta de energia primária no Brasil em 2006 (EPE, 2007).

A tabela 5.2, abaixo, apresenta informações sobre potencial elétrico instalado no Brasil por tipo de fonte energética.

Tabela 5.2 – Potencial elétrico instalado no Brasil por tipo de fonte energética (ANEEL, 2006).

FONTE ENERGÉTICA	Capacidade Instalada			Total			
	Nº de Usinas	(kW)	%	Nº de Usinas	(kW)	%	
Hidráulica	612	72.567.457	70,23	612	72.567.457	70,23	
Gás	Natural	74	9.892.408	9,57	99	10.815.556	10,47
	Processo	26	925.748	0,9			
Petróleo	Óleo Diesel	530	3.594.349	3,48	547	4.758.254	4,61
	Óleo Residual	18	1.163.970	1,13			
Biomassa	Bagaço de Cana	225	2.455.350	2,38	267	3.477.229	3,36
	Licor Negro	13	782.617	0,76			
	Madeira	25	212.832	0,21			
	Biogás	2	20.030	0,02			
	Casca de Arroz	2	6.400	0,01			
Nuclear	2	2.007.000	1,94	2	2.007.000	1,94	
Carvão Mineral	7	1.415.000	1,37	7	1.415.000	1,37	
Eólica	12	120.650	0,12	12	120.650	0,12	
Importação	Paraguai		5.650.000	5,85	8.170.000	7,91	
	Argentina		2.250.000	2,33			
	Venezuela		200.000	0,20			
	Uruguai		70.000	0,08			
Total	1.548	103.333.811	100	1.548	103.333.811	100	

As características físicas e geográficas do Brasil foram determinantes para implantação de um parque gerador de energia elétrica de base predominantemente hídrica. A energia de origem hídrica é hoje a segunda maior fonte de eletricidade no mundo e o Brasil, que detém 15% das reservas mundiais de água doce disponível, só utiliza um quarto de seu potencial.

Atualmente, a capacidade de geração do Brasil é representada pelas usinas hidrelétricas que dão sustentação ao desenvolvimento nacional e ao parque industrial brasileiro, respondendo por 74,79% do total de energia gerada no país, conforme podemos ver na tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Potencial elétrico instalado no Brasil por tipo de usina (ANEEL, 2006).

TIPO DE USINA	Quantidade	Potência (kW)	%
UHE – Usinas Hidrelétricas de Energia	154	71.101.119	74,79
UEE – Usina Eólio-Elétrica	12	120.650	0,13
PCH – Pequenas Centrais Hidrelétricas	265	1.364.342	1,43
CSF – Central Solar Fotovoltaica	1	20	0
UTE – Usina Termelétrica de Energia	924	20.473.732	21,54
UTN – Usina Termonuclear	2	2.007.000	2,11
TOTAL	1.355	95.066.863	100

Capítulo 6

CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi feito um estudo, sob vários aspectos, sobre a cogeração a partir do bagaço de cana-de-açúcar e a geração termoelétrica utilizando-se os ciclos combinados.

A princípio, foi feita uma análise dos principais aspectos que levaram à procura, e conseqüente uso, de fontes alternativas de energia. Neste contexto foram enfatizados fatores como a crise do petróleo, na década de 1970, e as preocupações com o meio ambiente que serviram de incentivo ao investimento nessas fontes de energia renováveis.

Dentre estas fontes, foi dado um maior destaque ao bagaço da cana-de-açúcar, tendo em vista a alta eficiência e viabilidade em sistemas de cogeração, além da grande quantidade de usinas sucroalcooleiras existentes no Brasil, as quais produzem toneladas deste material como resto de um processo.

Em decorrência destes fatores, estudaram-se as tecnologias utilizadas em processos de cogeração tradicionais, como também destes a partir dos ciclos combinados. Para isso o *Ciclo Rankine*, a vapor, e o *Ciclo Brayton*, a gás, foram os ciclos de nosso estudo, em que ambos têm o *Ciclo de Carnot* como base.

O uso das tecnologias estudadas é bastante viável e isso pôde ser facilmente comprovado levando-se em consideração os excelentes resultados de eficiência por elas apresentados no decorrer dos anos, além do fato de estarem de acordo com as normas ambientais vigentes. Por outro lado, é de grande interesse que haja maiores investimentos no setor a fim de melhorar cada vez mais o desempenho destas tecnologias.

Por fim, foi realizado um estudo sobre as tendências energéticas mundiais e a matriz energética brasileira, onde pudemos concluir que a utilização de fontes alternativas de energia tem aumentado discretamente, embora ainda haja uma predominância das fontes provenientes dos combustíveis fósseis.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARONGAUS, S., 1996. *Curso de cogeração Térmica*, Departamento de Engenharia Mecânica – UFRJ, Rio de Janeiro.
- BARJA, G. J. A., 2006. *A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico*. Dissertação de Mestrado, Publicação ENM.DM 100A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 157 p.
- COGEN RIO, 2005. Associação Fluminense de cogeração de Energia. Disponível em: <<http://www.cogengrio.com.br/Prod/Casos.aspx?Noticia=3>>
- CONSELHO MUNDIAL DE ENERGIA, 2001. Comitê Brasileiro. *Dicionário de Terminologia Energética 2001*. 3ª ed. Rio de Janeiro: CBCME. (324 p.).
- CORRÊA NETO, Vicente, 2001. *Análise de Viabilidade da cogeração de Energia Elétrica em ciclo combinado com Gaseificação de Biomassa de Cana-de-Açúcar e Gás Natural*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- CUNHA, F., 2000. *Co-Geração e Ciclos Combinados*. 1 ed. CEFET/RJ, Rio de Janeiro.
- D'ARAÚJO, R. P., HOFFMANN, C. A. A., 1997. *O Novo Contexto do Setor Elétrico Brasileiro*. 1 ed., CNI – Confederação Nacional da Indústria, Rio de Janeiro.
- DNPE/SEN/MME, 2000. *Balanco Energético Nacional 2000*. Departamento Nacional de Política Energética da Secretaria de Energia, Ministério de Minas e Energia, Brasília, Brasil.
- ELETROMECC ON LINE, 2000. *Termelétrica, ciclo combinado e cogeração*. Disponível em: <<http://m.albernaz.sites.uol.com.br/termeletrica.htm>>
- FAIRES, V. M., SIMMANG, C. M., 1983. *Ciclos a Gás*. In: Guanabara Dois S.A., *Termodinâmica*, 6 ed., capítulo 8, Rio de Janeiro, RJ, Editora Guanabara Dois S.A..
- HERGOTT, C., 1988. *Gas Turbine Fuel*. In: AGTR – 8805, Alstom Gas Turbine, Large Turbine Generator Division, Belfort, France.
- IHA – International Hydropower Association. *The role of hydropower in the sustainable development*, 162 p. London: 2003.
- KINCAID, D. E., 1999. *The Role of Distributed Generation in Competitive Energy Markets*. In: GRI-99/0054, Distributed Generation Forum, GRI - Gas Research Institute, Chicago, Illinois.

- KRAUSE, G. G., 1990. *Avaliação da Tecnologia de Sistemas Integrados Gaseificação - ciclo combinado para Geração Termelétrica no Brasil*. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- MACCHI, E., 1991. *Power Generation Including Cogeneration*, Energetic Department – Politecnico di Milano, Milão, Itália.
- ORSINI, C. M. Q., et al., 1981. *Impactos Ambientais de Exploração de Energia*. Instituto de Física-USP, São Paulo, Brasil.
- PATEL, V. C., 1998. *Fuel Flexibility of Nuovo Pignone Gas Turbines – Operating with Alternate Petroleum Fuels*. In: GE Industrial Power Generation Gas Turbine Technology, GE Nuovo Pignone, Schenectady, NY.
- SCARLIN, B., 1996. “Advanced Steam Turbine Technology for Improved Operating Efficiency”, *ABB Review*, n. 8, pp. 15-24.
- SCHILKE, P. W., 1996. “Advanced Gas Turbine Materials and Coatings”. In: *39th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar*, pp. 7 GER-3569F, Schenectady, NY, Aug.
- VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., 1976. “Alguns Ciclos Motores e de Refrigeração”. In: Edgard Blücher, *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, 2 ed., capítulo 9, São Paulo, SP, Editora Edgard Blücher.
- VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E., 1976. “Segunda Lei da Termodinâmica”. In: Edgard Blücher, *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, 2 ed., capítulo 6, São Paulo, SP, Editora Edgard Blücher.
- THURSTON, R. H. *A History of the Growth of the Steam-Engine*. New York: D. Appleton and Co., 1878. 490 p. Disponível em:
<<http://www.history.rochester.edu/steam/thurston/1878/Chapter3.html>>

APÊNDICES

Apêndice A – As Leis da Termodinâmica

A descoberta de meios para utilização de fontes de energia diferentes das até então conhecidas, fornecidas pela tração animal, foi o que determinou a possibilidade da revolução industrial acontecer. A energia pode se apresentar na natureza sob diversas formas, mas, exceto alguns casos, ela deve ser transformada em trabalho mecânico por meio de máquinas para ser utilizada pelo homem. A termodinâmica nasceu justamente dessa necessidade, e foi o estudo de máquinas térmicas que desenvolveu seus princípios básicos.

Termodinâmica é o ramo da física que estuda as relações entre calor, temperatura, trabalho e energia. Abrange o comportamento geral dos sistemas físicos em condições de equilíbrio ou próximas dele. Qualquer sistema físico, seja ele capaz ou não de trocar energia e matéria com o ambiente, tenderá a atingir um estado de equilíbrio, que pode ser descrito pela especificação de suas propriedades, como pressão, temperatura ou composição química. Se as limitações externas são alteradas então essas propriedades se modificam.

Denomina-se **calor** a energia trocada entre um sistema e o meio que o rodeia, ou entre partes de um sistema, devido aos choques entre as moléculas. Quanto maior a temperatura, maiores as velocidades das moléculas e mais freqüentes os choques entre elas, ocorrendo desse modo transferência de energia cinética para as moléculas de menor velocidade, isto é, para as regiões de menor temperatura. Podemos, portanto, considerar a temperatura uma propriedade que governa o sentido em que se propaga o calor.

O **trabalho**, do mesmo modo que o calor, também se relaciona com transferência de energia. No entanto, o trabalho corresponde a trocas energéticas sem influência de diferenças de temperatura. O trabalho é realizado por uma força, considerando-se o sistema como um todo, independentemente do movimento de suas moléculas, e, por isso, não dependendo da temperatura.

A.1 – ENERGIA INTERNA

A energia total de um sistema é composta de duas parcelas: a energia externa e a energia interna.

A energia externa do sistema é devida às relações que ela guarda com seu meio exterior: energia cinética e energia potencial.

A energia interna do sistema relaciona-se com suas condições intrínsecas. Ela representa a soma das diversas formas de energia que os átomos e moléculas de um determinado corpo possuem. De um modo geral, quando estamos estudando um sistema qualquer, a energia interna deste sistema, que representaremos por U , nada mais é do que a energia total existente em seu interior.

Não se mede diretamente a energia interna de um sistema. No entanto, é importante conhecer a **variação da energia interna** ΔU do sistema durante um processo termodinâmico. Quando um sistema vai de um estado inicial i a outro estado final f , ele geralmente troca energia com a vizinhança e conseqüentemente, sua energia interna sofre variações, passando de um valor inicial U_i para um valor final U_f , ou seja, a energia interna varia de $\Delta U = U_f - U_i$.

Há processos em que a energia interna varia e a temperatura permanece constante. É o que ocorre nas mudanças de estado de agregação. Contudo, nas transformações gasosas, a variação de energia interna é sempre acompanhada de variação de temperatura (ΔT). Podemos, assim, enunciar a lei de Joule para os gases perfeitos, que diz: *A energia interna de uma dada quantidade de um gás perfeito é função exclusiva de sua temperatura.*

A.2 – A PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

Num processo termodinâmico sofrido por um gás, há dois tipos de trocas energéticas com o meio exterior: o calor trocado Q e o trabalho realizado W .

A variação de energia interna ΔU sofrida pelo sistema é conseqüência do balanço energético entre essas duas quantidades. Sendo assim, podemos escrever:

$$\Delta U = Q - W$$

Essa expressão traduz analiticamente a **primeira lei da Termodinâmica**: *A variação da energia interna de um sistema é dada pela diferença entre o calor trocado com o meio exterior e o trabalho realizado no processo termodinâmico.*

A primeira lei da Termodinâmica é uma reafirmação do princípio da conservação da energia e, embora tenha sido estabelecida tomando-se como base a transformação de um gás, é válida para qualquer processo natural que envolva trocas energéticas.

A.3 – TRANSFORMAÇÕES GASOSAS

No estudo da Termodinâmica, consideram-se alguns tipos particulares de transformações de um gás ideal, são elas: isotérmica, isobárica, isocórica e adiabática. Vamos examiná-las considerando a primeira lei da Termodinâmica.

Transformação isotérmica (temperatura constante)

Como não há variação da temperatura, a variação da energia interna do gás é nula: $\Delta T = 0 \Rightarrow \Delta U = 0$. Então, pela primeira lei da Termodinâmica, teremos $Q = W$. Assim, podemos concluir que *numa transformação isotérmica, o calor trocado pelo gás com o meio exterior é igual ao trabalho realizado no mesmo processo.*

Se um gás se expande, de modo que se mantenha sempre em equilíbrio térmico com o ambiente, ele absorve calor do exterior em quantidade exatamente igual ao trabalho realizado. Assim, pudemos notar que na transformação isotérmica não há variação de temperatura, mas há troca de calor. No diagrama abaixo, a área destacada é exatamente igual ao trabalho realizado W .

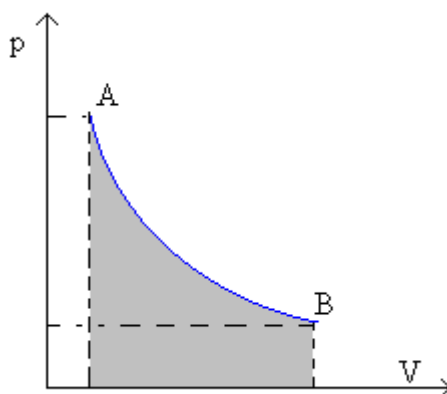


Figura A.1 – Diagrama de uma transformação isotérmica.

Transformação isobárica (pressão constante)

No processo isobárico, o volume V é diretamente proporcional à temperatura T , $V = kT$, onde k é uma constante. Portanto, numa expansão isobárica, por exemplo, o volume e a temperatura aumentam, ocorrendo também aumento da energia interna do gás: $\Delta U > 0$. Pela primeira lei da Termodinâmica temos que $\Delta U = Q - W$, logo $Q > W$.

Numa expansão isobárica, a quantidade de calor recebida é maior que o trabalho realizado.

No diagrama abaixo, a área destacada é exatamente igual ao trabalho realizado na transformação isobárica.

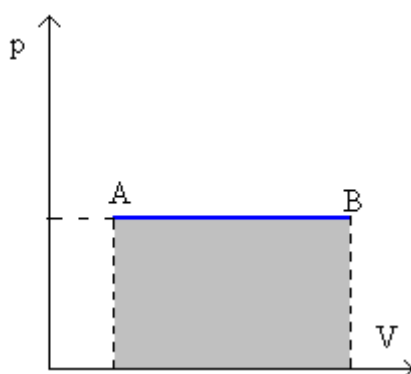


Figura A.2 – Diagrama de uma transformação isobárica.

Transformação isocórica (volume constante)

Na transformação isocórica, o trabalho realizado é nulo ($W = 0$), pois não há variação de volume, $\Delta V = 0$.

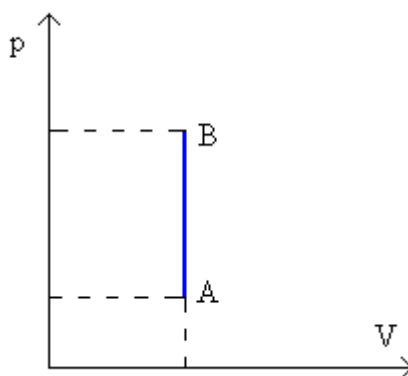


Figura A.3 – Diagrama de uma transformação isocórica.

Ao receber calor isocoricamente, o calor recebido vai apenas aumentar a energia cinética das moléculas e, portanto, a temperatura, pois não há realização de trabalho. Pela primeira lei da Termodinâmica temos que: como $W = 0$ então $\Delta U = Q$. Concluímos então que ***numa transformação isocórica, a variação da energia interna do gás é igual à quantidade de calor trocada com o meio exterior.***

Transformação adiabática (isolada termicamente, $Q = 0$)

Um gás sofre uma transformação adiabática quando não troca calor com o meio exterior, ou seja, quando $Q = 0$. Essa transformação pode ocorrer quando o gás está contido no interior de um recipiente termicamente isolado do ambiente ou sofre expansões e compressões suficientemente rápidas para que as trocas de calor com o ambiente possam ser consideradas desprezíveis.

Pela primeira lei da Termodinâmica teremos $\Delta U = Q - W$, logo $\Delta U = -W$. **Numa transformação adiabática, a variação de energia interna é igual em módulo e de sinal contrário ao trabalho realizado na transformação.**

Numa **expansão adiabática** o trabalho é realizado **pelo gás**. Nessa expansão o volume aumenta e a temperatura diminui, pois a energia interna diminui e, em consequência, a pressão também diminui.

Numa **compressão adiabática** o trabalho é realizado **sobre o gás**, portanto o gás está recebendo energia do exterior. Nessa compressão o volume diminui e a temperatura aumenta, pois a energia interna aumenta e a pressão também aumenta.

No diagrama abaixo, a área destacada é exatamente igual ao trabalho realizado na transformação adiabática.

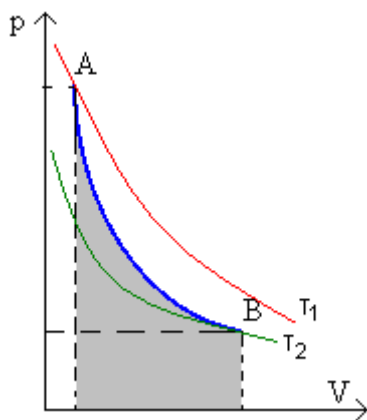


Figura A.4 – Diagrama de uma transformação adiabática.

Transformação Cíclica

Ciclo ou transformação cíclica de uma certa massa gasosa é um conjunto de transformações após as quais o gás volta a apresentar as mesmas condições iniciais de pressão, temperatura e volume.

Numa transformação cíclica o trabalho total realizado é dado pela soma algébrica dos trabalhos nas diferentes etapas do ciclo. O calor trocado em todo o ciclo também é dado pela soma algébrica dos calores trocados em cada uma das etapas do ciclo.

Como o estado final é igual ao estado inicial, é nula a variação de energia interna no ciclo: $U_{final} = U_{inicial} \Rightarrow \Delta U = 0$. Aplicando a primeira lei da Termodinâmica, temos que **$W = Q$. Portanto, no ciclo, há equivalência entre o calor total trocado Q e o trabalho total realizado W .**

Dependendo o sentido em que se dá o ciclo o trabalho poderá ser realizado pelo gás ou sobre o gás, trabalho positivo ou negativo, respectivamente. Se o trabalho é positivo a

máquina age como uma máquina térmica e o calor é convertido em trabalho. Caso o trabalho seja realizado sobre o gás, então o trabalho é convertido em calor e a máquina age como uma máquina frigorífica.

A.4 – TRANSFORMAÇÕES REVERSÍVEIS E IRREVERSÍVEIS

Um sistema está em *equilíbrio termodinâmico* quando satisfaz às seguintes condições: está em equilíbrio mecânico, está em equilíbrio térmico, e está em equilíbrio químico.

A maioria das transformações pode ser imaginada começando num estado de equilíbrio, passando por estados em que este não existe e terminando em outro estado de equilíbrio.

Numa transformação **reversível** a mudança de estado de um sistema se faz por uma sucessão contínua de estados de equilíbrio. Chamamos de reversíveis as transformações que podem se efetuar em ambos os sentidos, de modo que, na volta, o sistema retorna ao estado inicial, passando pelos mesmos estados intermediários, sem que ocorram variações definitivas nos corpos que o rodeiam. Na prática, pode-se conseguir transformações reversíveis com suficiente aproximação, fazendo-se variar muito lentamente as condições externas ao sistema.

Uma transformação é dita **irreversível** quando sua inversa só puder se efetuar como parte de um processo mais complexo, envolvendo modificações nos corpos circundantes.

A.5 – A SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Os primeiros motores térmicos construídos revelaram-se extremamente ineficientes. Apenas uma pequena fração do calor absorvido da fonte quente podia ser convertida em trabalho útil.

Com o passar o tempo a tecnologia se desenvolveu muito e hoje já dispomos de máquinas bem mais eficientes do que as que tínhamos no passado. Entretanto, observando o comportamento das máquinas térmicas durante muitos anos, os cientistas perceberam que é impossível construir uma máquina com rendimento de 100 %. Em outras palavras, qualquer dispositivo existente na natureza, ao efetuar um ciclo, nunca conseguirá transformar integralmente em trabalho todo o calor que ele absorve de uma fonte quente. Para completar o ciclo, o dispositivo deverá sempre rejeitar parte do calor absorvido para uma fonte fria.

Esta conclusão constitui a *segunda lei da Termodinâmica*, que foi enunciada por *Kelvin* da seguinte maneira: ***É impossível construir uma máquina térmica que, operando em ciclo, transforme em trabalho todo o calor a ela fornecido.***

Desta maneira, o rendimento de qualquer máquina térmica é inferior a 100%. Na realidade, os rendimentos das máquinas térmicas mais comumente usadas estão muito abaixo desse limite.

De acordo com a segunda lei da Termodinâmica, nas transformações naturais a energia se degrada de uma forma organizada para uma forma desordenada chamada energia térmica. Ainda conforme essa lei, a energia térmica passa de regiões mais quentes para regiões mais frias. A transferência preferencial de calor do corpo quente para o corpo frio levou *Rudolph Clausius* a enunciar a segunda lei do seguinte modo: *O calor não passa espontaneamente de um corpo para outro de temperatura mais elevada.*

A.6 – MÁQUINAS TÉRMICAS, A CONVERSÃO DE CALOR EM TRABALHO

Quando as máquinas térmicas, como por exemplo, a máquina a vapor, foram inventadas e funcionavam antes que seus princípios teóricos fossem estabelecidos.

Estudando essas máquinas, *Sadi Carnot* evidenciou que uma diferença de temperatura era tão importante para uma máquina térmica quanto uma diferença de nível d'água para uma máquina hidráulica. Estabeleceu então que: *Para que uma máquina térmica consiga converter calor em trabalho de modo contínuo, ela deve operar em ciclo entre duas fontes térmicas, uma quente e outra fria. Retira-se o calor da fonte quente (Q_1), converte-o parcialmente em trabalho (W) e o restante (Q_2) é rejeitado para a fonte fria.*

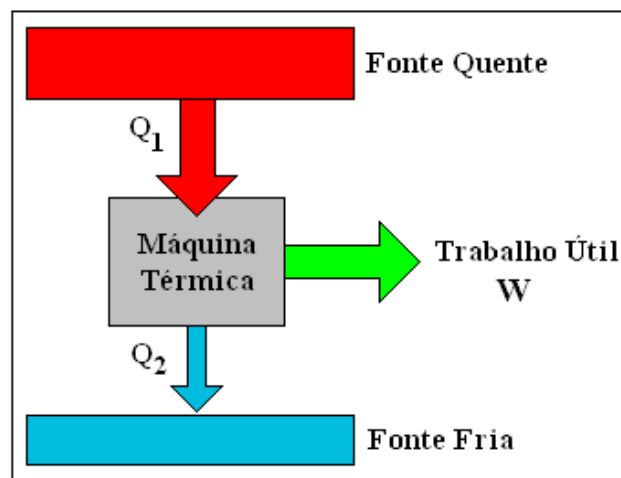


Figura A.5 – Esquema de uma máquina térmica.

A figura A.5 acima representa esquematicamente uma máquina térmica. O rendimento dessa máquina térmica pode ser expresso pela razão entre a energia útil e a energia total representada pelo calor retirado da fonte quente Q_1 : $\eta = \frac{W}{Q_1}$. Como $W = Q_1 - Q_2$, então temos $\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$. Nas fórmulas descritas, as quantidades de calor foram consideradas em módulo.

Já as máquinas frigoríficas funcionam de forma inversa as máquinas térmicas, ou seja, são dispositivos que, durante seu funcionamento, efetuam a transformação de trabalho em calor.

Os refrigeradores são máquinas frigoríficas que, ao funcionarem, transferem calor de um sistema em menor temperatura para o meio exterior que se encontra a uma temperatura mais alta. Uma vez que essa passagem de calor não é espontânea, ou seja, ocorrendo à custa de um trabalho que nas geladeiras é realizado pelo compressor, então o enunciado de Clausius da segunda lei não é contrariado.

Apêndice B – O Ciclo de Carnot

Das diversas maneiras que podemos realizar um ciclo, existe uma, em particular, muito importante. Tal ciclo, denominado *ciclo de Carnot*, foi descrito e analisado por um jovem engenheiro francês chamado *Nicolas Leonard Sadi Carnot* que foi o primeiro a escrever cientificamente a respeito de motores térmicos. Ele nasceu em Paris em 1796 e morreu, na mesma cidade, durante uma epidemia de cólera em 1832 aos 36 anos de idade.

B.1 – BREVE HISTÓRICO

Em 1824, *Carnot* publicou “*Réflexions sur la Puissance Motrice du Feu et sur les Machines Propres a Développer Cette Puissance*” (Reflexões sobre Potência Motriz do Calor e Máquinas Próprias para Aumentar essa Potência) – o qual faz revisão das importâncias industrial, política e econômica da máquina a vapor.

Apesar da importância do seu estudo no desenvolvimento da ciência da Termodinâmica, ele foi inicialmente ignorado, talvez em virtude da liderança da Inglaterra na tecnologia das máquinas a vapor.

Carnot atentou para o fato de que a diferença de temperatura era a fonte real da potência motora, que a passagem de calor tinha um papel significativo e que a escolha da substância do motor não tinha importância teórica.

Em alguns de seus últimos escritos, publicados postumamente em 1872, tornou-se claro que *Carnot* antevira o princípio da conservação da energia e havia feito uma determinação precisa do equivalente mecânico do calor.

O reconhecimento desse grande trabalho ocorreu postumamente quando *Clausius*, na Alemanha, e *Kelvin*, na Inglaterra, desenvolveram a moderna teoria da Termodinâmica, incorporando nela as idéias de *Carnot*.

Carnot desenvolveu os conceitos de motor reversível e do ciclo reversível que recebeu o seu nome. Ele enunciou um importante teorema a esse respeito, que diz: ***O rendimento de todos os motores reversíveis que trabalham entre as mesmas duas temperaturas é o mesmo, e nenhum motor irreversível trabalhando entre essas mesmas temperaturas pode ter maior rendimento do que esse.*** Conforme podemos observar, nada foi dito a respeito da substância empregada, de modo que o rendimento de um motor reversível é independente dela e é apenas função das temperaturas das fontes e, mais adiante, comprovaremos matematicamente essa afirmação. Logo, duas máquinas térmicas

diferentes que operem sob mesma temperatura, no ciclo de *Carnot*, possuem rendimentos iguais.

B.2 – O FUNCIONAMENTO DO CICLO

O ciclo consiste em duas transformações isotérmicas, alternadas com duas transformações adiabáticas e está representado no diagrama abaixo para um gás ideal.

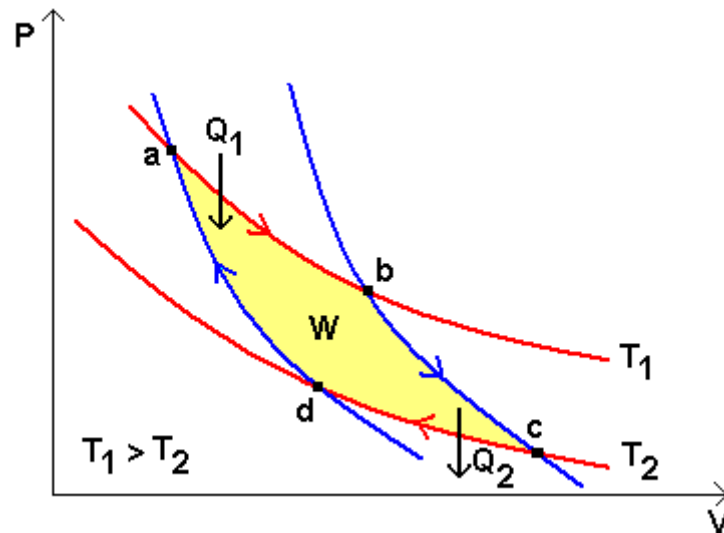


Figura B.1 – Ciclo de *Carnot*.

Na transformação isotérmica, *ab*, o gás absorve o calor Q_1 , enquanto se expande. Este calor é absorvido de uma fonte à temperatura T_1 . Isolando termicamente o sistema, deixamos que ele continue a se expandir. O sistema não troca calor com a vizinhança e sua temperatura cai para o valor T_2 . Esta transformação adiabática é representada pela curva *bc*. De *c* para *d* temos uma compressão isotérmica, na qual o gás cede calor para a fonte fria à temperatura T_2 e, finalmente, com uma compressão adiabática, *da*, o gás retorna às condições iniciais. Quando um dispositivo opera segundo este ciclo, dizemos que ele é uma *máquina de Carnot*.

A importância do *ciclo de Carnot* é devida ao teorema seguinte, conhecido como *teorema de Carnot*, que diz: ***Nenhuma máquina térmica que opere entre duas dadas fontes, às temperaturas T_1 e T_2 , pode ter maior rendimento que uma máquina de Carnot operando entre estas mesmas fontes.***

O trabalho total W realizado pelo sistema durante o ciclo é representado pela área contida no percurso *abcd* da figura B.1 acima. A quantidade total de calor recebida pelo sistema no ciclo é $Q_1 - Q_2$, onde Q_1 é o calor absorvido no trecho *ab* e Q_2 é o calor cedido

no trecho *cd*. O estado inicial e final do ciclo coincidem, de modo que não há variação de energia interna ΔU do sistema. Então, a partir do primeiro princípio da Termodinâmica, $W = Q_1 - Q_2$ no ciclo. O resultado do ciclo é que o calor foi convertido em trabalho pelo sistema. Qualquer quantidade de trabalho que se deseje pode ser obtida simplesmente repetindo o ciclo. Assim, o sistema funciona como uma máquina térmica.

Embora as máquinas térmicas não trabalhem a rigor num ciclo reversível, o ciclo de Carnot fornece informações úteis a respeito do comportamento de qualquer máquina térmica.

O rendimento η de uma máquina térmica é definido pela relação entre o trabalho total efetuado por ela durante um ciclo e o calor que ela recebe da fonte quente, durante o mesmo. Assim,

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

O rendimento de um motor que usa um gás perfeito percorrendo um ciclo de Carnot pode também ser dado como $\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ onde T_1 e T_2 estão na escala absoluta, ou seja, na escala *Kelvin*. A demonstração de como se chega a essa equação está no item B.3 a seguir.

O rendimento referenciado acima é o máximo rendimento que um motor pode ter, funcionando entre as temperaturas T_1 e T_2 . Para se ter 100% de rendimento T_2 deve ser nulo. Somente quando a fonte fria está no zero absoluto é que todo o calor absorvido da fonte quente pode ser transformado em trabalho.

A peculiaridade fundamental de todo processo de resfriamento é que quanto mais baixa é a temperatura maior é a dificuldade de baixá-la mais. Essa experiência conduziu à formulação do *terceiro princípio da Termodinâmica*, que pode ser enunciado da seguinte forma: ***É impossível, por meio de qualquer processo, não importa como idealizado seja, levar um sistema ao zero absoluto num número finito de operações.*** Assim, como não se pode obter um reservatório térmico a zero grau absoluto, o motor com 100% de rendimento é uma impossibilidade prática.

B.3 – DEMONSTRAÇÃO DO RENDIMENTO DO CICLO DE CARNOT

Demonstração do rendimento para um ciclo de *Carnot* a partir das temperaturas T_1 e T_2 :

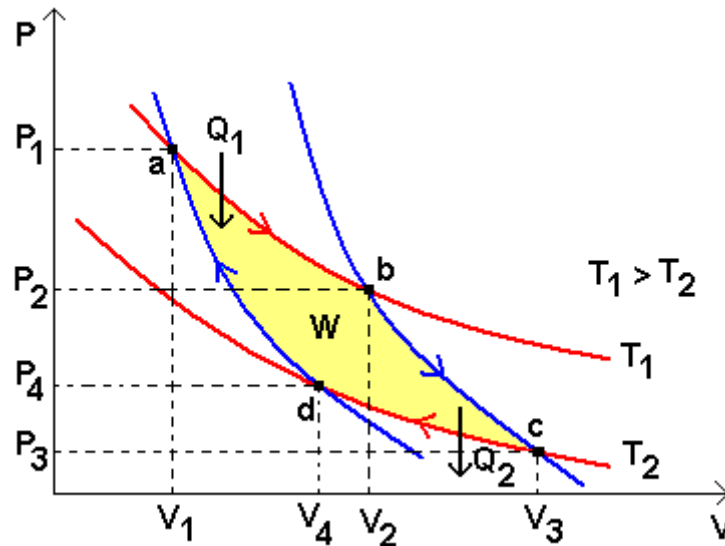


Figura B.2 – Ciclo de *Carnot*

Ao longo da isoterma **ab**, a temperatura, e, portanto a energia interna do gás perfeito, permanece constante. Pelo primeiro princípio, o calor Q_1 absorvido pelo gás na expansão deve ser igual ao trabalho W_1 realizado durante a mesma. Considerando-se um mol de gás que evolui, tem-se:

$$Q_1 = W_1 = RT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Analogamente, na compressão isotérmica ao longo de **cd**, tem-se:

$$Q_2 = W_2 = RT_2 \ln \frac{V_3}{V_4}.$$

Dividindo-se a primeira equação pela segunda, temos:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)}{T_2 \ln \left(\frac{V_3}{V_4} \right)}.$$

Da equação relativa à transformação isotérmica de um gás ideal obtém-se para **ab** e **cd**:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2,$$

$$p_3V_3 = p_4V_4.$$

Da equação relativa à transformação adiabática de um gás perfeito obtém-se para **bc** e **da**:

$$p_2V_2^\gamma = p_3V_3^\gamma,$$

$$p_4V_4^\gamma = p_1V_1^\gamma.$$

Multiplicando essas quatro equações entre si e cancelando o fator $p_1p_2p_3p_4$ que aparece em ambos os termos, teremos:

$$V_1V_2^\gamma V_3V_4^\gamma = V_2V_3^\gamma V_4V_1^\gamma,$$

de onde

$$(V_2V_4)^\gamma - 1 = (V_3V_1)^\gamma - 1$$

e

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}.$$

Introduzindo esta conclusão na expressão de Q_1/Q_2 , vê-se que:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2},$$

e, assim,

$$\boxed{\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}}.$$

Apêndice C – O Ciclo Rankine

O *Ciclo Rankine* é um ciclo termodinâmico que tem sua eficiência máxima obtida através da eficiência de um *Ciclo de Carnot*. O *Ciclo Rankine* é ideal para uma unidade motora simples a vapor, compreendendo os processos termodinâmicos básicos listados abaixo e apresentados no diagrama **T-s**, figura C.1.

- **a – b**: Processo de bombeamento adiabático reversível;
- **b – c**: Processo de troca de calor a pressão constante, na caldeira;
- **c – d**: Processo de expansão adiabática reversível (turbina ou pistão);
- **d – a**: Processo de troca de calor a pressão constante, no condensador.

As indicações Q_1 e Q_2 , mostradas na figura C.1, significam respectivamente, a transferência de calor do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho e do fluido de trabalho para o reservatório de baixa temperatura.

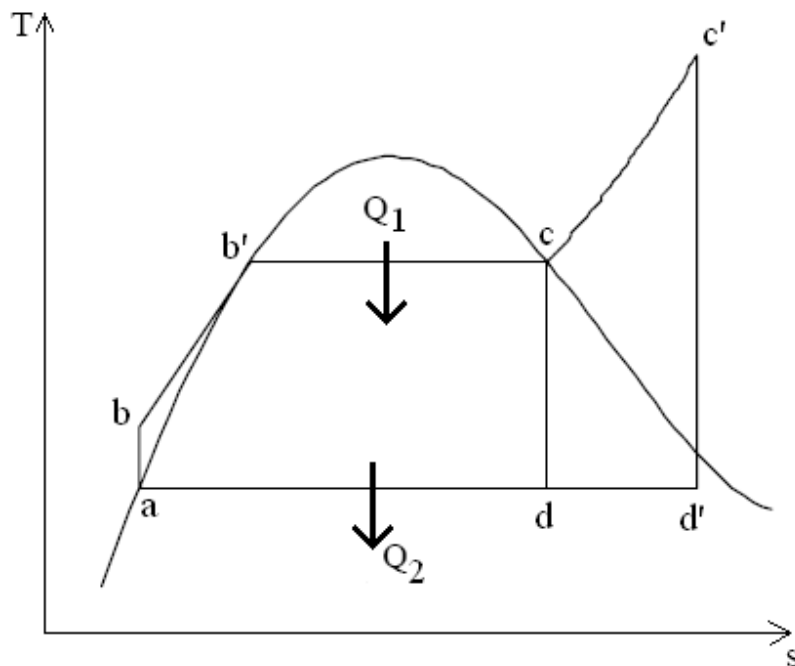


Figura C.1 – Ciclo *Rankine* - Temperatura x Entropia (CORRÊA, 2001).

Este ciclo inclui também a possibilidade de superaquecimento do vapor, como o ciclo **a – b – c' – d'**. Na análise do ciclo considera-se o rendimento como dependente da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual ele é rejeitado. O rendimento do ciclo de *Carnot* pode ser expresso por:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{Líquido}}}{Q_1},$$

onde $W_{Líquido}$ é o trabalho mecânico produzido no eixo e Q_I é a energia fornecida pelo combustível.

O rendimento do ciclo *Rankine* é significativamente afetado pelas alterações na pressão e temperatura de operação e qualquer medida que eleve a temperatura média na qual o calor é fornecido, como superaquecimento do vapor, o aquecimento regenerativo (entre b e b'), ou reduza a temperatura média na qual ele é rejeitado, como a condensação do vapor em pressão negativa ou vácuo, eleva o rendimento do ciclo.

Esta redução de pressão na condensação produz um efeito prático indesejável que é a redução do título² do vapor na saída da turbina, que provoca queda de rendimento e erosão nas palhetas da turbina.

Uma medida que eleva a temperatura média de fornecimento do calor é o aumento da pressão máxima do ciclo. Entretanto, esta alteração contribui também para a redução do título do vapor na saída da turbina. A alternativa tecnológica que permite aproveitar os benefícios destas medidas é o reaquecimento do vapor, cujo efeito direto sobre a temperatura média de fornecimento não é significativo, mas elimina o risco de comprometimento das palhetas da turbina com umidade.

Em um ciclo real a vapor com turbina o processo $a - b$ é o bombeamento da água, chamada neste ponto de condensado, da pressão de condensação até a pressão de geração de vapor na caldeira. Em $b - b'$, a água passa por aquecimento, que pode ser realizado no interior da caldeira ou em aquecedores externos, no ciclo regenerativo, atingindo a temperatura de vaporização na pressão de trabalho da caldeira. Em $b' - c$ a água passa do estado de líquido saturado a vapor saturado, recebendo calor do combustível no interior da caldeira. Em $c - d$, o vapor se expande na turbina realizando o trabalho útil e em $d - a$, o vapor rejeita calor no condensador retornando ao estado líquido para novamente ser bombeado.

O ciclo a vapor real difere do ciclo ideal principalmente devido aos seguintes fatores:

- Perdas de carga e de transferência de calor nas tubulações de transporte do vapor e da caldeira;
- Perdas na turbina associadas ao escoamento do fluido de trabalho e a transferência de calor;

² Título do vapor é a razão entre massa de vapor e a massa total, líquido mais vapor, quando uma substância está no estado de saturação.

- Perdas na bomba decorrentes principalmente das irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido;
- Perdas no condensador, como a redução de temperatura do condensado abaixo da sua temperatura de saturação.

Apêndice D – O Ciclo Brayton

O *Ciclo Brayton* é um ciclo termodinâmico ideal para unidades motorizadas que dispõem de uma turbina a gás simples. A turbina a gás simples pode ser de ciclo aberto ou fechado, utilizando um processo de combustão interna ou processos de troca de calor, respectivamente.

Os diagramas **P-v** e **T-s** apresentados na figura D.1 e figura D.2, respectivamente, apresentam processos termodinâmicos básicos do ciclo *Brayton*, os quais são listados abaixo:

- **a – b**: Processo de compressão isentrópico;
- **b – c**: Processo isobárico de troca de calor;
- **c – d**: Processo de expansão isentrópica;
- **d – a**: Processo isobárico de troca de calor;

Em ambas as figuras, D.1 e D.2, as indicações Q_1 e Q_2 significam, respectivamente, a transferência de calor do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho e do fluido de trabalho para o reservatório de baixa temperatura.

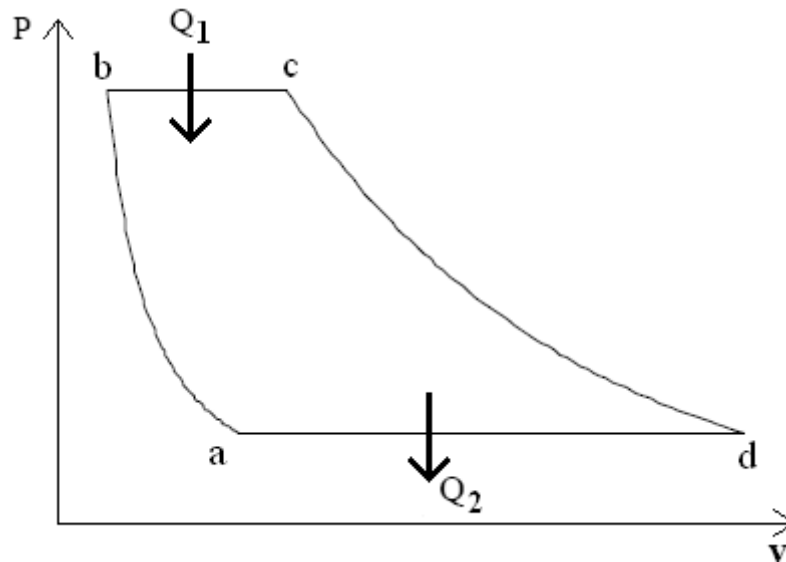


Figura D.1 – Ciclo *Brayton* – Diagrama Pressão x Volume (CORRÊA, 2001).

O rendimento do ciclo *Brayton* é determinado pela expressão:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_a(T_d/T_a - 1)}{T_b(T_c/T_b - 1)} \quad \text{ou} \quad \eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_b} = 1 - \frac{1}{(P_b/P_a)^{(k-1)/k}}$$

Podemos notar, pelas expressões acima, que o rendimento é função da relação de pressão isoentrópica, aumentando quando ela aumenta. O aumento da temperatura na qual o calor é fornecido também eleva o rendimento do ciclo, mas seu limite é determinado por considerações metalúrgicas nas turbinas reais.

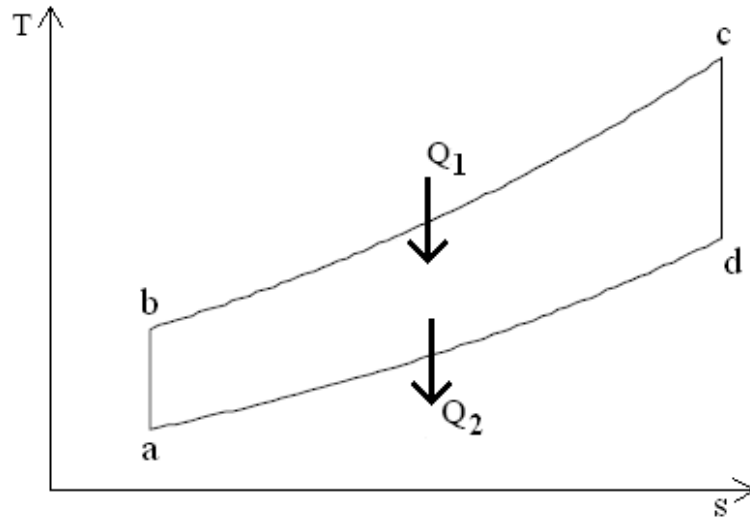


Figura D.2 – Ciclo *Brayton* – Diagrama Temperatura x Entropia (CORRÊA, 2001).

Na turbina real de ciclo aberto, o processo *a – b* se realiza no compressor, o *b – c* na câmara de combustão, o *c – d* na turbina e o *d – a* na própria atmosfera, com a exaustão dos gases quentes e a admissão de ar.

A turbina a gás real difere do ciclo ideal principalmente devido aos seguintes fatores: irreversibilidades no compressor e na turbina; e perda de carga nas passagens do fluido pela câmara de combustão ou pelo trocador de calor, respectivamente no ciclo aberto e no ciclo fechado.

Outra característica importante do ciclo *Brayton* é a grande quantidade de trabalho necessário no compressor, comparado com o trabalho produzido na turbina. O compressor pode necessitar de 40% a 80% (VAN WYLEN, SONNTAG, 1976) da potência desenvolvida na turbina. Se a eficiência do compressor for inferior a aproximadamente 60%, então todo o trabalho produzido na turbina se destinará a acionar o compressor e o rendimento global será nulo. Isto se deve ao fato de estarmos comprimindo ou pressurizando um gás que tem um volume específico muito alto e, portanto, exige grande quantidade de trabalho³.

³ $W_{\text{Compressão}} = -\int_{P_1}^{P_2} v \cdot dP$

Alguns mecanismos podem ser utilizados para elevar o rendimento da turbina a gás em ciclo simples, tais como: a introdução de um recuperador de calor, o qual transfere energia dos gases de exaustão para o ar de combustão após o compressor e antes da câmara de combustão, também chamado de regenerador; a separação do processo de compressão em vários estágios para resfriamento intermediário do ar e redução do seu volume específico ou a expansão em vários estágios com reaquecimento. A limitação de seu uso está no encarecimento do equipamento.