

Análise de desempenho de planta de ciclo combinado, antes e após manutenção (*major inspection*) na turbina a gás¹

Performance analysis of combined cycle plant, before and after maintenance (major inspection) in the gas turbine

Magali Petry²

Ângela Beatrice Dewes Moura³

Resumo

A análise exergetica de plantas de turbinas a gás de ciclo combinado (TGCC) torna-se uma ferramenta interessante para avaliar os benefícios da *major inspection* na turbinas a gás. Devido aos altos custos envolvidos na realização dessa manutenção, avaliar a eficiência da planta pode ajudar a tomar a decisão correta quanto ao momento mais favorável de parar a máquina. Este trabalho apresenta a análise exergetica de uma planta de ciclo combinado, antes e após uma *major inspection*. Para tanto, a metodologia consistiu em uma coleta de dados necessária para a elaboração de modelos com considerações, baseadas em revisão de literatura sobre o assunto. O *software* EES foi utilizado como ferramenta para calcular essas eficiências. A análise da inspeção do ponto de vista de degradação foi ilustrada nos resultados relacionados ao tema. A conclusão demonstrou um aumento em eficiência geral da planta na ordem de 2%.

Palavras-chave: Exergia. Eficiência. Ciclo combinado.

Abstract

The combined cycle gas turbine (CCGT) exergy analysis becomes an interesting tool to evaluate the major inspection benefits on gas turbines. Due to the high costs involved in conducting this inspection, evaluating the plant efficiency can help to make the right timing decision as to the most favorable moment to stop the machine. This paper presents the exergetic analysis of a combined cycle plant, before and after a major inspection. For that, the methodology consisted of a data collection required to elaborate the models with considerations, based on literature review about the subject. The EES software was used as tool to calculate these efficiencies. The inspection analysis from the degradation point of view was illustrated in the results related to the theme. The conclusion demonstrated an increase in overall plant efficiency in the order of 2%.

Keywords: Exergy. Efficiency. Combined cycle.

¹ Estudo realizado em empresa, baseado em trabalho de conclusão de graduação em Engenharia Mecânica, sob orientação da Profª Drª Ângela Beatrice Dewes Moura, entre 2015 a 2016.

² Graduada em Engenharia Mecânica pela Universidade Feevale, Novo Hamburgo, RS, Brasil. Técnica de Operação na Petrobrás, Canoas, RS. E-mail: magalipetry@yahoo.com.br

³ Doutora em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS. Professora e pesquisadora da Feevale. E-mail: angelab@feevale.br

1 Introdução

As plantas de geração de energia que operam em ciclo combinado, atualmente representam a configuração com maior eficiência energética dentre as modalidades de geração térmica. Do ponto de vista termodinâmico, sua eficiência sempre será superior à qualquer planta convencional que opere sob um ciclo único, seja esse ciclo Brayton ou Rankine (ERSAYIN; OZGENER, 2015). Manter essas plantas em condições satisfatórias do ponto de vista da manutenção implica no entendimento dos mecanismos de degradação envolvidos e nas características de operação.

Este estudo trata dos aspectos de manutenção de uma turbina a gás e sua influência na eficiência global do ciclo combinado. O objeto do estudo é uma planta que possui uma turbina GE MS 7001FA adaptada para operação com gás natural ou óleo diesel leve, que é chamado OCTE (óleo combustível turbina elétrica). Essa característica por si só, já delibera uma grande série de implicações no fator de manutenção do equipamento. O objetivo deste trabalho foi avaliar o desempenho da planta, por método de análise exérgica, em um período de operação, com alto índice de degradação (horas de operação limite indicadas pelo fabricante para parada e inspeção) e, logo após, a manutenção geral denominada *Major Inspection* (MI).

Os custos de manutenção e disponibilidade dos equipamentos são os dois fatores mais significativos no gerenciamento de uma planta com turbina a gás. Dessa forma, um bom programa de manutenções trará benefícios financeiros e ambientais para a empresa (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015). Cada fabricante de turbinas a gás possui seu próprio cronograma de manutenções, baseado em suas experiências e conhecimentos para a definição dos intervalos de parada para inspeção. Sendo assim, um acompanhamento da eficiência, através de modelos simples e confiáveis, poderia se tornar uma ferramenta muito útil de planejamento.

2 Análise do desempenho de planta de ciclo, combinado antes e após manutenção

Neste artigo, será apresentada a revisão bibliográfica, referente aos aspectos relevantes à operação e manutenção de turbinas a gás. Da mesma forma, como serão apresentadas as referências necessárias para a elaboração dos modelos de cálculos de eficiência utilizados, baseados em análise exérgica termodinâmica convencional.

2.1 Descrição da planta

A unidade é composta por um único trem de turbina a gás com capacidade de 170 MW (GENERAL

ELECTRIC COMPANY, 2014), operando com OCTE, uma caldeira recuperadora de calor (HRSG) com três níveis de pressão (11000 kPa; 2400 kPa; 300 kPa) e uma turbina a vapor Siemens SST700/900 com capacidade de 90 MW.

O processo consiste na sucção de ar no compressor da turbina a gás em uma razão de compressão aproximada de 15:1 (GENERAL ELECTRIC COMPANY, 2014). Esse ar é encaminhado para a câmara de combustão onde ocorre a reação de combustão juntamente com a entrada do combustível. Os gases resultantes da queima se expandem na turbina a gás, sendo que ao fim da expansão, os gases ainda possuem alto valor energético, com temperatura aproximada de 600°C. Esses gases atravessam a caldeira de recuperação que gera vapor para expansão em turbina a vapor. A turbina a vapor possui uma seção de alta pressão, cujo vapor de descarga é enviado novamente para a caldeira para ser reaquecido juntamente com a corrente de vapor de média pressão. Eles alimentam a turbina a vapor de média/baixa pressões. A figura 1 ilustra o diagrama esquemático simplificado da planta.

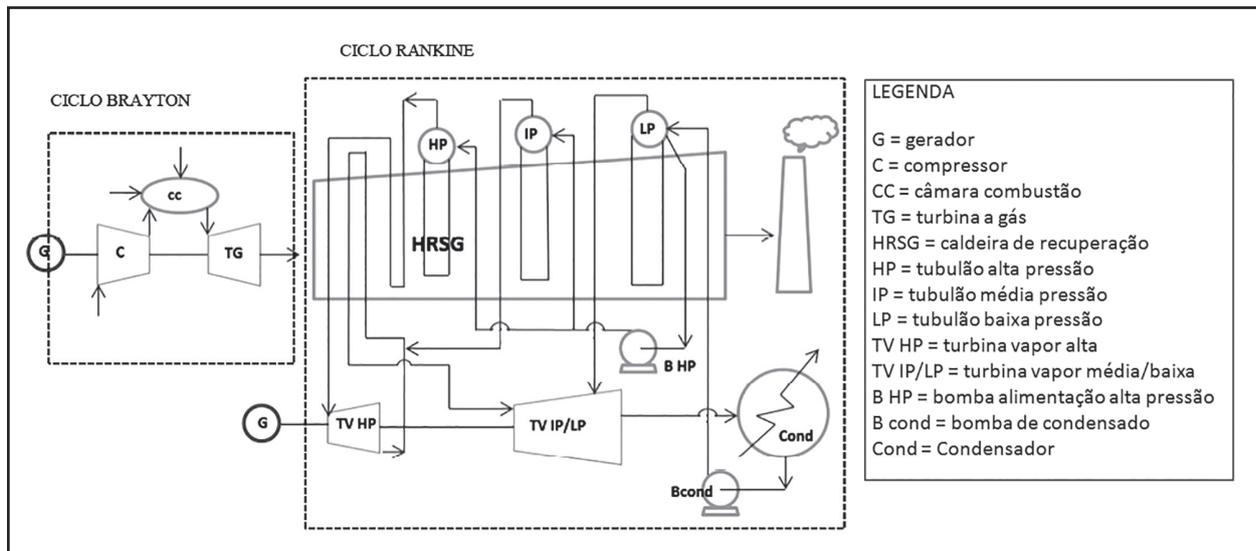
Esta unidade, devido à característica do sistema elétrico brasileiro, é despachada na grande parte do tempo por sua carga base, ou seja, a capacidade máxima disponível. Por se tratar de uma fonte de geração que só é solicitada, quando a geração hidrelétrica está no limite. Sendo assim, serão utilizados os dados de operação de carga base para o cálculo da eficiência exérgica.

2.1.1 Descrição da turbina a gás

A seguir, será feita uma breve descrição dos componentes que fazem parte da turbina a gás. Essa opera acoplada ao eixo do gerador GE 7FH2, de 234 MVA. A velocidade de rotação do conjunto é de 3600 RPM. (UBERTI; INDRUSIAK, 2015). A entrada de ar é composta por uma casa de filtros, onde o ar de entrada é encaminhado ao compressor da turbina. Trata-se de um compressor axial com 18 estágios de palhetas fixas e móveis e que tem a finalidade de elevar a pressão do ar atmosférico em uma razão de 15,7:1, aumentando a eficiência da queima. O ar comprimido é, então, dirigido a 14 câmaras de combustão, onde é misturado ao combustível. Dois ignitores fazem o acendimento inicial da chama (GENERAL ELECTRIC COMPANY, 2014).

Os gases provenientes da combustão, a alta pressão, são encaminhados para a turbina de expansão que possui 3 estágios de palhetas fixas e móveis. Na turbina, os gases provenientes da combustão expandem, realizando trabalho ao colocar os estágios móveis (fixos ao eixo) em movimento rotacional.

Figura 1 – Diagrama esquemático da planta de ciclo combinado



Fonte: As autoras, (2015).

2.2 Aspectos que influenciam a manutenção da turbina a gás

A seguir, serão abordados os principais fatores que exercem influência nos intervalos de manutenção de turbinas a gás para o modelo, objeto de estudo de acordo com o fabricante. Esse toma como máquina padrão uma unidade que opera com gás natural, em carga base, sem injeções de água ou vapor. Para qualquer outro modo de operação foram desenvolvidos fatores de manutenção (FM), baseados na quantificação da vida útil dos componentes, que aumentam a frequência de paradas de manutenção (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015).

2.2.1 Quantidade de partidas e horas de operação

As turbinas a gás apresentam diferentes mecanismos de degradação de acordo com a aplicação a qual estão submetidas: operação contínua ou intermitente. Para aplicações em operação contínua, os limitantes da vida útil dos componentes são: principalmente rupturas, deformações por fluência, oxidação, corrosão, erosão, fadiga e desgaste por atrito. Já para aplicações intermitentes, caracterizadas por grande quantidade de partidas, a fadiga térmica é o limitante dominante no desempenho do equipamento (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015). Em palhetas de turbinas, as principais cargas dinâmicas atuantes, durante a operação são: cargas devidas diretamente ao escoamento, resultado direto da transferência de energia; cargas indiretas do escoamento, como turbulência, ondas de pressão nas proximidades dos bocais e difusores que podem dar origem a vibrações nas

palhetas; cargas cíclicas devidas à rotação do conjunto, por exemplo, resultantes de desbalanceamentos dinâmicos naturais; forças centrífugas resultantes da rotação do rotor (AFFONSO, 2012).

Alguns fabricantes consideram as interações que ocorrem entre todos esses mecanismos de degradação e, por isso, adota a metodologia de contagem independente de horas de operação e partidas, sendo que um intervalo de manutenção pode ser definido por um ou outro. Operações de pico (plantas que são despachadas em momentos de pico de consumo), devido às numerosas partidas, apresentam intervalo de inspeção bem mais curto comparativamente aos outros modos de operação contínuos. Assim como também é possível observar que esse modo de operação de pico atinge a região de falha num tempo menor (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015).

Outra metodologia, adotada por fabricantes de turbinas a gás e já bem difundida no meio dos técnicos, que atuam na operação e manutenção, é a contagem com conversão de partidas para horas de operação, por meio de um fator de equivalência (horas equivalentes por partida). A decisão sobre o uso de uma ou outra metodologia fica a critério de cada unidade.

2.2.2 Tipo de combustível

O tipo de combustível utilizado na queima de turbinas a gás implica no aumento do fator de inspeção, baseado nos conhecimentos e experiência do fabricante. De modo geral existe uma relação entre o teor de hidrogênio do combustível e o aumento da severidade do fator de inspeção. Porém outros

aspectos devem ser levados em consideração, como por exemplo, constituintes corrosivos do combustível, resultados de inspeções periódicas, juntamente com experiências operacionais (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015).

Os combustíveis, provenientes de óleos leves, necessitam operar com injeção de água para abatimento de NOx nos gases de exaustão. Também é bem comum a presença de elementos corrosivos como: sódio, potássio, vanádio e chumbo responsáveis pela aceleração da corrosão a quente em palhetas de turbina e componentes dos combustores (KURZ; BRUN, 2009). Outros elementos ainda podem causar formação de depósitos, diminuindo o desempenho do equipamento. A pureza do combustível é um fator fundamental, dessa forma, o uso de filtros em pontos estratégicos é de suma importância para o bom desempenho da unidade (AFFONSO, 2012), além de um controle rigoroso da qualidade do combustível (rotina de análises químicas).

Outro fator de relevância a observar nos combustíveis são suas propriedades físicas como, a viscosidade. Em caso de uso de óleos combustíveis, talvez seja necessário tratamento prévio do combustível com trocadores de calor, a fim de adequar a viscosidade para sua posterior queima na câmara de combustão (ROCHELLE; NAJAFI, 2019). O controle ineficiente dessa variável pode acelerar a degradação dos bicos queimadores da câmara de combustão.

2.2.3 Temperatura de combustão

Neste item, o fator que implica a diminuição dos intervalos de inspeção ocorre, quando a unidade opera por períodos significativos no modo de pico. Nesse modo, a temperatura dos gases de combustão, no primeiro estágio da turbina, será superior em relação ao modo de carga base (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015). A fadiga térmica mais severa no 1º estágio é o limitante tecnológico do ponto de vista metalúrgico para uso de temperaturas mais altas de operação e, conseqüentemente, turbinas com maior potência.

2.2.4 Injeção de água ou vapor

O uso de água desmineralizada ou vapor, injetado concomitantemente ao combustível na câmara de combustão, afeta a vida útil dos componentes, através de três mecanismos essencialmente:

- Aumento da fadiga térmica, a adição de água nos produtos da combustão aumenta a condutividade dos gases e, por consequência, a transferência de calor, provocando elevação da temperatura do metal das palhetas (MAZURENKO; SOUZA; LORA, 2013).

- Aumento da carga aerodinâmica sobre as palhetas, já que a adição de água implica o aumento da razão de pressão do ciclo. Portanto, aumenta-se a carga de deformação na base do aerofólio da palheta, podendo afetar principalmente os conjuntos do segundo e terceiro estágios que são constituídos por ligas de resistência mecânica inferior ao primeiro estágio (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015).
- Aumento da pressão de descarga do compressor (devido ao aumento da vazão mássica da seção da turbina e também num segundo momento, devido à mudança das propriedades dos gases produtos da combustão). Com esse aumento ocorre uma diminuição da margem de *Surge* do compressor que pode ocasionar danos severos ao mesmo, se não houver um controle rígido de operação (ROUMELIOTIS; MATHIOUDAKIS, 2010).

2.2.5 Desligamentos e paradas de emergência

É conhecido, que rápidas variações de temperatura dos gases de combustão, implicam um maior grau de deformação nas zonas de menor espessura de material das palhetas, ou seja, em suas extremidades (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015). Assim, as paradas de emergência são eventos críticos para a diminuição da vida útil dos componentes de zonas quentes da turbina, implicando uma elevada fadiga térmica, devido à brusca variação de temperatura sobre o metal. Sempre é preferível executar o desligamento normal da unidade que ocorrerá de forma mais controlada, proporcionando menor variação de deformação. A elevação da variação de deformação na parada de emergência é equivalente a oito vezes a degradação de um ciclo de partida/parada normal (GENERAL ELECTRIC COMPANY, 2014).

2.2.6 Limpeza do compressor

As condições de limpeza do compressor afetam a eficiência do mesmo, reduzindo a razão de compressão e, por consequência, a eficiência da turbina. A presença de contaminantes no ar provoca incrustação de fuligem nas palhetas, levando à formação de depósitos sobre a superfície do aerofólio das lâminas e alterando, assim, sua geometria e ângulo de entrada, propiciando aumento de rugosidade e do grau de difusão do aerofólio. O sinal mais evidente da perda de eficiência da máquina, devido à sujidade do compressor, é observado pela diminuição da vazão mássica de ar. Segundo Diakunchak (1991), uma redução de 5% da vazão mássica de ar, na entrada do compressor, provocada por incrustações, gera uma

perda de eficiência de 2,5% do compressor.

Para evitar esse tipo de deterioração, é possível realizar a lavagem do compressor em operação (lavagem *on-line*) ou uma lavagem mais incisiva com a máquina desligada (*off-line*), sem a necessidade de abertura da carcaça. Recomenda-se realizar uma lavagem do compressor e limpeza/substituição de filtros sempre que ocorrer um decréscimo da ordem de 3% de vazão mássica de ar na entrada (DIAKUNCHAK, 1991).

2.2.7 Demais aspectos

Existem múltiplos aspectos que ainda podem ser citados no processo de degradação da turbina a gás, alguns até de baixa influência, porém por se tratar de uma máquina complexa, sempre se recomenda atenção à manutenção geral do equipamento. Dentre esses, por exemplo, vibrações e folgas de peças da carcaça e compartimento da turbina: provocam fugas de gás, perdas de temperatura e deficiência de isolamento; desgaste das partes móveis como mancais e selos; sujidade do óleo lubrificante; perdas de energia por atrito; umidade relativa do ar: provoca aumento de processos corrosivos e formação de depósitos no compressor (BLACK & VEATCH, 2003).

2.3 Relação entre desempenho e degradação da máquina

Os principais mecanismos de perda de desempenho, provocados pela degradação dos materiais da turbina a gás, ocorrem pelo desgaste da superfície, mudança de geometria das palhetas e aumento da folga das pontas das palhetas. Essas mudanças provocam redução da eficiência e de extração de trabalho do estágio e essa redução possui efeito cumulativo, pois são criadas condições de saída diferentes no estágio e o subsequente estágio terá também decréscimo de eficiência (KURZ; BRUN, 2009).

A superfície das palhetas é um fator importante no desempenho. Quando a superfície cerâmica (camada de proteção térmica) apresenta degradação, parte da energia dos gases é perdida em transferência de calor para o metal, fato que não é interessante para o processo, pois o objetivo é extrair trabalho mecânico para o eixo da turbina.

As mudanças de geometria impostas pela degradação das palhetas levam ao aumento das perdas energéticas dos estágios, que já não operam no seu ponto ótimo de projeto. Ocorre aumento de perdas por atrito, perdas no perfil, perdas ondulatórias e terminais. O aumento de folgas entre rotor e partes fixas provoca principalmente a elevação de perdas por atrito viscoso (MAZURENKO; SOUZA; LORA, 2013).

2.3.1 Inspeções de manutenção

A MI é a inspeção mais abrangente na turbina desde sua fabricação e também a última a acontecer, ou seja, ocorre apenas, quando a máquina estiver em um grau de degradação bem considerável. Para uma máquina, que opera com gás natural sem injeção de água/vapor, por exemplo, é indicada a inspeção de combustores após 8000 horas de operação, inspeção de componentes do caminho dos gases quentes, após 24000 horas e a inspeção principal em 48000 horas (BLACK & VEATCH, 2003).

Na MI, é aberta a carcaça da turbina e o rotor é sacado. Essa inspeção tem como escopo: checar todas as folgas radiais e axiais do rotor e carcaça; verificar todas as palhetas, difusores e blocos quanto à presença de trincas e erosões; inspecionar a tubulação de entrada de ar do compressor quanto à presença de fuligem, erosão, corrosão e vazamentos; checar lâminas do rotor e estator do compressor quanto a trincas, folgas, danos e corrosão; remover todas as palhetas da turbina para análise, através de ensaios não destrutivos dos encaixes tipo rabo de andorinha, para avaliação das condições de danos, trincas e desgastes; inspecionar o rotor quanto a trincas e desgastes; inspecionar os selos e mancais quanto à folgas e desgastes; checar alinhamentos do conjunto em geral (JANAWITZ; MASSO; CHILDS, 2015).

2.4 Análise exergetica

A análise exergetica, também conhecida como a eficiência de segunda lei, trata da qualidade da energia. Ao contrário da primeira lei da termodinâmica que trata apenas da quantidade de energia, a segunda lei trata da qualidade e oferece espaço para aperfeiçoamento dos dispositivos conversores de energia. Mais detalhadamente, ela diz respeito à degradação da energia e às oportunidades perdidas de realizar trabalho (ÇENGEL; BOLES, 2013). A exergia é denominada como o potencial máximo possível de trabalho de um sistema que passa por um processo reversível do estado inicial especificado para o estado do seu ambiente.

A exergia (X) é caracterizada, a partir da energia total do sistema. É conveniente a classificação das diversas modalidades de energia e exergia associadas e, que compõem a energia total, tomando como critério as formas e peculiaridades da transformação das mesmas. Como esse trabalho aborda sistemas de produção de energia elétrica, serão somente citadas modalidades de energia inerentes a esse processo.

A massa contém exergia, assim como energia e entropia proporcionais em um sistema. De forma

análoga, as taxas de transporte de exergia, entropia e energia para dentro ou fora do sistema são proporcionais ao fluxo de massa (ÇENGEL; BOLES, 2013). Quando uma quantidade m de massa entra ou sai de um sistema, exergia na quantidade $m\psi$ a acompanha, onde a exergia do escoamento é expressa por,

$$X_m = m \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \right] \quad (1)$$

Na equação 1, os termos de subíndice “0” referem-se a propriedade tomada à temperatura ambiente. O termo m se refere à vazão mássica em kg/s; h

$$\frac{dX_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum \dot{X}_{em} - \sum \dot{X}_{sm} - \dot{X}_d \quad (2)$$

Onde os termos $\sum X_{em}$ e $\sum X_{sm}$ representam os fluxos de exergia associados aos fluxos de massa que entram e saem do volume de controle, respectivamente, o subíndice j representa a quantidade de fluxos de calor Q_j presentes entre uma vizinhança com temperatura ambiente, T_0 e o volume de controle.

A grande maioria dos volumes de controle encontrada na prática, incluindo os abordados neste trabalho, opera em regime permanente. É o caso das turbinas, compressores, bocais, difusores, bombas e trocadores de calor que dessa forma, não sofrem

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum \dot{X}_{em} - \sum \dot{X}_{sm} - \dot{X}_d = 0 \quad (3)$$

É possível verificar pela equação 3 que, para um volume de controle, operando em regime permanente, a quantidade de exergia que deixa o volume de controle é sempre menor do que a admitida, e a diferença entre elas está associada à destruição de exergia, devido às irreversibilidades do processo (KOTAS, 1995).

Neste estudo, será necessária a consideração da exergia química na câmara de combustão do ciclo.

$$x_{quimica} = \sum \bar{g}_r(T_0, p_0) y_i - \sum \bar{g}_r(T_0, p_0) y_{i0} + \bar{R} T_0 \sum y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_{i0}} \right) \quad (4)$$

Na equação 4, g_r representa a função de Gibbs da substância analisada, em base molar, à temperatura T e pressão p , especificadas pelo somatório i , $i=0, 1, 2, \dots$. Nesse caso, quando $i=0$ as condições se referem aos valores do ambiente. A constante R é a constante universal para um gás ideal e y_i a fração molar da substância i . Os termos de subíndice “0” se referem à condição ambiente. Considerando reações químicas que ocorrem reversível e isotermicamente, prevê-se que a exergia correspondente é aproximadamente igual à variação da função de Gibbs, durante a reação, tendo em vista que o terceiro termo da equação acima é muito menor do que os demais. Em reações que envolvem combustíveis

representa entálpia em kJ/kg; s representa entropia em kJ/kg.K; v velocidade em m/s; g aceleração da gravidade em m/s² e z altura em m .

Para exprimir o balanço de exergia em um volume de controle, é preciso diferenciar a análise termodinâmica de sistemas e de volume de controle. Em volume de controle, além das formas convencionais de energias de transição, existem fluxos de energia, associados aos fluxos de massa que cruzam a superfície de controle. A conservação de energia no volume de controle será adotada, conforme a proposta de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) expressa pela equação 2.

variações nas quantidades de massa, energia, entropia e exergia, assim como seu volume. Portanto, dX_{vc}/dt , para tais sistemas, e a quantidade de exergia que entra em um sistema com escoamento em regime permanente, sob todas as formas (calor, trabalho, fluxo de massa) deve ser igual à quantidade de exergia que sai mais a exergia destruída (ÇENGEL; BOLES, 2013). Dessa forma, a expressão para a taxa do balanço de exergia geral, para um processo com escoamento em regime permanente, se reduz a equação 3:

Em sistemas térmicos desse tipo é comum analisar o combustível unicamente por uma mistura de gases perfeitos e todos os componentes do sistema estão presentes no ambiente. Ao fazer a consideração, adota-se a metodologia de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), onde se considera o potencial químico de cada substância nas condições do sistema e do ambiente. Sendo assim, a exergia química pode ser expressa por:

constituídos por hidrocarbonetos, a diferença entre a variação da função de Gibbs e o poder calorífico inferior (PCI) é muito pequena. Sendo assim, é usual admitir para exergia química do combustível o seu poder calorífico inferior.

Assim está definido o conjunto de equações que expressam o balanço de exergia em um volume de controle que será a ferramenta para o desenvolvimento da análise exérgica de cada componente do ciclo de potência para geração de energia. Apenas deve ser considerado o caso especial da câmara de combustão que, por envolver reações químicas, terá a abordagem da exergia química que já foi mencionada anteriormente.

3 Metodologia aplicada

A seguir, é apresentada a metodologia empregada para a análise exergetica do ciclo combinado. São calculadas as eficiências exergeticas de cada equipamento, assim como a eficiência global do ciclo. Nessa etapa, foram utilizados os dados de variáveis de processo coletados no sistema supervisorio (pressão, temperatura, vazão mássica) do sistema para obtenção dos resultados de rendimento antes e depois da manutenção. Tomou-se a precaução de coletar os dados necessários para os cálculos em um período de operação de mesma temperatura ambiente e umidade relativa do ar, pois as variáveis exercem grande influência no rendimento desse tipo de ciclo térmico (ERSAYIN; OZGENER, 2015).

A eficiência exergetica será determinada de forma que atenda às peculiaridades envolvidas de cada equipamento. A convenção empregada para essa definição será de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) que classifica convenientemente os fluxos de exergia que entram e saem do volume de controle e, dessa forma, obtêm-se um critério de análise para mensurar quantitativamente que parcela de contribuição está associada a cada componente e também o valor global da eficiência do sistema. A eficiência exergetica, portanto, é expressa pela equação 5,

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\text{exergia dos produtos}}{\text{exergia dos recursos utilizados}} \quad (5)$$

Para o cálculo da eficiência de cada componente, foi desenvolvido um modelo, utilizando o *software* EES (*Engineering Equation Solver*). Todos os valores de entalpia e entropia foram obtidos da biblioteca de dados do *software*.

Para essa análise, assume-se que: todos os fluxos envolvidos estão em regime permanente; o ar e gases de combustão serão considerados como gases ideais e as condições do estado morto são: $T_0 = 288,15 \text{ K}$ e $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$; transferência de calor entre os componentes e o ambiente são desprezadas.

A seguir, será apresentada uma breve descrição das considerações relativas a cada componente do ciclo combinado.

3.1 Compressor

A função do compressor dentro do ciclo Brayton é fornecer ar com alta pressão para utilização no processo de combustão. Considerando o fluxo em regime permanente, compressão adiabática, o ar como uma mistura de gases, a não ocorrência de reação química no interior do componente e as energias potencial e cinética desprezíveis, a vazão de entrada será a mesma

da saída. O trabalho realizado pelo compressor, portanto é expresso, por (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar}(h_e - h_s) \quad (6)$$

onde h_e e h_s representam as entalpias de entrada e saída reais respectivamente, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar, obtidos com variáveis reais de processo. A partir dos resultados, é calculada a exergia dos fluxos de massa na entrada e na saída do dispositivo pela equação 1. Finalmente, para obter a eficiência exergetica no caso do compressor, aplica-se a seguinte forma relativa à convenção da equação 5, considerando o produto igual à taxa de aumento de exergia do ar, e o recurso utilizado sendo o trabalho realizado pelo compressor para comprimir esse ar (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{x}_{sm} - \dot{x}_{\varepsilon m}}{\dot{W}_c} \quad (7)$$

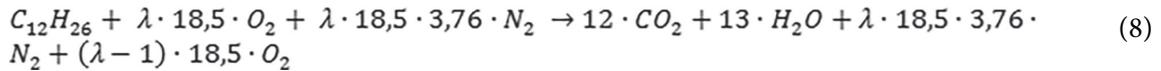
3.2 Câmara de combustão

O óleo combustível para turbina elétrica é um óleo diesel leve e será considerado um combustível com formulação $C_{12}H_{26}$ (KOTAS, 1995). Apesar de, na realidade, o óleo diesel possuir diversas frações de cadeias carbônicas que variam entre C_8 e C_{50} , porém a fração dominante é C_{12} , para fins de cálculo, as outras frações serão desconsideradas.

A característica operacional principal, que diferencia o arranjo do combustor em relação à operação com gás natural, é que não ocorre a pré-mistura com ar. O combustível líquido é atomizado com ar resfriado da descarga do compressor, a fim de aumentar a superfície de contato e a eficiência da combustão. Os reagentes da reação, combustível e ar, se encontram no bico do queimador, onde ocorre a reação de combustão. Para a redução de NO_x é injetada em paralelo no combustor uma quantidade de água desmineralizada, com o objetivo de diminuir a temperatura da chama e, assim, deslocar a reação da faixa de formação de produtos NO_x .

A participação da água, no processo de combustão, dá-se no mecanismo das etapas da reação. Na etapa rápida de formação dos radicais, as moléculas de água atuam como retardadoras, pois atrapalham o caminho da reação, aumentando a superfície de contato para o encontro dos radicais. A diminuição da temperatura da chama se dá pela absorção de energia da água na passagem do estado líquido para gasoso. Na etapa lenta, ocorre o oposto, a água acelera a formação de CO para CO_2 , através da oxidação do mesmo, isto é muito vantajoso, pois, nessa

etapa, ocorre a maior liberação de energia do carbono (GLASSMAN; YETTER, 2008).



Serão considerados como exergia do produto, os gases gerados, somados à massa de água vaporizada X_s . Os recursos serão a exergia dos fluxos de massa do combustível X_{cb} , do ar e da água X_{ox} . Para fins de simplificação, também será considerado o combustor como um volume de controle único. Dessa forma, a eficiência exergética da câmara de combustão ϵ_{cb} é expressa pela equação 9,

$$\epsilon_{cb} = \frac{X_s}{X_{cb} + X_{ox}} \quad (9)$$

3.3 Turbina a gás

A turbina é o equipamento responsável pela extração de trabalho dos gases por meio do processo de expansão. Nesse ponto do processo, ocorre uma restrição de eficiência, devido à tecnologia dos materiais construtivos do primeiro estágio da turbina. Para a análise exergética da turbina, serão calculadas as taxas de exergia dos fluxos mássicos dos gases, provenientes da combustão na entrada e na saída da turbina, obtendo a taxa de decréscimo de exergia que será considerada como o recurso. Também é necessário o cálculo do trabalho da turbina \dot{W}_{tg} equação 10, pois ele é considerado como a exergia do produto, subtraindo o trabalho fornecido ao compressor que já foi determinado no item 3.1 (ÇENGEL; BOLES, 2013). Logo, a eficiência exergética da turbina a gás ϵ_{tg} é representada pela equação 11,

$$\dot{W}_{tg} = \dot{m}_g (h_e - h_s) \quad (10)$$

$$\epsilon_{tg} = \frac{W_{tg} - W_c}{X_e - X_s} \quad (11)$$

3.4 Caldeira recuperadora de calor (HRSG)

A caldeira recuperadora de calor é o componente inicial do ciclo Rankine, como seu nome já diz, sua função é recuperar a energia ainda presente nos gases do exausto da turbina a gás. Esse processo, ocorre através da transferência de calor dos gases para a água, gerando vapor. Tais gases ainda possuem uma temperatura elevada, aproximadamente 600°C, porém baixa energia cinética e de pressão, pois ela foi extraída na turbina no processo de expansão para obtenção de trabalho de eixo (ÇENGEL; BOLES, 2013).

A equação 8 expressa a combustão para o OCTE com o coeficiente de excesso de ar (λ):

É possível modelar o processo da caldeira de recuperação como um grande trocador de calor. Neste artigo, a caldeira será considerada como um volume de controle único, pois a eficiência de cada conjunto de trocadores de calor por nível de pressão representa, individualmente, taxa de destruição de exergia, em relação à exergia fornecida ao sistema inferior a 1% em alguns casos, sendo assim, desprezível (PETRY, 2015).

Para determinação da eficiência exergética desse componente, toma-se como parâmetro que toda transferência de calor ocorre acima da temperatura ambiente e o propósito do trocador é aquecer uma corrente de líquido saturado ou vapor com a exergia de uma corrente de gases quentes. Portanto, serão considerados como produto a taxa de elevação de exergia da corrente fria (água/vapor) e recurso, a taxa de queda de exergia da corrente quente (gases combustão) para obtenção da eficiência exergética, conforme equação 12 (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996),

$$\epsilon_{HRSG} = \frac{X_{svap} - X_{ea}}{X_{eg} - X_{sg}} \quad (12)$$

onde: X_{svap} : exergia da saída vapor; X_{ea} : exergia da entrada da água; X_{eg} : exergia entrada gases; X_{sg} : exergia saída gases.

3.5 Turbina a vapor

Da mesma forma que a turbina a gás, a turbina a vapor tem por objetivo extrair trabalho de eixo, a partir da expansão do vapor superaquecido. A turbina a vapor da planta analisada é composta, na verdade, por duas turbinas, uma para cada nível de pressão. A turbina de alta pressão tem por característica estar em um eixo distinto ligado por um redutor mecânico ao eixo solidário do gerador elétrico e da turbina de média e baixa pressão.

Será considerada a taxa de decremento de exergia do escoamento de entrada até o estado de saída, como o recurso. A exergia do produto será o trabalho extraído pela turbina \dot{W}_{tv} que será calculado, conforme a equação 13, onde o subíndice ev refere-se à entrada de vapor e o subíndice sv refere-se à saída de vapor. A turbina será considerada como um volume de controle em regime permanente (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_v (\bar{h}_{sv} - \bar{h}_{ev}) \quad (13)$$

Nesse ponto do ciclo, ocorre um aumento de eficiência no ciclo Rankine pela introdução de uma corrente de reaquecimento de vapor. O vapor de descarga da turbina de alta pressão é reencaminhado para a caldeira, onde se encontra com o vapor de média pressão. Esses, em seguida, têm dois passes no interior da caldeira para aumentar a entalpia do vapor que, logo após, é enviado para a entrada da turbina de média pressão, sendo assim, um produto com uma maior qualidade energética. A equação 14 exprime a eficiência exergética para a turbina a vapor (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996),

$$\varepsilon_{tv} = \frac{W_{tv}}{X_{ev} - X_{sv}} \quad (14)$$

3.6 Condensador

O condensador é o componente, dentro do ciclo Rankine, responsável pela rejeição de calor. Ele converte vapor expandido para a fase líquida, sendo assim, um trocador de calor. Esse equipamento proporciona a pressão de descarga da turbina de baixa pressão ao vácuo, ou seja, a expansão máxima. A água condensada é novamente reintroduzida ao ciclo pela bomba de condensado e, assim, é feito seu fechamento. A modelagem desse componente é análoga aos trocadores de calor da caldeira de recuperação, também se considera um volume de controle fixo adiabático em regime permanente.

Para fins de convenção com o cálculo dos trocadores da caldeira, será considerada para eficiência do componente, equação 15, o objetivo de aquecer o fluido de arrefecimento. Sendo assim, será determinada como exergia do produto, a taxa de acréscimo de exergia do fluxo de massa de água admitido para o resfriamento, enquanto que o recurso será a taxa de decréscimo de exergia do fluxo de condensado (KOTAS, 1995),

$$\varepsilon_{cond} = \frac{X_{ea} - X_{sa}}{X_{scond} - X_{econd}} \quad (15)$$

onde: X_{ea} : exergia da entrada de água; X_{sa} : exergia da saída de água; X_{scond} : exergia da saída condensado; X_{econd} : exergia da entrada condensado.

3.7 Bombas de alimentação e condensado

A função das bombas, dentro do ciclo vapor, é elevar novamente a pressão do fluido condensado, antes da entrada da caldeira. Na planta em questão, serão analisadas duas bombas que operam para tal finalidade. Uma é denominada bomba de condensado, pois fica próxima ao condensador com a função de bombear o líquido saturado do fundo do condensador

para alimentação do tambor de baixa pressão. Esse tambor fica em conjunto com o desaerador e também tem o papel de alimentação da bomba de alta pressão, que é a outra bomba que será analisada. A bomba de alta pressão é responsável por abastecer os tambores de média e alta pressão.

Para a análise exergética, será considerada como recurso a exergia do trabalho realizado sobre a bomba \dot{W}_b , equação 16, e a exergia do produto será a taxa de acréscimo de exergia do fluxo da massa do líquido saturado das bombas (BEJAN; TASTSARONIS; MORAN, 1996). Também será considerada a bomba como um volume de controle em regime permanente. A eficiência exergética é expressa pela equação 17,

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_a(P_{sa} - P_{ea})}{\eta_b \cdot \rho_a} \quad (16)$$

onde, \dot{m}_a representa a vazão mássica de água; P_{sa} e P_{ea} representam as pressões de saída e entrada na bomba em kPa; η_b representa o rendimento global da bomba obtido de dados do fabricante e ρ_a representa a massa específica do fluido.

$$\varepsilon_b = \frac{X_{sa} - X_{ea}}{W_b} \quad (17)$$

3.8 Eficiência global

Para cálculo da eficiência global da planta, será utilizada a equação 18 (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996),

$$\varepsilon_{CCTG} = \frac{W_{el,tg} + W_{el,tv}}{\varphi PCI_{cb} \dot{m}_{cb}} \quad (18)$$

onde, W_{el} representa a potência líquida elétrica entregue pelo gerador; φ é a razão de exergia química e PCI do combustível, que para óleos combustíveis derivados de petróleo é da ordem de 1,06 e para o gás natural 1,04 (KOTAS, 1995). A representação \dot{m}_{cb} é a vazão mássica de combustível, em kg/s, e o PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível, em MJ/kg. É muito comum também empregar no meio técnico das máquinas térmicas o termo *heat rate* (taxa de calor) para expressar a eficiência de uma planta térmica. Trata-se da taxa de calor necessária (Btu) para uma produção fixa de energia (kWh). Nesse caso, o *heat rate* é dado pelo conceito inverso da eficiência global, ou seja, quanto mais baixo o *heat rate* de uma planta, maior é a eficiência da mesma (KOTAS, 1995).

4 Resultados e discussão

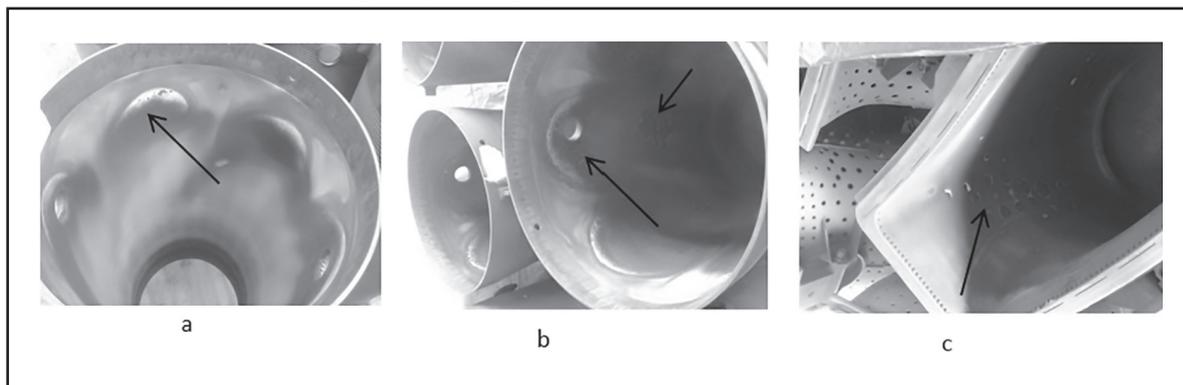
A seção de resultados foi dividida em duas partes, inicialmente foram ilustrados os aspectos relativos à manutenção, abordados no item 2.2 deste artigo, apontando o estado de degradação que a máquina

apresentou em sua abertura de carcaça. A seguir, são demonstrados e discutidos os resultados da análise exérgica com os parâmetros operacionais do período, imediatamente anterior à inspeção (56000 horas de operação), e com parâmetros operacionais de seu retorno à operação, após inspeção e manutenção.

4.1 Resultados da inspeção

As imagens apresentadas, na figura 2, ilustram a degradação da camada de proteção térmica dos *liners* e *flow sleeves* (dutos direcionadores dos gases de combustão) principalmente por mecanismo de erosão por arraste.

Figura 2 – Degradação nas peças do conjunto da câmara de combustão

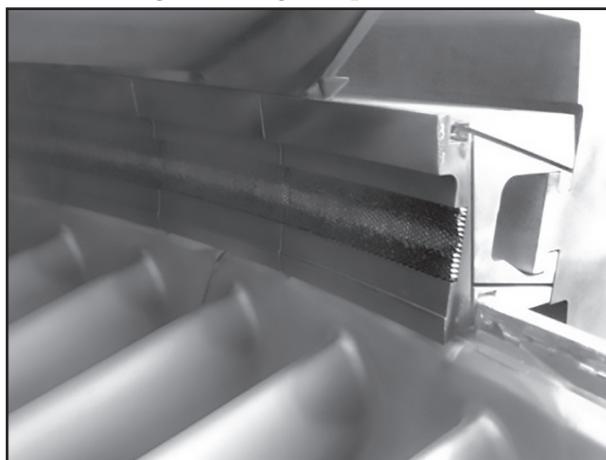


Fonte: As autoras, (2015).

São visíveis, na figura 2c, os pontos onde há falta de revestimento cerâmico. Também é possível observar, nas figuras 2a e 2b, a formação de depósitos brancos próximos do contato da zona quente da chama dos bicos queimadores. Esses depósitos são provavelmente de sais e metais presentes no combustível (OCTE) e na água desmineralizada, que é injetada na câmara, conforme apresentado pelos autores Janawitz, Masso e Childs (2015). Já os autores Rochelle e Najafi (2019) alertaram ao fato de que a heterogeneidade de viscosidades de combustíveis líquidos poderia causar danos aos bicos combustores e provocar zonas com maior fadiga térmica. Isso pode ser observado na imagem 2a, onde a seta indica uma zona visivelmente mais extensa de desgaste do revestimento térmico. Na figura 2b, a seta indica uma zona de corrosão térmica na saída do orifício de balanço da pressão dinâmica entre câmaras, uma ocorrência bem comum, devido a provável vazamento de gases por essa junta. Nos estágios móveis, também foram encontradas deteriorações oriundas do desgaste da cobertura de proteção térmica, trincas e folgas, provocadas por fadiga, conforme citado pelos autores Mazurenko, Souza e Lora (2013).

Na figura 3, está a imagem do *shroud block* (bloco de sacrifício, que tem por finalidade absorver o impacto das pontas das palhetas em caso de desbalanceamento) do segundo estágio, nota-se que esse apresenta desgaste elevado, condizente com o aumento de vibração, indicado pelo sistema de controle, antes da inspeção.

Figura 3 – Desgaste do bloco de sacrifício do segundo estágio de palhetas móveis



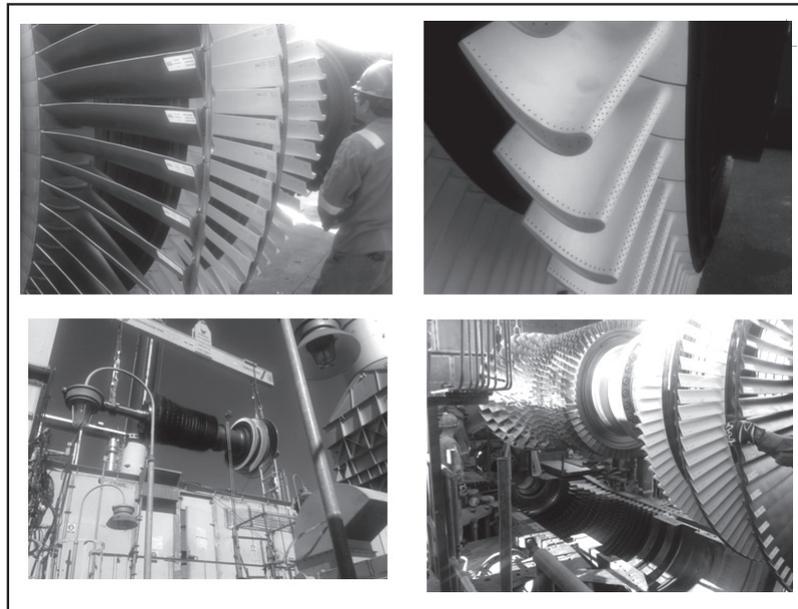
Fonte: As autoras, (2015).

Outro fator verificado, que possui influência direta no rendimento da turbina a gás, é a condição de limpeza do compressor que afeta diretamente sua eficiência e a eficiência global da máquina. Kurz e Brun (2009), em seus trabalhos, conseguiram retomar 2,5% da eficiência do compressor apenas com a manobra de lavagem do mesmo. Foi observada a condição pouco satisfatória dos primeiros estágios do compressor com elevada quantidade de fuligem e contaminantes presentes no ar. Deve-se observar que, durante a inspeção, também foi realizada a troca dos elementos filtrantes da sucção do compressor. Apesar dessa máquina operar com

injeção de água na câmara de combustão, não foram observados danos nas palhetas do compressor, relativos à diminuição da margem que surge do efeito sugerido pelos autores Roumeliotis e Mathioudakis (2010).

As imagens, a seguir, ilustradas na figura 4, já mostram as novas palhetas instaladas, durante a manutenção na parte da turbina a gás e a reinstalação do eixo sobre a carcaça.

Figura 4 – Novas palhetas e reinstalação do eixo sobre a carcaça



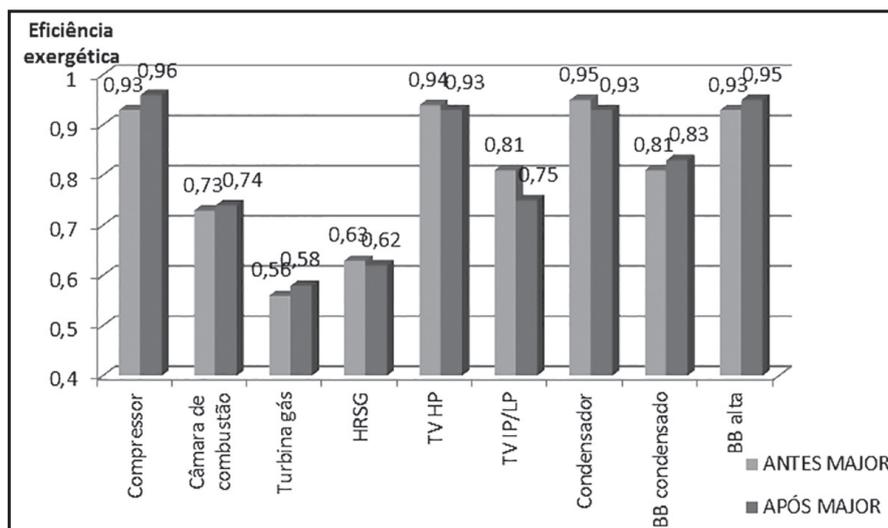
Fonte: As autoras, (2015).

4.2 Eficiência exergética

A figura 5 exprime o gráfico com os resultados de eficiências exergéticas calculados por componente do ciclo combinado, na figura 6, está ilustrada a eficiência exergética global da planta juntamente com as participações de cada ciclo (Brayton-Rankine) dentro da eficiência global.

Como já mencionado, este estudo utilizou dados de processo de dias com mesma temperatura ambiente e umidade relativa do ar, conforme Ibrahim *et al.* (2017), ocorre significativa diminuição da eficiência exergética de turbinas a gás com a aumento da temperatura ambiente.

Figura 5 - Gráfico dos resultados de eficiência exergética por componente do ciclo combinado



Fonte: As autoras, (2015).

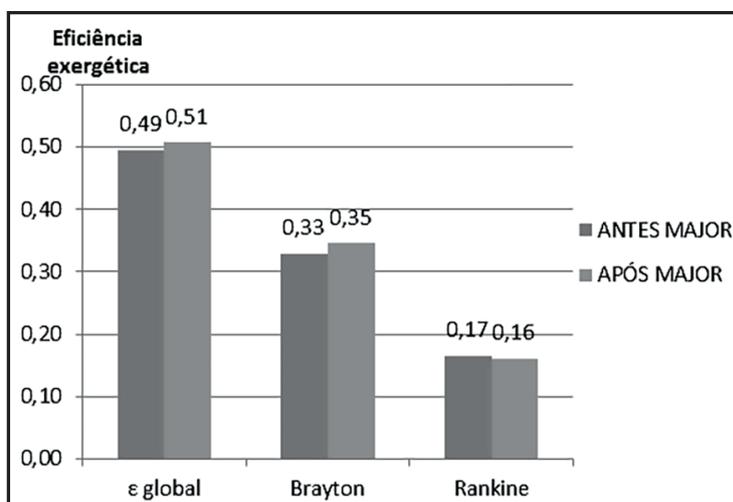
O objetivo foi comparar o incremento de eficiência resultante apenas da variável da troca dos componentes da turbina a gás e sua manutenção geral. Fica evidente o aumento nos três componentes do ciclo Brayton: compressor (aumento de 3%); câmara de combustão (aumento de 1%) e turbina a gás (aumento de 2%).

Outra discussão relevante quanto aos resultados, ilustrados na figura 5, dá-se ao fato de não ocorrer a mesma proporção de aumento da eficiência da câmara de combustão, como dos outros componentes do ciclo Brayton, mesmo com toda a troca dos conjuntos de bicos queimadores e todo revestimento térmico. Ocorreu apenas um aumento de 1 % da eficiência global. Esse dado está intimamente ligado ao fato de que a câmara de combustão é o equipamento, onde ocorre uma alta taxa de destruição de exergia (IBRAHIM *et al.*, 2017) que, por sua vez, está atrelado ao fato de uma grande variação de transformação energética, relativa à variação da exergia química na reação de combustão, conforme Kotas (1995). As possibilidades de melhoria da eficiência exergética desse componente tem pouca influência de aspectos físicos e mecânicos e estão mais ligadas aos mecanismos de

reação química. Por exemplo, já foi evidenciado por Khan e Tlili (2019) um aumento significativo da eficiência do ciclo Brayton e da câmara de combustão com combinações de ciclos regenerativos, onde os gases de exaustão pré-aquecem o ar comprimido na entrada da câmara de combustão. O primeiro estágio da turbina a gás, juntamente com a câmara de combustão, apresenta as zonas de maior destruição de exergia, conforme Sorgenfrei e Tsatsaronis (2016). Esse resultado foi evidenciado no estudo pelo fato dos aumentos inferiores da eficiência da câmara e turbina a gás, em relação ao aumento de eficiência do compressor. Enquanto o compressor teve aumento de 3%, a câmara de combustão teve apenas aumento de 1%.

A figura 6 mostra um aumento de 2% da eficiência exergética da planta. Em termos de *heat rate*, chegou-se ao resultado de diminuição de 2,15%. Esse resultado é compatível com os resultados obtidos no trabalho de Diakunchak (1991) que encontrou dados de diminuição de eficiência do compressor de 1,8%, reduzindo a potência da turbina a gás em 7% e aumentando o *heat rate* em torno de 2,5%. Na planta analisada, a eficiência do compressor aumentou 3% e a potência da turbina a gás em 5,4%.

Figura 6 - Gráfico de eficiência exergética global e participação de cada ciclo na eficiência



Fonte: As autoras, (2015).

O autor Gonca (2018), após estudo de avaliação de desempenho de turbinas a gás, quanto a parâmetros de projeto, demonstrou que frações de gás residual, temperatura de entrada, coeficientes de transferência de calor e comprimento do eixo têm influência negativa na eficiência exergética, enquanto que a velocidade da turbina, o diâmetro, a razão de compressão e o isolamento térmico da carcaça afetam de forma positiva a eficiência exergética. Isso corrobora com os resultados obtidos, pois o objetivo da manutenção

é reduzir perdas por fricção, transferência de calor, folgas, deficiência de isolamento térmico, vibrações.

É possível visualizar também, na figura 5, o que foi evidenciado pelos autores Kurz e Brun (2009) o ganho de eficiência na ordem de 3% do compressor, mediante sua limpeza e troca de palhetas do primeiro estágio. Na turbina a gás, também fica evidente a melhora da eficiência, que vai ao encontro dos estudos dos autores Mazurenko, Souza e Lora (2013). O aumento de folgas entre rotor e partes fixas acarreta

principalmente na elevação de perdas por atrito viscoso. Com a substituição por palhetas e componentes novos essas perdas são severamente reduzidas.

Os resultados evidenciam a melhoria de rendimento da turbina a gás (ciclo Brayton) em detrimento do rendimento do ciclo Rankine. É visível que, com a maior extração de trabalho na turbina a gás, a caldeira recuperadora recebe gases de exaustão com menor qualidade energética, provocando assim, uma pequena queda de eficiência do ciclo vapor. Porém, como o ciclo a gás é responsável por aproximadamente 67% da eficiência do ciclo combinado, é mais satisfatório para o rendimento global melhorar a eficiência da turbina a gás. O resultado também foi evidenciado nos resultados de simulações de Uberti e Indrusiak (2015) que encontraram uma eficiência global de 35,7% do ciclo Brayton dessa mesma planta.

A manutenção, nesse caso, representou aumento de 2% na eficiência exergética da planta, que inferiu um ganho de 8,6 MW na geração líquida de energia, conseqüentemente aumento de 3,4 % da geração líquida de energia elétrica. Esse resultado é esperado, considerando a perda de desempenho, provocada pela degradação dos materiais da turbina a gás, ocorrem pelo desgaste da superfície, mudança de geometria das palhetas e aumento da folga das pontas das palhetas (KURZ; BRUN, 2009).

O componente que apresentou maior queda de rendimento no ciclo foi a turbina vapor de média (IP) e baixa (LP) pressão. Tal resultado se deve à diminuição da entalpia no vapor de entrada. O vapor de média e baixa pressão é gerado na zona de menor qualidade energética da HRSG, a transferência de calor também possui menor rendimento, gerando vapor de menor energia. Segundo Mazurenko, Souza e Lora (2013), o grau de reação de um estágio de turbina a vapor se dá pela relação entre o trabalho específico disponível do estágio e o trabalho específico de rotor. Dessa forma, a diminuição do trabalho específico disponível, em virtude da menor entalpia do vapor, acarreta uma queda do trabalho do rotor e, conseqüentemente, a perda de eficiência do equipamento.

5 Conclusão

Conforme evidenciado pelos cálculos, a manutenção contribui de forma representativa na melhoria da eficiência da turbina a gás. A degradação evidenciada, durante a inspeção da máquina, reflete na geração de energia, conforme os mecanismos descritos no item 2.2 desse artigo. Apesar da turbina a gás operar na grande parte do tempo com combustível líquido, injeção de água na câmara de combustão e ter realizado a inspeção com horas de operação, acima do

recomendado, não foram encontradas evidências extremamente severas de degradação da máquina. Esse fato pode ser relacionado a uma boa manutenção preventiva dos sistemas de suporte, qualidade controlada do combustível e boas práticas de operação.

Os resultados de eficiência exergética refletem como a deterioração dos componentes afeta de forma interativa na eficiência global do ciclo. Seria interessante um estudo futuro da eficiência, comparando também os dados de monitoramento de vibrações da turbina a gás. Talvez possa ocorrer alguma correlação importante que também poderia contribuir no enriquecimento das evidências para definição de parada da máquina. Também se sugere como estudo futuro, avaliar condições de operação e degradação da máquina, em relação ao preço da energia elétrica, para obter um ponto ótimo para parada de manutenção. Seria interessante avaliar a eficiência da manutenção também antes e depois de um procedimento de lavagem do compressor (KURZ; BRUN, 2009) para avaliar um momento ótimo de realização dessa manobra que também implica uma parada de operação da máquina.

Neste estudo, também fica evidenciado como as boas práticas de operação e manutenções contribuem para um aumento do tempo de produção com desempenho satisfatório (DIAKUNCHAK, 1991). Por outro lado, a falta de cuidado operacional pode acabar abreviando o intervalo de tempo entre as manutenções e, conseqüentemente aumentar os custos operacionais e a confiabilidade de uma planta de geração termelétrica.

As decisões sobre manutenção e inspeção sempre são influenciadas por questões econômicas e de segurança operacional. Sendo assim, este artigo tem objetivo de contribuir com o aprimoramento da gestão de operação e manutenção de turbinas a gás.

Referências

- AFFONSO, L. O. A. **Equipamentos mecânicos**. 3. ed. Rio de Janeiro: Qualimark, 2012.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Design of thermal systems**. New York: Wiley, 1996.
- BLACK & VEATCH. **Power plant engineering**. Norwell: Kluwer Academic, 2003.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2013.
- DIAKUNCHAK, I. Performance deterioration in industrial gas turbines. In: INTERNATIONAL GAS TURBINE AND AEROENGINE CONGRESS, 1991, Orlando. **Annals** [...]. New York: ASME, 1991.

- ERSAYIN, E.; OZGENER, L. Performance analysis of combined cycle power plants: a case study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 43, p. 832-842, 2015. DOI: 10.1016/j.rser.2014.11.082.
- JANAWITZ, J.; MASSO, J.; CHILDS, C. **Heavy-duty gas turbine operating and maintenance considerations: GER-3620M (02/15)**. Atlanta: GE Power & Water, 2015.
- GENERAL ELECTRIC COMPANY. **Gas turbine catalog**. [s.l.: s.n.], 2014.
- GLASSMAN, Y.; YETTER, R. **Combustion**. 4. ed. Londres: Academic Press, 2008.
- GONCA, G. The effects of turbine design parameters on the thermo-ecologic performance of a regenerated gas turbine running with different fuel kinds. **Applied Thermal Engineering**, n. 137, p. 419-429, 2018. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.03.100.
- IBRAHIM, T. *et al.* Thermal performance of gas turbine power plant based on exergy analysis. **Applied Thermal Engineering**, n. 115, p. 977-985, 2017. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.032.
- KHAN, M. N.; TLILI, I. New approach for enhancing the performance of gas turbine cycle: a comparative study. **Results in Engineering**, v. 2, 2019. DOI: 10.1016/j.rineng.2019.100008.
- KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Malabar, Florida: Krieger, 1995.
- KURZ, R.; BRUN, K. Degradation of gas turbine performance in natural gas service. **Journal of Natural Gas Science and Engineering**, n. 1, p. 95-102, 2009. DOI: 10.1016/j.jngse.2009.03.007.
- MAZURENKO, A. S.; SOUZA, Z.; LORA, E. E. S. **Máquinas térmicas de fluxo**. Rio de Janeiro: Interciência, 2013.
- PETRY, M. **Análise exergética de planta termelétrica de ciclo combinado bicombustível**. 2015. 124 f. Trabalho de Conclusão (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade FEEVALE, Novo Hamburgo, 2015.
- ROCHELE, D.; NAJAFI, H. A review of the effect of biodiesel on gas turbine emissions and performance. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 105, p. 129-137, 2019. DOI: 10.1016/j.rser.2019.01.056.
- ROUMELIOTIS, I.; MATHIOUDAKIS, K. Evaluation of water injection effect on compressor and engine performance and operability. **Applied Energy**, n. 87, p. 1207-1216, 2010. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.04.039.
- SORGENFREI, M.; TSATSARONIS, G. Detailed exergetic evaluation of heavy-duty gas turbine systems running on natural gas and syngas. **Energy Conversion and Management**, n. 107, p. 43-51, 2016. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.03.111.
- UBERTI, V. A.; INDRUSIAK, M. L. S. Modelagem e estudo de rendimento termodinâmico de ciclos combinados de geração termelétrica. **Revista Liberato**, v. 16, n. 25, p. 7-20, 2015.