

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2014



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

PÉRICLES FERNANDO PEREIRA

**ESTUDO SOBRE UMA TURBINA A GÁS INSTALADA EM UMA REFINARIA DE
PETRÓLEO**

Guaratinguetá
2014

PÉRICLES FERNANDO PEREIRA

ESTUDO SOBRE UMA TURBINA A GÁS INSTALADA EM UMA REFINARIA DE
PETRÓLEO

Trabalho de Graduação
apresentado ao Conselho de Curso
de Graduação em Engenharia
Mecânica da Faculdade de
Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, como parte dos
requisitos para obtenção do diploma
de Graduação em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Guaratinguetá
2014

P436e Pereira, Péricles Fernando
 Estudo sobre uma turbina a gás instalada em uma refinaria de petróleo/
Péricles Fernando Pereira– Guaratinguetá, 2014.
 49 f : il.
 Bibliografia: f. 48-49

 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.
 Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

 1. Turbinas a gás 2. Análise energética I. Título

CDU 621.438

ESTUDO SOBRE UMA TURBINA A GÁS INSTALADA EM UMA
REFINARIA DE PETRÓLEO

PÉRICLES FERNANDO PEREIRA

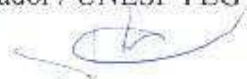
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
UNESP-FEG


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
UNESP-FEG

Dezembro de 2014



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

DADOS CURRICULARES

PÉRICLES FERNNDO PEREIRA

2007/2014	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista – UNESP – <i>Campus</i> de Guaratinguetá
FILIAÇÃO	José Ronaldo Pereira Regina Célia de Freitas Pereira
NASCIMENTO	24/01/1985

À todos aqueles que tornaram possível este momento, especialmente aos meus pais que desde o início me mostraram o caminho.

AGRADECIMENTOS

À Deus pelo dom da vida

Ao meu orientador *Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna*, pela disposição e apoio.

À empresa que proporcionou as ferramentas para este estudo, juntamente com os colaboradores que prestaram estimada ajuda.

À Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá e todos os seus funcionários, pelo período inesquecível de minha vida.

Às pessoas que fazem parte da minha vida, que sempre acreditaram e me motivaram em todos os momentos, em especial minha esposa Elaine Vinhas.

Por fim, aos companheiros que também trilharam este caminho junto comigo.

Independente do que você faça, você deve ter profundo interesse, desejo e paixão. Se não tiver, você não deveria estar fazendo isso. Meu trabalho nunca é um trabalho. Meu trabalho é minha vida.

PEREIRA, P. F. **Estudo sobre uma Turbina a Gás instalada em uma refinaria de petróleo.** 2014. 49 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

RESUMO

A turbina a gás (TG) é conhecida por apresentar: baixo custo de capital em relação a quantidade de energia, alta flexibilidade, alta confiabilidade, tempo de entrega curto, comissionamento e operação comercial no início e rápida partida. A turbina a gás é também reconhecida por seu melhor desempenho ambiental, que se manifesta na contenção da poluição do ar e reduzindo os gases de efeito estufa (Mahi, 1994).

As turbinas a gás no modo simples ciclo (SC) têm sido muito utilizadas pelas concessionárias para geração de energia limitada de pico. Além disso, instalações industriais usam unidades de turbinas a gás para geração de energia no local, geralmente em combinação com a produção de calor de processo, tais como água quente e vapor de processo. Nos últimos anos, o desempenho de turbinas industriais a gás foi melhorado, devido a investimentos consideráveis em pesquisa e em desenvolvimento, em termos de combustível para eficiência de conversão de energia elétrica, capacidade da planta, disponibilidade e confiabilidade. A maior disponibilidade de recursos energéticos, como o gás natural (GN), a redução significativa dos custos de capital e a introdução de ciclos avançados, também têm sido um fator de sucesso para o aumento da utilização de turbinas a gás para aplicações de carga de base (Poulikas, 2004).

O Ciclo aberto de Turbina a Gás com maior grau de calor para a atmosfera pode alternativamente ser usado para produzir energia elétrica adicional por meio de um ciclo de vapor ou compor um processo de cogeração. O ciclo combinado (CC) utiliza o calor dos gases de exaustão da turbina

a gás para aumentar a produção de potência e aumentar a eficiência global de mais de 50% segundo (Najjar, 2001).

A descoberta inicial destes ciclos no mercado de geração de energia comercial foi possível devido ao desenvolvimento da turbina a gás. Só a partir da década de 1970 que a temperatura de entrada da turbina a gás e, portanto, as temperaturas de gases de escape, foi suficientemente altas para permitir uma melhor eficiência nos ciclos combinados. O resultado foi uma usina de energia com alta eficiência, baixo custo de instalação, e um tempo de entrega rápido. No final dos anos oitenta, as centrais de ciclo combinado atingiram eficiência térmica de mais de 40%, com uma crescente escalada nos próximos anos. O estado atual é de 58% de eficiência térmica (Kehlhofer, 2009).

Neste contexto, este trabalho tem o objetivo de estudar o Sistema de Cogeração de uma Turbina a Gás instalada em uma refinaria de petróleo.

PALAVRAS CHAVE: Turbina a Gás, Cogeração, Ciclo Brayton

PEREIRA, P. F. **Study on the Gas Turbine installed in an oil refinery**. 2014. 49 p. Final Papers (Graduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do *Campus* de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

ABSTRACT

The gas turbine (GT) is known to have: low cost of capital over the amount of energy, high flexibility, high reliability, short delivery time, commissioning and commercial operation at the beginning and quick departure. The gas turbine is also recognized for its superior environmental performance, manifested in air pollution containment and reducing greenhouse gases (Mahi, 1994).

Gas turbines in simple cycle mode (SC) have long been used by utilities to limited power generation peak. In addition, manufacturing facilities use gas turbines for power generation units on site, often in combination with the process of heat production, such as hot water and steam process. In recent years, the performance of industrial gas turbines has been improved due to significant investments in research and development, in terms of fuel to electricity conversion efficiency, plant capacity, availability and reliability. The greater availability of energy resources such as natural gas (NG), the significant reduction of capital costs and the introduction of advanced cycles, have also been a success factor for the increased use of gas turbines to load applications base (Poulikas, 2004).

Open Cycle Gas Turbine with a greater degree of heat to the atmosphere may alternatively be used to produce additional electricity using a steam cycle, or to compose a cogeneration process. The combined cycle (CC) uses the heat from the gas turbine exhaust gas to increase the power output and increase the overall efficiency of more than 50% second (Najjar, 2001).

The initial discovery of these cycles in the commercial power generation market was possible due to the development of the gas turbine. Only from the 1970s that gas turbine inlet temperature and therefore the exhaust gas temperature was sufficiently high to allow a better efficiency in the combined cycle. The result was a power plant with high efficiency, low installation cost, and fast delivery time. In the late eighties, the combined cycle plants reached thermal efficiency of over 40%, with a growing escalation in the coming years. The current state is 58% thermal efficiency (Kehlhofer, 2009).

In this context, this work aims to study the Cogeneration System of a turbine installed gas in an oil refinery.

KEY WORDS: Gas Turbine, cogeneration, Brayton Cycle

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 – Esquema de uma Turbina a Vapor	20
Fig. 2 – Diagrama Entropia-Temperatura (T-s) do Ciclo de Vapor (Wyllen, 2003)	21
Fig. 3 – Ciclo de Brayton aberto e fechado	25
Fig. 4 – Diagrama Pressão-Volume (P-v) e Entropia-Temperatura (T-s) do Ciclo de Brayton ...	26
Fig. 5 – Gráfico Eficiência do Ciclo x Razão de Pressão	28
Fig. 6 – Gráfico Razão de pressão x Máximo Trabalho por quilograma de ar (Boyce, 2002)	29
Fig. 7 – <i>Ciclo Combinado – Combinação de um Ciclo Brayton e Ciclo Rankine</i>	32
Fig. 8 – Ciclo da Turbina a Gás em uma Refinaria de Petróleo	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação termodinâmica da turbina a gás (TG), turbina a vapor (TV) e os processos de ciclo combinado (CC).....	34
Tabela 2 – Análise dos Produtos da Combustão de 1 mol de gás natural com 100% de excesso de ar	40
Tabela 3 - Constantes para cada substância dos gás	42
Tabela 4 – Cálculo do C_{p0} de cada substância dos gases do produto da combustão do Gás Natural.....	42
Tabela 5 – Propriedades do Gás Natural de Referência	44

SUMÁRIO

1 – INTRODUÇÃO.....	16
2 – CICLOS TÉRMICOS PARA A COGERAÇÃO.....	19
2.1 – ASPECTOS GERAIS	19
2.2 – O CICLO DE RANKINE.....	20
2.3 – TURBINA A VAPOR.....	22
2.4 – O CICLO DE BRAYTON	24
2.5 – TURBINA A GÁS	29
3 – O CICLO COMBINADO.....	31
3.1 – EFICIÊNCIA IDEAL DA CENTRAL DE CICLO COMBINADO	33
3.2 – EFICIÊNCIA DA CENTRAL DE CICLO COMBINADO	35
4 – ESTUDO DE CASO DE UMA TURBINA A GÁS EM UMA REFINARIA DE PETRÓLEO	37
5 – CONCLUSÃO.....	47
REFERÊNCIAS.....	48

1 – INTRODUÇÃO

A Cogeração é a produção de duas ou mais formas de energia a partir de uma única planta industrial (Boyce, 2002). Uma situação de cogeração ideal existe quando há uma igualdade entre o poder e as demandas térmicas. Em vários casos, a procura de calor pode variar com as mudanças sazonais (maiores cargas de calor durante o inverno e menos durante o verão), horários de pico, necessidade de um processo químico, entre outras. A escolha do equipamento (tipo, tamanho, etc) é fortemente influenciada pelo padrão de demanda de carga.

Os seguintes dados são necessários para avaliar a viabilidade de cogeração:

- . Demanda de Energia com variações (sazonal e diária);
- . Cargas de calor exigido (índice de calor e fluxo de massa);
- . Requisitos de pico para calor e electricidade;
- . Exigências especiais da planta - Aquecedores, refrigeradores, requisitos de ar de plantas, etc;
- . Disponibilidade de combustível;
- . Impacto ambiental;
- . Considerações de confiabilidade, disponibilidade e facilidade de manutenção.

A recuperação de calor residual tornou-se economicamente viável e está sendo tratada hoje em uma escala muito grande. Plantas industriais em todo o mundo estão considerando cogeração e centrais de ciclo combinado. Ciclos *bottoming cycle* para as unidades de turbinas a gás estão sendo investigados com muitos fluidos de trabalho, tais como vapor, freon, amoníaco, butano, etileno, para citar apenas alguns. O uso de petróleo pesado e outros combustíveis sujos, tais como produtos de carvão e resíduos pulverizados, como serragem, apoia o uso de turbinas a gás externamente para superar a redução da vida útil causada pela passagem de gás quente com

contaminantes no combustível. O uso de calor residual a partir de plantas de vários processos sejam eles na indústria de papel, petroquímica, ferro/aço ou unidades de geração de energia modificada, pode converter diretamente a energia de resíduos em energia útil.

Como resultado da consciência da energia que começou por volta de 1973, ano que ocorreu a primeira crise internacional do petróleo, e 1979, ano que ocorreu a segunda crise internacional do petróleo, a indústria do mundo tem mostrado um crescente interesse no conceito de cogeração. Os primeiros sistemas de cogeração não possuíam uma flexibilidade para atender as variações na demanda (sazonal ou diária). Isso criou problemas para manter constante a demanda de eletricidade e calor. Devido a isso, alguns dos primeiros sistemas de cogeração não foram totalmente bem sucedidos.

As premissas que envolvem a cogeração é que os motores dos dias atuais têm baixa eficiência, o que implica que uma parte maior da energia do combustível está sendo convertida em calor, em vez de potência no eixo. Cogeração, então, envolve a utilização sequencial do calor residual para algumas necessidades relacionadas com o processo, tais como a secagem, a produção de vapor, refrigeração de absorção e de calor auxiliar para fornos.

Segundo Boyce (2002), em 1983, cerca de 5% da energia produzida nos Estados Unidos foi cogerada. No ano de 2010, mais de 20% da energia foi cogerada. Na Europa, onde os custos de energia têm sido historicamente mais elevados, a cogeração tem sido bem estabelecida. Por exemplo, na Alemanha, cerca de 25% a 35% da energia consumida é cogerada.

No outono de 1978, o Congresso dos Estados Unidos aprovou a Lei de Políticas Regulatórias de Utilidade Pública, comumente conhecida como PURPA. A PURPA impõe que a Comissão Federal Regulatória de Energia (FERC) estabeleça regras para incentivar a cogeração.

Consequentemente houve a queda no preço do petróleo e o fornecimento de gás natural aumentou, reduzindo o custo de energia elétrica.

Desta forma as plantas industriais de energia fóssil da década de 1990 e início do milênio são as usinas de energia de ciclo combinado. Estas plantas têm substituído as grandes instalações de turbinas a vapor, que foram as principais plantas industriais de energia fóssil até 1970.

2 – CICLOS TÉRMICOS PARA A COGERAÇÃO

2.1 – ASPECTOS GERAIS

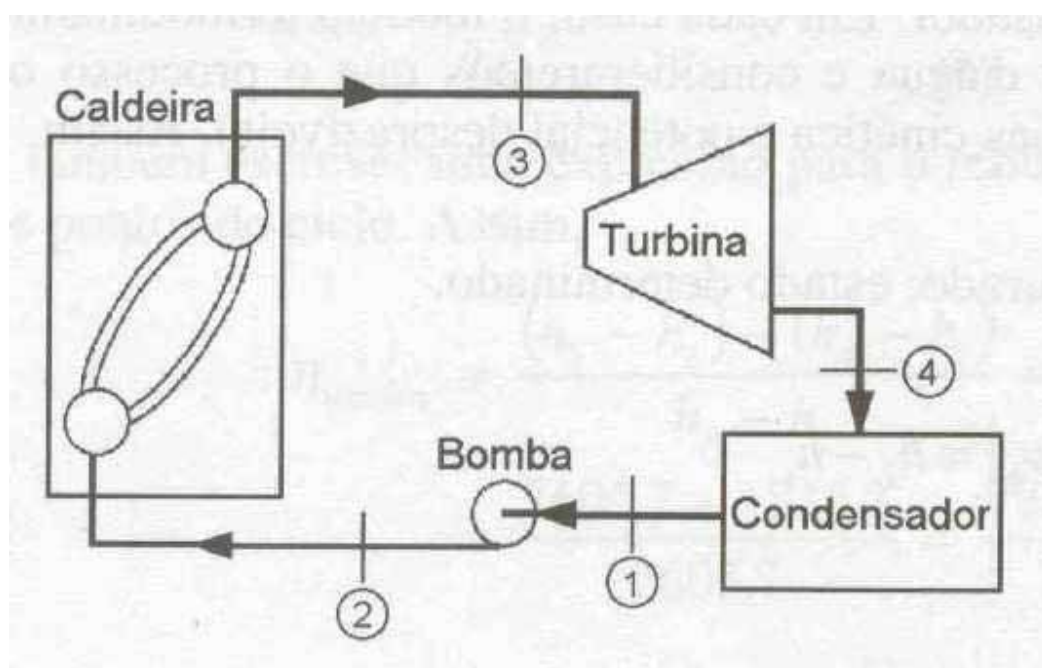
A aplicação mais comum da expressão Cogeração é para a produção de energia elétrica e de vapor para utilização em aplicações de processo. Isso não quer dizer que outros tipos de centrais de cogeração não estão sendo projetados e usados. As centrais de cogeração são usadas para produzir energia, e usar diretamente os gases de escape dos principais motores para o pré-aquecimento do ar em fornos, ou para o uso em sistemas de refrigeração de absorção, ou para o aquecimento de vários tipos de fluidos em diferentes aplicações de processos. Sistemas de cogeração também são usados em plantas petroquímicas, onde as unidades de força motora são usadas para acionar compressores que comprimem gases de processo, e então o calor residual é usado tanto para a produção de vapor para uso em processo, ou para uso direto em processos.

Um exemplo de cogeração é uma central de ciclo combinado, que é um termo normalmente associado com planta industrial de energia elétrica, que utiliza o calor residual do motor principal para a produção de vapor e, conseqüentemente, o vapor é usado em uma turbina a vapor para a produção de energia adicional. No entanto, tecnicamente, o termo pode ser utilizado para qualquer combinação de ciclos. Muitas plantas pequenas usam o ciclo Diesel como o ciclo *topping cycle*, com o ciclo de Rankine como o ciclo *bottoming cycle*. As plantas também estão usando o Ciclo Brayton tanto como ciclo *topping cycle* e os ciclos *bottoming cycle*. Desta forma este trabalho aborda o estudo de uma turbina a gás que opera de acordo com o ciclo de Brayton que aproveita o calor dos gases de exaustão para produção de vapor, que é utilizado tanto no processo de forma direta, como no acionamento de turbinas a vapor (turbo-geradores ou turbo-bombas).

2.2 – O CICLO DE RANKINE

O ciclo de Rankine, que emprega água e vapor como o fluido de trabalho, é o ciclo termodinâmico mais comum utilizado na produção de energia eléctrica. Um diagrama esquemático de uma instalação de energia de vapor é ilustrado na Figura 1. A água entra na bomba de água de alimentação da caldeira e no ponto 1 é bombeado isentropicamente para a caldeira. O líquido comprimido em 2 é aquecido, evaporado e superaquecido na Caldeira. O vapor deixa a caldeira em 3, expande isentropicamente na turbina a vapor ideal para 4, e passa para o condensador. Água circulante condensa o vapor em líquido saturado em 1, a partir da qual o estado do ciclo repete-se.

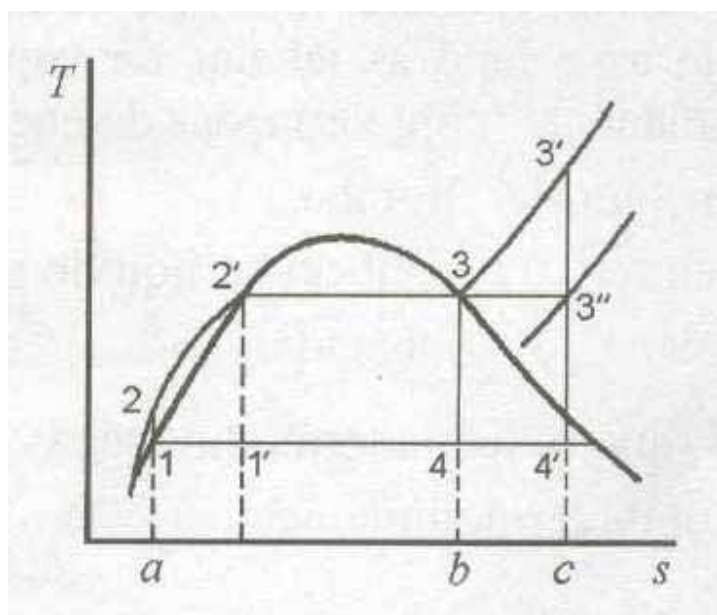
Fig. 1 – Esquema de uma Turbina a Vapor



Fonte: (Wyllen, 2003).

Os diagramas termodinâmicos correspondentes ao ciclo de vapor na Figura 1, que representa os estados termodinâmicos, são ilustrados no diagrama entropia-temperatura (T-s) na Figura 2.

Fig. 2 – Diagrama Entropia-Temperatura (T-s) do Ciclo de Vapor (Wylen, 2003)



Fonte: (Wylen, 2003).

O trabalho realizado pela turbina a vapor \dot{W}_{TV} é dado por:

$$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_{TV} (h_3 - h_4) \quad (2.1)$$

onde \dot{m}_{TV} é o fluxo de massa de vapor e h_3 e h_4 são as entalpias nos pontos 3 e 4.

O trabalho líquido produzido pelo sistema, $\dot{W}_{líq}$, é o trabalho da turbina menos o trabalho da bomba, \dot{W}_{bomba} , necessária para elevar a água para a pressão desejada, e é expressa abaixo:

$$\dot{W}_{líq} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{bomba} \quad (2.2)$$

A análise acima pressupõe uma expansão isentrópica ideal entre os pontos 3 e 4. Em uma turbina a vapor, o processo real não é isentrópico e alguma perda ocorre. A expansão ocorre entre os pontos 3 e 4. O trabalho da bomba é muito menor do que o trabalho da turbina e podem ser desconsiderados quando da estimativa do desempenho global e da eficiência das centrais de vapor. Mas seu valor é dado por:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{TV} (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

O requisito de entrada de energia para o sistema, Q , é dada por

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{TV} (h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

A eficiência térmica do sistema, η_{ciclo} , é então dada por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_h} \quad (2.5)$$

A eficiência global do sistema pode ser aumentada através de pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira e o ar de combustão de chegada, utilizando gases de escape quentes da turbina de gás ou da caldeira, se disponível.

2.3 – TURBINA A VAPOR

A turbina a vapor pode ser definida como uma máquina térmica em que a energia do vapor é transformada em energia cinética por meio da expansão, e a energia cinética do jato resultante são por sua vez convertida em trabalho de eixo. A idéia básica de turbinas a vapor foi concebida em 120 aC, mas foi em 1883 que a primeira turbina a vapor prática foi desenvolvida por De Laval.

Uma central de turbinas a vapor típica é dividida em suas fontes de calor, a caldeira e o ciclo da turbina a vapor, a qual inclui a turbina, gerador, bombas de condensado e aquecedores de água de alimentação. A turbina a vapor opera no Ciclo de Rankine.

As turbinas a vapor utilizadas em instalações de ciclo combinado modernas são máquinas simples. Os requisitos importantes para uma turbina a vapor moderna em ciclo combinado são:

1. Capacidade de operar em uma ampla gama de fluxos de vapor;
2. Alta eficiência em uma grande faixa de operação;
3. Possibilidades de reaquecimento;

4. Inicialização rápida;
5. Tempo de instalação reduzido;
6. Instalações montado no chão.

As plantas podem operar ao longo de uma vasta faixa de vazão de vapor. Assim, requer uma alta eficiência através de uma ampla faixa operacional. Centrais de ciclo combinado também operam em muitos níveis de pressão.

Uma usina de energia a vapor oferece várias vantagens como uma força motriz para a produção de energia elétrica. Uma grande vantagem é que o processo envolve duas fases de fluido e o fluido de trabalho a ser bombeado a partir da baixa pressão para alta pressão, é líquido. O trabalho necessário para trazer a água para a pressão desejada é menor que o trabalho necessário para aumentar a pressão de gás, comprimindo-o.

Uma segunda vantagem da usina a vapor é a sua capacidade de queimar uma ampla variedade de combustíveis. Uma vez que o fluido de trabalho não entra em contato direto com os produtos de combustão, o combustível pode variar de gás natural para combustível residual pesado e os combustíveis sólidos como o carvão podem ser queimados na caldeira. A desvantagem das instalações de vapor é a grande quantidade de material necessário. Uma vez que a água é aquecida indiretamente na fornalha e os permutadores de calor devem ser muito grandes para levantar a água até a temperatura desejada. A caldeira requer uma grande estrutura de apoio e fundamento. A fim de se obter eficiências elevadas, um ciclo de Rankine de vapor deve ter um condensador de vapor na descarga da turbina. O condensador de vapor requer uma grande área de superfície para arrefecer o vapor de escape. O condensador também exige água de resfriamento, com seus acompanhantes (torres de resfriamento). A instalação de uma planta de

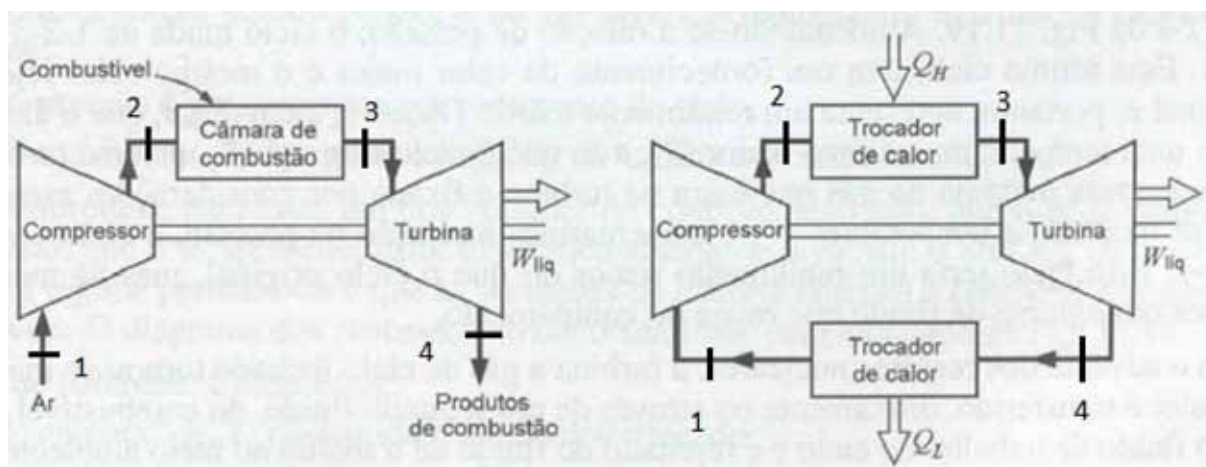
vapor de médio-grande porte requer cerca de 30 a 36 meses para a instalação completa. A atual estimativa de custo de uma usina a vapor é de aproximadamente US\$ 800/kW (Boyce, 2002).

Enquanto a utilização de uma caldeira oferece a vantagem de múltiplas capacidades de combustível, os usos destes combustíveis apresentam problemas. Se combustíveis pesados são queimados, os líquidos devem ser aquecidos antes da introdução dos queimadores. O uso de combustíveis sólidos cria ainda mais problema e as instalações de movimentação do combustível podem ser uma parte considerável do equipamento geral da planta. Combustíveis como o óleo Bunker C e o carvão causam corrosão e problemas de obstrução no trocador de calor devido às impurezas do combustível.

2.4 – O CICLO DE BRAYTON

A forma ideal do Ciclo de Brayton consiste em dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos. Os dois processos isobáricos consistem no sistema de combustão da turbina a gás e o para o processo de transferência de calor após a turbina a gás em ciclo fechado. Os dois processos isentrópicos representam o processo de compressão (compressor) e a expansão (turbina a gás). A Figura 3 ilustra o Ciclo Brayton ideal em sua configuração de ciclo aberto e ciclo fechado.

Fig. 3 – Ciclo de Brayton aberto e fechado



Fonte: (Wylen, 2003).

De acordo com Wylen (2003) denominamos Ciclo de Brayton quando o fluido não apresenta mudança de fase (o fluido sempre está na fase vapor ou um gás), diferente o Ciclo de Rankine quando o fluido de trabalho apresenta mudança de fase nos processos que ocorrem à pressão constante.

A aplicação simplificada da primeira lei da termodinâmica ao Ciclo Brayton padrão ar na Figura 4, assumindo que não há mudanças na energia cinética e potencial, tem as seguintes relações:

Trabalho do compressor:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} (h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

Trabalho da turbina:

$$\dot{W}_{TG} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) (h_3 - h_4) \quad (2.7)$$

Trabalho total:

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_c \quad (2.8)$$

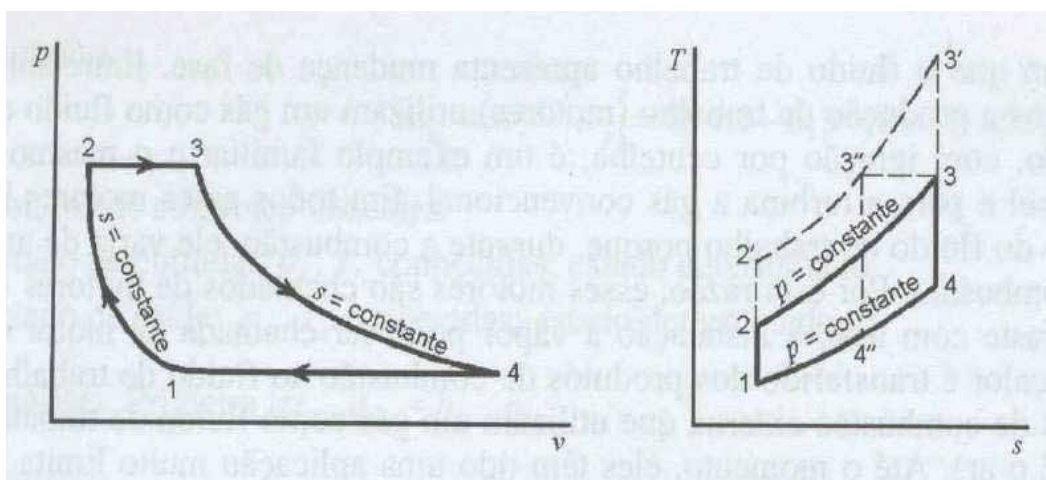
Calor adicionado ao sistema:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI}_{\text{comb}} = (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_{\text{comb}}) h_3 - \dot{m}_{\text{ar}} h_2 \quad (2.9)$$

Assim a eficiência global do ciclo é

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{Q}_h} \quad (2.10)$$

Fig. 4 – Diagrama Pressão-Volume (P-v) e Entropia-Temperatura (T-s) do Ciclo de Brayton



Fonte: (Wylen, 2003).

O aumento da relação de pressão e a temperatura de queima da turbina aumentam a eficiência do ciclo de Brayton. Esta relação de eficiência global do ciclo é baseada em certas suposições de simplificação, tais como:

- (1) $\dot{m}_{\text{ar}} \gg \dot{m}_{\text{comb}}$;
- (2) O gás é caloricamente e termicamente perfeito, o que significa que o calor específico a constante pressão (c_p) e do calor específico a volume constante (c_v) são invariáveis, portanto, a relação de calor específico γ permanece constante durante todo o ciclo;
- (3) A relação de pressão no compressor e na turbina é a mesma;
- (4) Por fim, todos os componentes funcionam a 100% de eficiência.

Com essas premissas, o efeito sobre a eficiência do ciclo ideal em função da relação de pressão para o ciclo de Brayton ideal operando entre a temperatura ambiente e a temperatura de queima é dada pela seguinte relação:

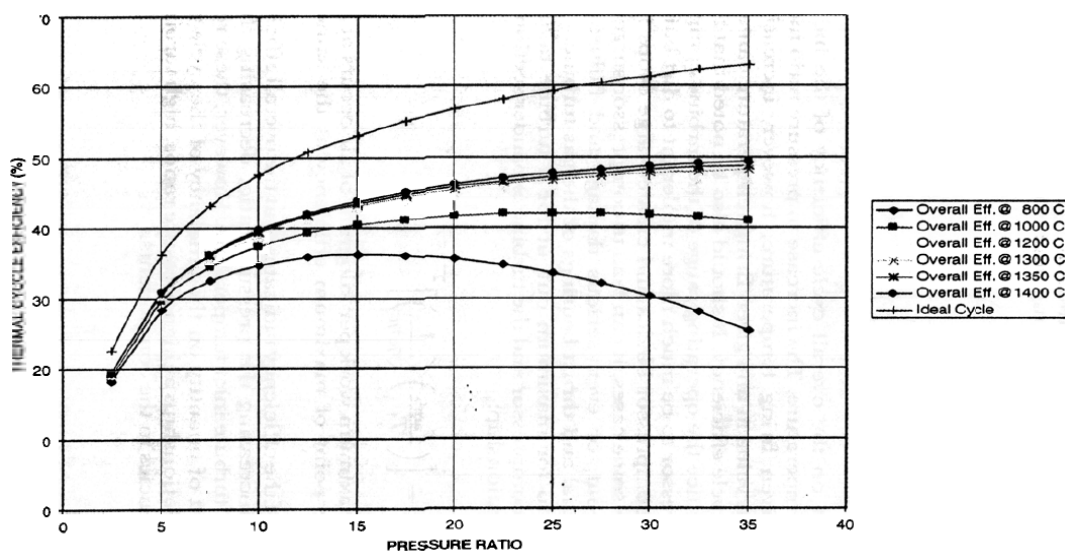
$$\eta_{\text{ideal}} = \left(1 - \frac{1}{\text{Pr}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (2.11)$$

em que Pr é a razão de pressão; e γ é a relação entre os calores específicos. A equação acima tende a ir para números muito elevados quando a razão de pressão é aumentada. No caso do ciclo real, os efeitos da eficiência do compressor (η_c) e da eficiência na turbina (η_t) devem também ser levados em conta para obter a eficiência global do ciclo entre a temperatura de queima (T_t) e a temperatura ambiente (T_{amb}) da turbina. Esta relação é dada na seguinte equação:

$$\eta_{\text{ideal}} = \left(\frac{\eta_t T_t - T_{\text{amb}} \frac{\text{Pr}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}}{T_t - T_{\text{amb}} - T_{\text{amb}} \frac{\text{Pr}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}} \right) \left(1 - \frac{1}{\text{Pr}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (2.12)$$

A Figura 5 ilustra o efeito sobre a eficiência do ciclo global aumentando a razão de pressão e aumentando a temperatura de queima. O aumento da relação de pressão aumenta a eficiência global a uma dada temperatura de queima; no entanto, o aumento da relação de pressão para além de um determinado valor, a qualquer dada temperatura de queima podem realmente resultar na redução da eficiência global do ciclo. Também deve ser notado que para razões muito altas de pressão tendem a reduzir o intervalo de funcionamento do compressor. Isso faz com que o compressor seja muito mais intolerante ao acúmulo de sujeira no filtro de ar de entrada e nas pás do compressor comprometendo assim o desempenho do ciclo.

Fig. 5 – Gráfico Eficiência do Ciclo x Razão de Pressão



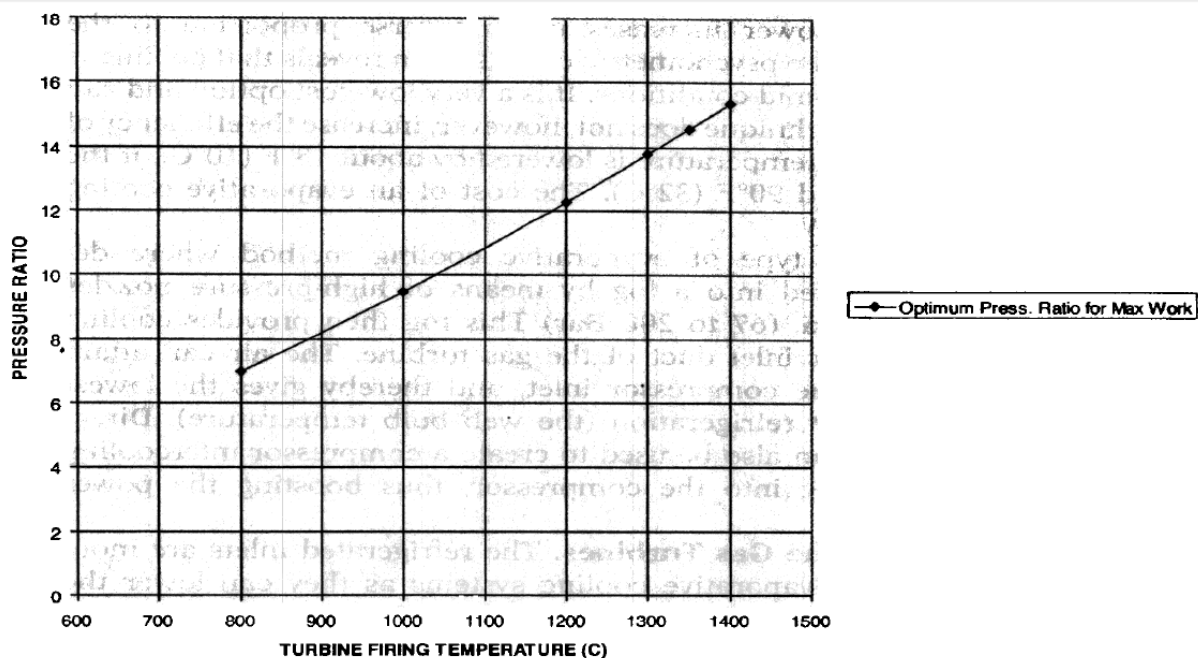
Fonte: (Boyce, 2002).

A relação de pressão ótima para a máxima saída de uma turbina tendo em conta a eficiência do compressor e da secção de expansão da turbina pode ser expresso pela seguinte relação:

$$Pr_{opt} = \left[\left(\frac{T_{amb}}{T_f} \right) \left(\frac{1}{\eta_c \eta_t} \right) \right]^{\frac{\gamma}{2-2\gamma}} \quad (2.13)$$

A Figura 6 ilustra que o máximo de trabalho por quilograma de ar ocorre a uma taxa de pressão muito mais baixa do que o ponto de eficiência máxima à mesma temperatura de queima.

Fig. 6 – Gráfico Razão de pressão x Máximo Trabalho por quilograma de ar (Boyce, 2002)



Fonte: (Boyce, 2002).

Assim, uma avaliação rápida da eficiência indica que a eficiência global de um ciclo pode ser melhorada pelo aumento da relação de pressão, diminuindo a temperatura de entrada, ou o aumento da temperatura da entrada da turbina. No entanto, estas relações não indicam o efeito da quantidade sobre a eficiência do ciclo, nem as imprecisões inerentes nas relações em razões de alta pressão, na temperatura de entrada da turbina de alta e as ineficiências dos componentes.

2.5 – TURBINA A GÁS

A turbina a gás pode ser definida como uma máquina térmica em que a energia do gás comprimido é transformada em energia cinética por meio da expansão, e a energia cinética do jato resultante são por sua vez convertido em trabalho de eixo.

As turbinas a gás industriais são classificadas em dois grupos: tipo industrial e aeroderivadas. Este tipo de turbina a gás industrial varia sua potência entre 3 a 350 MW. Este

tipo de turbina tem sido utilizado extensivamente em muitas instalações petroquímicas. A eficiência dessas unidades é abaixo de 30% a 43%. As turbinas aeroderivadas, como o nome indica, são unidades de geração de energia, que têm origem na indústria aeroespacial como o principal motor da aeronave. Estas unidades podem ser adaptadas para a indústria de geração de energia elétrica. Estas unidades variam em potência de 2,5 a cerca de 50 MW. As eficiências destas unidades podem variar de 35% a 42%.

As vantagens da turbina a gás são: apresenta baixo custo de capital a proporção de energia, alta flexibilidade, alta confiabilidade, tempo de entrega curto, comissionamento e operação comercial no início, rápida partida e, principalmente, bom desempenho ambiental com baixa emissão de poluentes no ar e gases do efeito estufa.

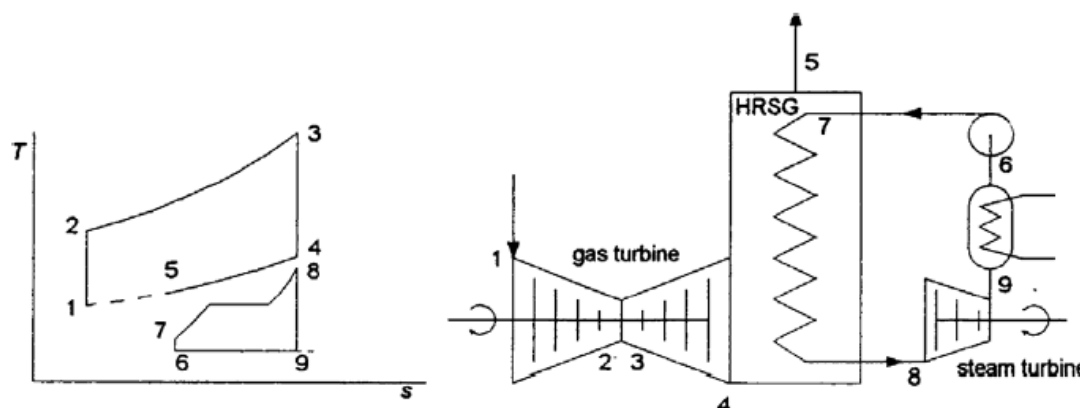
3 – O CICLO COMBINADO

O Ciclo combinado pode ser definido como uma combinação de dois ciclos térmicos em uma planta. Quando dois ciclos são combinados, a eficiência que pode ser alcançada é maior do que a de um ciclo por si só. Ciclos térmicos com a mesma ou com diferentes meios de trabalho podem ser combinados; no entanto, uma combinação de ciclos com diferentes meios de trabalho é mais interessante porque as suas vantagens se complementam. Normalmente, quando são combinados dois ciclos, o ciclo de funcionamento ao nível de temperatura mais elevado é o chamado *topping cycle*. O calor residual que produz é então usado num segundo processo que opera a um nível de temperatura mais baixo e, por conseguinte, é designado por ciclo *bottoming cycle*.

A seleção cuidadosa dos meios de trabalho significa que um processo global pode ser criado, visando o aproveitamento máximo do calor na faixa superior de temperaturas e a minimização do calor residual para o meio ambiente. Normalmente os ciclos *topping cycle* e *bottoming cycle* são acoplados em um permutador de calor.

A combinação utilizada atualmente para a geração de energia comercial é o Ciclo de Brayton (Turbina a Gás), como ciclo *topping cycle*, e o ciclo de Rankine (turbina a vapor), como um ciclo *bottoming cycle*. A Figura 7 ilustra um diagrama de fluxo simplificado de um ciclo, em que o calor de escape de uma turbina de gás de ciclo simples é utilizado para gerar vapor que vai ser expandido numa turbina de vapor.

Fig. 7 – Ciclo Combinado – Combinação de um Ciclo Brayton e Ciclo Rankine



Fonte: (Polyzakis, 2007).

A substituição da água/vapor, neste tipo de ciclo por fluidos orgânicos ou amoníaco tem sido sugerida na literatura por causa de potenciais vantagens sobre a água no intervalo de temperaturas baixas de gases de exaustão. No entanto, como as temperaturas de exaustão de turbinas a gás são aumentadas com o desenvolvimento de turbinas a gás, estas vantagens tornam-se insignificantes em comparação com os custos elevados de desenvolvimento e do risco potencial para o ambiente através de problemas como vazamento de amônia. Desta forma não parece provável que estes ciclos irão substituir o processo de vapor em uma usina de ciclo combinado.

O estudo da central de cogeração instalada numa refinaria de petróleo é principalmente a combinação de uma turbina de gás de ciclo aberto com um ciclo de água/vapor. Esta combinação, vulgarmente conhecido como o ciclo combinado, tem várias vantagens:

- O ar é um meio simples que pode ser utilizado em turbinas a gás modernas a níveis de temperatura de entrada da turbina de alta (acima de 1200°C / 2192°F), proporcionando os pré-requisitos ideais para um bom ciclo *topping cycle*;

- Vapor / água é barato, amplamente disponível, não é perigoso e adequado para média e baixa temperatura, sendo ideal para o ciclo *bottoming cycle*.

3.1 – EFICIÊNCIA IDEAL DA CENTRAL DE CICLO COMBINADO

A eficiência de Carnot é a máxima eficiência de um processo térmico ideal:

$$\eta_c = \frac{T_c - T_a}{T_c} \quad (3.1)$$

onde:

η_c = Eficiência de Carnot [%]

T_c = Temperatura da energia fornecida [K]

T_a = Temperatura ambiente [K]

Naturalmente, as eficiências de processos reais são menores porque há perdas envolvidas. É feita uma distinção entre as perdas energéticas e exergética. Perdas energéticas são, principalmente, as perdas de calor, e são, portanto, a energia que é perdida do processo. Perdas exergéticas são perdas internas causadas por processos irreversíveis, de acordo com a segunda lei da termodinâmica.

A eficiência do processo pode ser melhorada pelo aumento da temperatura máxima do ciclo, liberando o calor residual a uma temperatura inferior, ou melhorar o processo para minimizar as perdas exergéticas internas.

O interesse em ciclos combinados surge, em particular, a partir dessas considerações. Por sua natureza, nenhum ciclo pode fazer ambas as melhorias em igual extensão. Parece, portanto, razoável combinar dois ciclos, um com alta temperatura máxima do processo, e outro com uma baixa temperatura mínima do processo.

Em uma turbina a gás de ciclo simples, as temperaturas atingíveis do processo são elevadas assim como a energia é fornecida diretamente ao ciclo. A temperatura do calor de exaustão, no entanto, é também muito elevada. No ciclo de vapor, a temperatura máxima do processo é muito menor do que no processo da turbina a gás, mas o calor de exaustão é devolvido ao ambiente a uma temperatura baixa. Como ilustrado na Tabela 1, combinando uma turbina a gás e uma turbina a vapor, portanto, oferece a melhor base possível para um processo térmico de alta eficiência.

Tabela 1 – Comparação termodinâmica da turbina a gás (TG), turbina a vapor (TV) e os processos de ciclo combinado (CC)

	TG	TV	CC
Temperatura média de calor fornecido, K (°C)	1000-1350 (727 - 1078)	640-700 (368-428)	1000-1350 (727-1078)
Temperatura média do calor de exaustão, K (°C)	550-600 (278-328)	300-350 (28-78)	300-350 (28-78)
Eficiência de Carnot, %	45-55	45-57	65-78

Fonte: (Polyzakis, 2007).

A última linha da tabela mostra as eficiências de Carnot dos vários processos (as eficiências que seriam atingíveis se os processos ocorressem sem perdas exergéticas internas). Apesar de que não é o caso na realidade, este valor pode ser usado como um indicador da qualidade de um processo térmico. O valor apresentado deixa claro o quão interessante à usina de ciclo combinado é quando comparado com os processos com apenas um ciclo. Mesmo uma sofisticada supercrítica usina de turbina a vapor de reaquecimento convencional tem uma eficiência de Carnot em torno de 20% menor do que a de uma boa planta de ciclo combinado.

Para as usinas de ciclo combinado a produtividade das plantas atuais é de aproximadamente 75% da eficiência de Carnot, enquanto que para usinas a vapor convencionais

esse número está em torno de 80%. As diferenças entre as eficiências reais alcançadas com uma central de ciclo combinado e os outros processos não é tão grande como ilustrado na tabela 1. A queda relativamente maior na eficiência de ciclo combinado é causada por elevadas perdas de energia interna, devido ao diferencial de temperatura para a troca de calor entre os gases de escape da turbina a gás e o ciclo de água / vapor.

3.2 – EFICIÊNCIA DA CENTRAL DE CICLO COMBINADO

Tem sido assumido até agora que a energia do combustível é alimentada apenas para o ciclo na turbina a gás. Há também instalações de ciclo combinado com queima adicional no gerador de recuperação de calor (HRSG), em que uma parte do calor é fornecida diretamente para o processo de vapor. Assim, a definição geral da eficiência elétrica de uma central de ciclo combinado é:

$$\eta_{cc} = \frac{P_{TG} + P_{TV}}{\dot{Q}_{TG} + \dot{Q}_{CALD}} \quad (3.2)$$

onde:

\dot{P}_{TG} = Potência de saída da turbina a gás

\dot{P}_{TV} = Potência de saída da turbina a vapor

\dot{Q}_{TG} = Calor fornecido na turbina a gás

\dot{Q}_{CALD} = Calor fornecido na queima suplementar de combustível (caldeira de recuperação)

Esta equação mostra a eficiência bruta de ciclo combinado, porque nenhum consumo de energia elétrica, também chamado de consumo auxiliar (\dot{P}_{Aux}), foram deduzidos. Se a energia utilizada para acionamento do compressor ou de uma bomba for considerada, a eficiência líquida de ciclo combinado é dada por:

$$\eta_{cc} = \frac{P_{TG} + P_{TV} - P_{Aux}}{\dot{Q}_{TG} + \dot{Q}_{CALD}} \quad (3.3)$$

Onde:

\dot{P}_{Aux} = Potência utilizada para acionamento do compressor e/ou bomba

Em geral, a eficiência dos processos de turbina a gás de ciclo simples e de vapor pode ser definida de uma maneira semelhante:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{P}_{TG}}{\dot{Q}_{TG}} \quad (3.4)$$

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{P}_{TV}}{\dot{Q}_{TG,Exausto} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.5)$$

onde:

$$\dot{Q}_{TG,Exausto} \cong \dot{Q}_{TG} (1 - \eta_{TG}) \quad (3.6)$$

Combinando essas duas equações, temos:

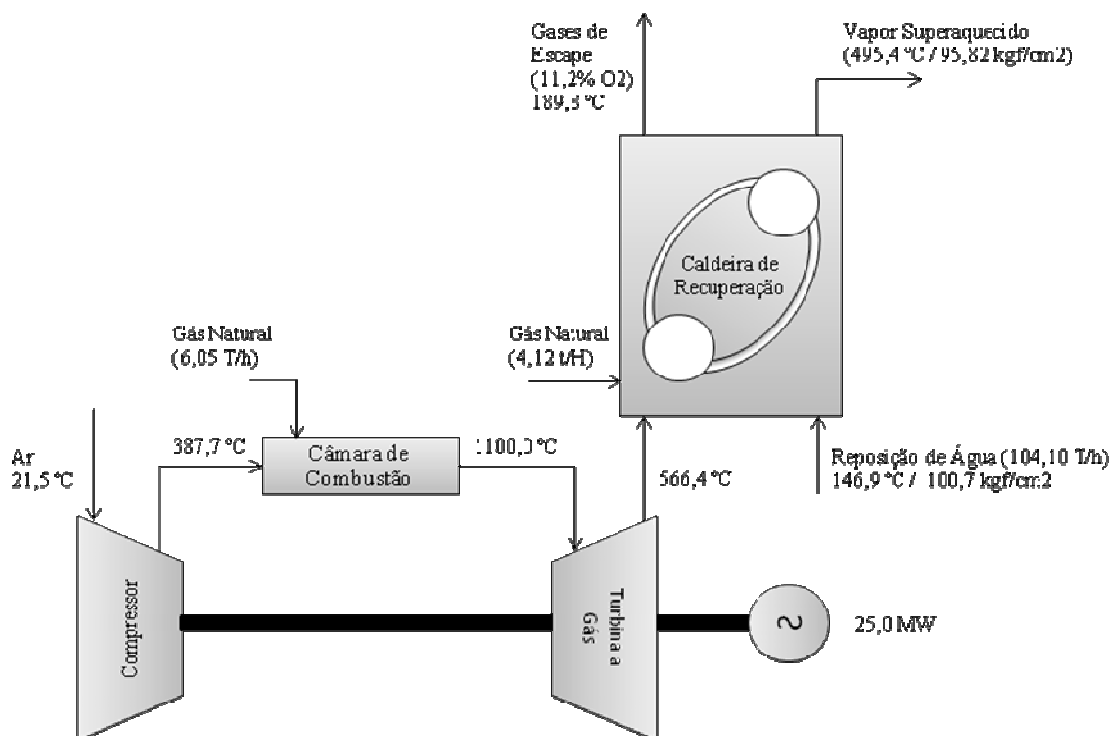
$$\eta_{TV} = \frac{\dot{P}_{TV}}{\dot{Q}_{TG} (1 - \eta_{TG}) + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.7)$$

Esta equação expressa à eficiência do processo de vapor de ciclo combinado. Se não houver nenhuma queima suplementar no HRSG, este termo pode ser simplificado, eliminando \dot{Q}_{SF} ($\dot{Q}_{SF} = 0$). Em vista das considerações anteriores, é geralmente melhor para queimar o combustível diretamente numa moderna turbina a gás, em vez de no HRSG, porque o nível de temperatura à qual o calor é fornecido para o processo é mais elevado (GT contra processo ST na Tabela 1). Por esse motivo, a utilização de queima suplementar está a diminuir, quando as condições metalurgias permitirem.

4 – ESTUDO DE CASO DE UMA TURBINA A GÁS EM UMA REFINARIA DE PETRÓLEO

O sistema de cogeração, identificado como uma turbina a gás instalada em uma refinaria de petróleo é composto de um turbo-gerador (turbina a gás) e uma caldeira de vapor recuperadora de energia com queima suplementar. Em operação normal, os gases de exaustão da turbina a gás estão direcionados para a caldeira de recuperação, porém é possível a operação isolada tanto da turbina a gás quanto a caldeira de recuperação. Este sistema tem, portanto, o objetivo da geração de energia elétrica e a produção de vapor superaquecido para compor o anel de vapor de alta pressão da refinaria. Os dados coletados do sistema em operação durante a geração de 25 MW estão ilustrados na figura 8.

Fig. 8 – Ciclo da Turbina a Gás em uma Refinaria de Petróleo



De acordo com a equação (3.3) para se calcular a eficiência do ciclo combinado tem-se:

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{P}_{TG} + \dot{P}_{TV} - \dot{P}_{Aux}}{\dot{Q}_{TG} + \dot{Q}_{SF}} \quad (3.3)$$

Porém neste Ciclo de Cogeração estamos interessados no trabalho líquido gerado pela Turbina a Gás e o calor recuperado na Caldeira de Recuperação. Desta forma, a eficiência do ciclo de cogeração será mais bem representada pela equação (4.1):

$$\eta_{COGERAÇÃO} = \frac{W_{Liq} + \dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{TG} + \dot{Q}_{CALD}} = \frac{W_{TG} - W_{COMP} + \dot{Q}_{vapor}}{(m_{supl} + m_{comb}) PCI_{comb}} \quad (4.1)$$

onde:

\dot{W}_{TG} = Potência de saída da turbina a gás

\dot{W}_{COMP} = Potência fornecida ao compressor

\dot{Q}_{vapor} = Calor transferido para o vapor superaquecido

\dot{Q}_{TG} = Calor fornecido na turbina a gás

\dot{Q}_{CALD} = Calor fornecido na queima suplementar de combustível (caldeira de cogeração)

Conforme a equação (2.7) é necessário conhecer a vazão mássica total e a variação entálpica para obter trabalho desenvolvido pela turbina a gás (\dot{W}_{TG}).

$$\dot{W}_{TG} = (\dot{m} \Delta_h) = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}) \Delta_h \text{ [kW]} \quad (2.7)$$

Os valores de massa total não podem ser obtidos diretamente, mas são medidos os valores de vazão de gás natural para queima de 6,05 T/h e o excesso de oxigênio no duto de exaustão é 11,2% em volume.

Numa análise realizada da combustão completa do Gás Natural proveniente da Bacia de Campos, com excesso de ar de 100%, revelou que a porcentagem de excesso de oxigênio é 11,132% em volume, conforme demonstrado na Tabela 2 (Tuna, 1999).

Tabela 2 – Análise dos Produtos da Combustão de 1 mol de gás natural com 100% de excesso de ar

Comp	n ^o de moles	% em vol	% em massa	Fração Molar	Exergia química dos gases resultantes da combustão
CO ₂	2,6983	7,870	11,908	0,0787	18,47
H ₂ O	2,4902	7,263	4,496	0,0726	22,04
N _{2at}	25,2819	73,735	71,351	0,7374	- 0,29
O ₂	3,817	11,132	12,245	0,1113	- 7,03
Total	34,2874	100,00	100,00	1,00	33,19

Fonte: (Tuna, 1999)

Desta forma, conclui-se que a turbina a gás opera com 100% de excesso de ar e a razão de massa de ar pela massa de gás natural é de 54,082 kg ar/kg gás natural (Tuna, 1999). Portanto a massa de ar é:

$$\dot{m}_{ar} = 54,082 \cdot 6,05 \frac{T}{h} \cdot 10^3 \frac{kg}{T} \cdot \frac{1}{3600} \frac{h}{s} = 90,888 \frac{kg}{s} \quad (4.2)$$

Sendo a vazão de gás na turbina a gás a soma das vazões mássicas de ar e do combustível segue:

$$\dot{m}_{TG} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} = 90,888 + 1,680 = 92,568 \text{ kg/s} \quad (4.3)$$

Considerando o gás que flui na Turbina a Gás, um gás perfeito, e sabendo que:

$$C_{p0} = f(T) \quad (4.4)$$

Onde:

C_{p0} : o calor específico a pressão constante;

$f(T)$: uma função apenas da temperatura.

Sabendo ainda que:

$$h_T = \int_{T_0}^T C_{p0} dT \quad (4.5)$$

Onde:

h_T : a entalpia a uma dada temperatura;

T : uma temperatura de referência;

T_0 : a temperatura de referência (298 K)

Sabe-se que:

$$h_{ent} - h_{sai} = \int_{T_0}^{T_{ent}} C_{p0} dT - \int_{T_0}^{T_{sai}} C_{p0} dT = \int_{T_{ent}}^{T_{sai}} C_{p0} dT \quad (4.6)$$

Conclui-se:

$$\Delta h = h_{ent} - h_{sai} = C_{p0}(T_{ent} - T_{sai}) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.7)$$

De acordo com WYLEN (2003), o **C_{p0}** pode ser obtido a partir da equação:

$$C_{p0} = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 \quad [\text{kJ/kgK}] \quad (4.8)$$

$$\theta = T_{méd}/1000 \quad [\text{K}] \quad (4.9)$$

Onde:

C_0 , C_1 , C_2 e C_3 : valores constantes e tabelados;

$T_{méd}$: valor médio de temperatura entre entrada e a saída da Turbina a Gás.

A Tabela nos possibilita visualizar os valores das constantes envolvidas na equação (4.8):

Tabela 3 - Constantes para cada substância dos gás

	C₀	C₁	C₂	C₃
CO₂	0,45	1,67	-1,27	0,39
H₂O	1,79	0,107	0,586	-0,2
O₂	0,88	-0,0001	0,54	-0,33
N₂	1,11	-0,48	0,96	-0,42

Fonte: (WYLEN, 2003)

Os valores da T_{ent} e T_{sai} na escala absoluta de temperatura da Turbina a Gás são, respectivamente, 1373,15 K e 839,55 K. Então:

$$T_{méd} = \frac{T_{ent} + T_{sai}}{2} = \frac{1373,15 + 839,55}{2} = 1106,35K \quad (4.10)$$

$$\theta = \frac{T_{méd}}{1000} = \frac{1041,55}{1000} = 1,10635 K \quad (4.11)$$

Aplicando-se a equação (4.8) para cada substância do gás, obtem-se o calor específico para cada substância, conforme ilustrado na Tabela 4:

Tabela 4 – Cálculo do C_{p0} de cada substância dos gases do produto da combustão do Gás Natural

Substância	C_{p0} [kJ/kgK]
CO₂	1,27124
H₂O	2,35481
O₂	1,09397
N₂	1,18524

Realizando o somatório dos C_{p0} de cada substância, ponderando com os valores da fração molar da tabela 2 encontra-se o valor de C_{p0} para o gás natural.

$$C_{p0} = 0,0787.1,27124 + 0,0726.2,35481 + 0,1113.1,09397 + 0,7374.1,18524$$

$$C_{p0} = 1,266765 \text{ kJ/kgK} \quad (4.12)$$

Por conseguinte, calcula-se a variação entálpica na turbina a gás utilizando a equação (4.7):

$$\Delta h = h_{\text{ent}} - h_{\text{sai}} = C_{p0}(T_{\text{ent}} - T_{\text{sai}}) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.8)$$

$$\Delta h = 1,266765(1373,15 - 839,55) = 675,95 \text{ kJ/kg} \quad (4.13)$$

Portanto o trabalho da Turbina a Gás pode ser calculado aplicando a equação (2.7):

$$\dot{W}_{TG} = (\dot{m} \Delta h) = (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_{\text{comb}}) \Delta h \quad [\text{kW}] \quad (2.7)$$

$$W_{TG} = 92,568 . 675,95 = 62571,24 \text{ kW} \quad (4.14)$$

Agora, calcula-se o trabalho do compressor com a equação (2.6). Os valores da T_{ent} e T_{sai} na escala de temperatura absoluta do Compressor são, respectivamente, 294,65K e 660,85K. Analogamente a Turbina a Gás, calcula-se o C_{p0} para o compressor, posteriormente a variação entálpica e o trabalho requerido pelo compressor (\dot{W}_{COMP}).

$$T_{\text{méd}} = \frac{T_{\text{ent}} + T_{\text{sai}}}{2} = \frac{660,85 + 294,65}{2} = 477,75 \text{ K} \quad (4.15)$$

$$\theta = \frac{T_{\text{méd}}}{1000} = \frac{477,75}{1000} = 0,47775 \text{ K} \quad (4.16)$$

$$C_{p0-O_2} = 0,967220 \text{ kJ/kgK} \quad (4.17)$$

$$C_{p0-N_2} = 1,053997 \text{ kJ/kgK} \quad (4.18)$$

Para calcular o calor específico do ar que passa pelo compressor, pondera-se os valores com a composição volumétrica dos componentes do ar atmosférico em 21% de oxigênio e 79% nitrogênio.

$$C_{p0} = 0,21 \cdot 0,95956 + 0,79 \cdot 1,05028 = 1,035774 \text{ kJ/kgK} \quad (4.19)$$

$$\Delta h_c = C_{p0}(T_{\text{ent}} - T_{\text{sai}}) = 1,035774 \cdot (660,85 - 294,65) = 379,30 \text{ kJ/kg} \quad (4.20)$$

Portanto, o trabalho do compressor será:

$$\dot{W}_{COMP} = \dot{m}_{\text{ar}} \Delta h = 34473,80 \text{ kW} \quad (4.21)$$

Desta forma é possível calcular o seguinte rendimento:

$$\eta = \frac{W_{\text{Gerador}}}{W_{\text{TG}} - W_c} = \frac{25000}{28097} = 88,98 \% \quad (4.22)$$

Na realidade esse rendimento é o rendimento isoentropico do compressor e da turbina, junto com o rendimento do gerador (este é entre 95 e 97%) é o rendimento mecânico do conjunto. Então podemos dizer que esse rendimento de 88,98% não só o rendimento do gerador, e sim a combinação desses rendimentos, mecânico, isoentrópico e do gerador.

Para calcular o rendimento do Ciclo Brayton é necessário conhecer o Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural conforme a equação (2.9). De acordo com a Especificação M-00000-SPC-MI-0002-Rev6 – Gas Properties da REN Gasodutos tem-se:

Tabela 5 – Propriedades do Gás Natural de Referência

Peso Molecular	18,192
Massa volumétrica, kg/m³	0,8141
Poder Calorífico Inferior, Kwh/m³	10,66

Fonte: (Especificação M-00000-SPC-MI-0002-Rev6 – Gas Properties da REN).

$$PCI_{\text{comb}} = 10,66 \frac{\text{kwh}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1}{0,8141} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot 3600 \frac{\text{kJ}}{\text{kwh}} = 47139,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.22)$$

Calcula-se agora a eficiência do ciclo da turbina a gás utilizando a equação (2.9) e (2.10).

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{TG}} - W_c}{m_{\text{comb}} \text{ PCI}_{\text{comb}}} = \frac{28097,44}{1,681 \cdot 47139,17} = 35,47 \% \quad (4.23)$$

Por último, analisa-se a caldeira de recuperação, ou seja, o calor recuperado na caldeira

de Recuperação $\dot{Q}_{\text{recuperado}}$ devido aos gases de combustão da turbina a gás e o calor fornecido na queima suplementar de combustível \dot{Q}_{CALD} . Para calcular o \dot{Q}_{CALD} sabe-se que a vazão de combustível suplementar é 4,12 T/h de gás combustível. Desta forma:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{CALD}} &= \dot{m}_{\text{supl}} \text{PCI}_{\text{comb}} = 4,12 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{ton}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} \cdot 47139,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \dot{Q}_{\text{CALD}} &= 53948,16 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.24)$$

Para calcular o Calor Recuperado na Caldeira $\dot{Q}_{\text{recuperado}}$ é necessário calcular novamente o C_{p0} dos gases na caldeira de recuperação. Analogicamente temos $C_{p0} = 1,101930 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ para o intervalo de temperatura 566,4 °C e a 189,8 °C (temperatura dos gases na chaminé). Calcula-se então \dot{Q}_{vapor} :

$$\dot{Q}_{\text{recuperado}} = (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_{\text{comb}}) \cdot C_{p0}(T_{\text{ent}} - T_{\text{sai}}) \quad (4.25)$$

$$\dot{Q}_{\text{recuperado}} = 92,568 \cdot 1,101930 (839,55 - 462,95) = 38414,68 \text{ kW} \quad (4.26)$$

Para calcular a eficiência da caldeira de recuperação, é necessário obter a quantidade de calor transferida para o vapor \dot{Q}_{vapor} , desta forma, calcula-se a entalpia específica para o vapor superaquecido produzido e o da água de reposição em estado líquido comprimido, respectivamente, 3370,80026 kJ/kg e 624,84118 kJ/kg.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{vapor}} &= \dot{m}_{\text{água}} \Delta h = 104,10 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{ton}} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} \cdot (3370,80026 - 624,4118) \\ \dot{Q}_{\text{vapor}} &= 79416,39 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.27)$$

Por conseguinte a eficiência da caldeira de recuperação é obtida:

$$\eta_{CALD} = \frac{\dot{Q}_{\text{vapor}}}{\dot{Q}_{\text{CALD}} + \dot{Q}_{\text{GC}}} = 85,98 \% \quad (4.28)$$

Por fim, tendo calculados todos os valores da equação (4.1), obtem-se a eficiência da cogeração:

$$\eta_{\text{COGERAÇÃO}} = \frac{W_{\text{Liq}} + \dot{Q}_{\text{vapor}}}{\dot{Q}_{\text{TG}} + \dot{Q}_{\text{CALD}}} = \frac{W_{\text{Liq}} + \dot{Q}_{\text{vapor}}}{(m_{\text{supl}} + m_{\text{comb}}) \text{PCI}_{\text{comb}}} \quad (4.1)$$

$$\eta_{\text{COGERAÇÃO}} = \frac{25000 + 79416,39}{(1,681 + 1,144) 47139,17} = 78,41\% \quad (4.29)$$

5 – CONCLUSÃO

A Cogeração Industrial é uma classificação do Sistema de Cogeração onde é operado por uma indústria, ou seja, uma planta petroquímica, fábrica de papel, fábricas de vidro, têxtil Milis, e entre muitos outros complexos industriais. A política do "dentro de casa" nas usinas de energia, especialmente no mundo em desenvolvimento é grande, pois não só fornecem energia barata, mas muito importante, que produz uma energia confiável. Desta forma garantindo a continuidade do processo químico ou produção de um determinado produto.

A energia elétrica que a Turbina a Gás gera e fornece à planta permite minimizar a necessidade de compra uma vez que aproveita o calor rejeitado pela turbina a gás para geração de vapor e minimizando a queima de combustível nas outras caldeiras e aproxima a refinaria da autossuficiência. Atualmente, a Turbina a Gás opera gerando até 25 MW conforme a necessidade dos processos químicos.

Este trabalho também apresenta um estudo de caso de um Sistema de Cogeração, popularmente denominado, Turbina a Gás. Tal denominação é devido este sistema de produção de energia utilizando uma turbina a gás ser o primeiro a ser implementado nesta refinaria. Foram apresentadas e obtidas as variáveis dos ciclos termodinâmicos para o entendimento e comparação com um caso real de como funcionam estas Turbinas e a eficiência do ciclo. Pode-se durante o estudo observar que algumas indicações estavam falsas durante a coleta de dados, foi sugerido à correção e calibração dos instrumentos que foram posteriormente adequados, tais como o excesso de oxigênio na turbina a gás. Só assim, pode-se concluir o estudo.

REFERÊNCIAS

WYLEN, G. J. V.; SONNTANG, R. E.; BORGNAKKE, C.. Fundamentos da Termodinâmica. 6ª ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003. 577p.

BOYCE, MEHERWAN; Handbook for cogeneration and combined cycle power plants, New York, 2002.

KEHLHOFER, ROLF; RUKES, BERT; HANNEMANN, FRANK; STIRNIMANN, FRANZ; Combined-Cycle Gas e Steam Turbine Power Plants. 3rd Edition. Oklahoma, 2009.

POLYZAKIS, A.L.; C. KORONEOS; G. XYDIS; Optimum gas turbine cycle for combined cycle power plant, 2007

MAHI, P.; GIBSON, C.; MORTON, A.; CCGTs: have they improved the environmental situation in the UK. Em: Proceedings: IMechE seminar, Commissioning and Operation of Combined Cycle Plant, November; 1994.

POULIKAS, A.; An overview and future sustainable gas turbine technologies. Renew Sustain Energ Rev 2004.

NAJJAR, YSH; Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems. Appl Therm Eng 2001.

TUNA, C. E., Um método de Análise Exergoeconômica Para Otimização de Sistemas Energéticos, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNESP, São Paulo, 1999.

MORAN, M. J. SHAPIRO, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. New York:John Wiley & Sons, 1995.

MOGAWER, T., Levantamento da Capacidade de Produção de Energia Para Sistemas de Cogeração com Turbina a Gás / Turbina a Vapor (Ciclo Combinado), Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNESP, São Paulo, 2005

BALESTIERI, J. A. P., *Planejamento de Centrais de Cogeração: Uma Abordagem Multiobjetiva*, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 1994.

PETROBRAS 1. **Treinamento Básico de Turbina a Gás**. 2003. Autores: Manoel Queiroz e José Augusto Matias

HITACHI, H-25/H-15 Gas Turbine. 2014. Disponível em : <https://www.mhps.com/en/products/h25h15/ebook/book124/H25-H15_12p.pdf>. Acesso em 06 agosto 2014

GE, LM2500+/LM2500+G4 Base - Gas Turbine (50 Hz), 2014. Disponível em: <<https://www.ge-distributedpower.com/products/power-generation/15-to-35-mw/lm2500-g4>> Acesso em 06 agosto 2014

EDP GÁS DISTRIBUIÇÃO

<http://www.edpgasdistribuicao.pt/index.php?id=484>