

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA – CAMPUS ARARANGUÁ

JULIANA DA SILVA GARCIA

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
DE ENERGIA**

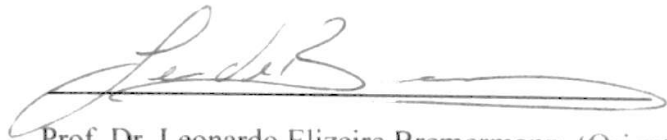
ARARANGUÁ, 2016.

JULIANA DA SILVA GARCIA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA

Trabalho de conclusão de curso na modalidade de artigo científico para a aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso do curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina – Campus Araranguá

Aprovado em: 9 / 12 / 2016



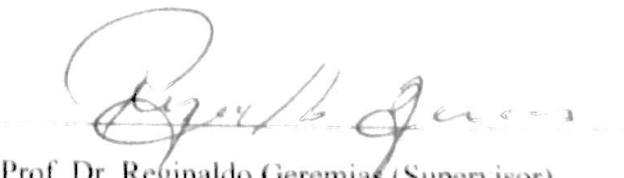
Prof. Dr. Leonardo Elizeire Bremermann (Orientador)



Prof. Dr. Luciano Lopes Pfitscher (Examinador)



Profa. Dra. Elise Sommer Watzko (Examinador)



Prof. Dr. Reginaldo Geremias (Supervisor)

AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO DE VARIÁVEIS OPERACIONAIS MEDIANTE AO PROCESSO DE SOPRAGEM DA CALDEIRA PARA ELABORAÇÃO DE NOVAS ESTRATÉGIAS DE OPERAÇÃO DE UMA USINA TERMELÉTRICA A CARVÃO

Juliana da Silva Garcia ¹

Resumo

Cerca de 80% da capacidade instalada de geração de energia elétrica no Brasil é de origem renovável. Desta forma, tem-se um sistema fortemente dependente das variações climáticas para garantir o suprimento da demanda. Neste contexto, as usinas termelétricas a carvão mineral são extremamente importantes para garantir a segurança e confiabilidade do sistema elétrico brasileiro. Um dos grandes problemas associados ao uso do carvão para a geração de eletricidade, encontra-se no acúmulo de cinzas nas superfícies de troca de calor da caldeira da unidade termelétrica. O mecanismo mais utilizado atualmente para remoção das cinzas é denominado sopragem. Esse processo, basicamente, consiste na injeção de jatos de vapor (retirado do ciclo de geração) nas regiões de acúmulo. Hoje em dia, busca-se, continuamente, um modo mais eficiente de usar a energia para obtenção de um determinado resultado. Neste contexto, a adoção de medidas gerenciais e operacionais para melhoria da eficiência de utilização do vapor podem reduzir desperdícios em curto prazo e sem exigir grandes investimentos. Na unidade termelétrica objeto deste estudo, um processo de sopragem é realizado a cada 7 horas, sendo que esta condição foi determinada de acordo com o fabricante da caldeira. O objetivo deste estudo é analisar o comportamento do sistema, de maneira a se buscar uma nova estratégia de operação para a unidade, onde a sopragem seja utilizada de forma mais coerente, não dependendo mais do tempo e sim de uma combinação de variáveis que indiquem o momento mais propício para realização do processo. Busca-se, desta forma, o uso mais racional do custo energético necessário para a realização do processo com a finalidade de atribuir ainda mais benefícios, também energéticos, a unidade. A análise determinou que importantes variáveis operacionais relacionadas a eficiência da unidade termelétrica (fluxo de ar, temperatura dos gases antes do superaquecedor final e atemperações RH) apresentam comportamento fixo durante e depois da ação dos sopradores. Desta forma, um novo método de operação é proposto, em que um ponto ótimo de sopragem é definido através de uma combinação dessas três variáveis.

Palavras-chaves: Unidade Termelétrica. Carvão. Sopragem. Eficiência Energética.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Matriz elétrica brasileira

Segundo o Balanço Energético Nacional de 2016, a capacidade total instalada de geração de energia elétrica em 2015 no Brasil atingiu 140.900 MW, registrando um

¹ Graduanda do Curso de Engenharia de Energia da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá, Rodovia Governador Jorge Lacerda, 3201, Jardim das Avenidas Araranguá, Santa Catarina, Brasil, CEP 88900-000. E-mail: julianagarcia_1@hotmail.com.

aumento de 6.945 MW em relação ao ano anterior. As centrais hidrelétricas contribuíram com 35,4% na expansão da capacidade instalada, enquanto as usinas térmicas responderam por 25%. As usinas eólicas e solares foram responsáveis pelos 39,6% restantes de aumento do Parque Nacional. (MME, 2016) A Figura 1 ilustra a matriz de oferta de potencia de energia elétrica no Brasil, já considerando os aumentos mencionados acima.

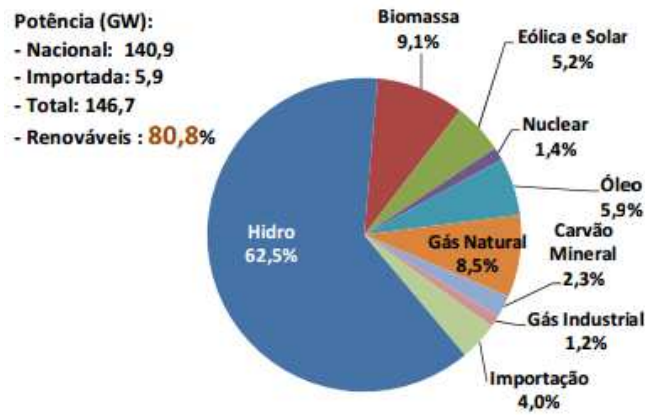


Figura 1 – Oferta de potência de geração elétrica - 2015. (Fonte: MME, 2016)

Nota-se a importância da geração hidroelétrica ao sistema elétrico brasileiro, de maneira que o mesmo depende fortemente de questões climáticas (período de chuvas) para manter uma geração de energia elétrica condizente com a demanda. Por este motivo, a geração termelétrica, a partir do carvão mineral, apesar de possuir uma participação pequena quando comparada com a hidroelétrica, é utilizada para garantir a segurança e confiabilidade do sistema elétrico brasileiro

1.2 Usina termelétrica a carvão

A geração de energia elétrica através da combustão direta do carvão se dá em usinas termelétricas convencionais através de turbinas a vapor baseando-se no Ciclo Rankine simples. Seu diagrama simplificado, juntamente com seus principais componentes é mostrado na Figura 2. (CARVALHO, 2013)

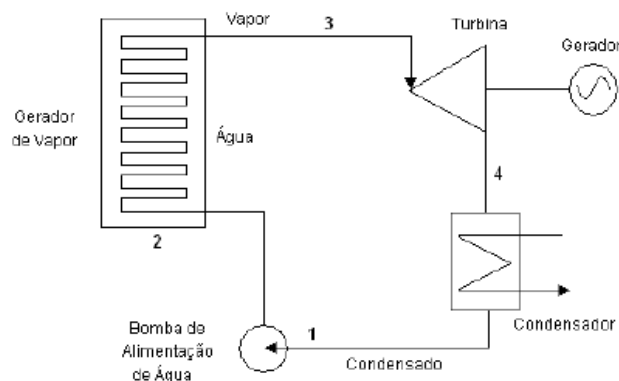


Figura 2 – Fluxograma de uma usina termelétrica a vapor. (Fonte: CARVALHO, 2013)

Da Figura 2:

Processo 1-2: Através da bomba de alimentação a água é enviada à caldeira;

Processo 2-3: A caldeira é o local onde ocorre a queima do carvão. O calor da combustão é transferido para a água, convertendo-a em vapor.

Processo 3-4: O vapor deixa a caldeira sob alta pressão e é encaminhado para a turbina, realizando trabalho e perdendo pressão e temperatura. O acionamento da turbina, resulta no acionamento de um gerador que é responsável pela geração de energia elétrica.

Processo 4-1: Após passar pela turbina o vapor encontra-se a uma baixa pressão e temperatura e então é encaminhado ao condensador, onde troca calor com uma fonte fria e retorna ao seu estado líquido para ser bombeado e utilizado novamente no processo.

A Figura 3 mostra o esquema de uma central termelétrica a vapor que utiliza como combustível o carvão mineral.

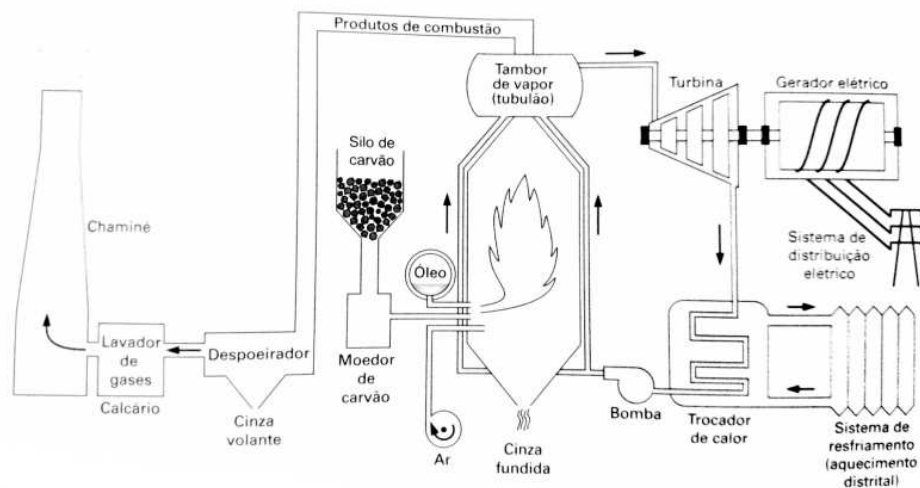


Figura 3 – Esquema de uma central termelétrica a vapor. (Fonte: BORGNAKKE; SONNTAG, 2009)

Na prática, com o intuito de melhorar o rendimento da unidade, existem duas variações do Ciclo Rankine simples que são amplamente usadas nas centrais termelétricas, são elas: Ciclo Rankine regenerativo e com reaquecimento.

O Ciclo Rankine regenerativo caracteriza-se pela utilização de vapor extraído da turbina para pré-aquecer o líquido saturado que sai do condensador. Este aquecimento faz com que uma menor quantidade de calor seja transferida para o líquido na caldeira e, portanto, tem-se um aumento no rendimento do ciclo. Na Figura 4 demonstra-se um esquema que exemplifica o princípio de funcionamento do Ciclo Rankine regenerativo. (PAZ, 2002)

O Ciclo Rankine com reaquecimento é também uma variação do Rankine simples. Basicamente, o vapor que sai do estágio de alta pressão na turbina retorna à caldeira para ser novamente aquecido através do aproveitamento de calor dos gases de exaustão. A Figura 5 ilustra a esquemática deste ciclo. (LORA et al., 2004)

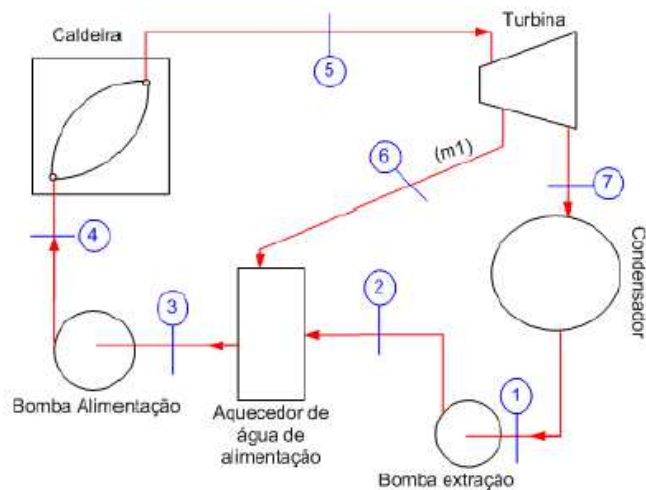


Figura 4 – Ciclo Rankine Regenerativo. (Fonte: CARVALHO, 2013)

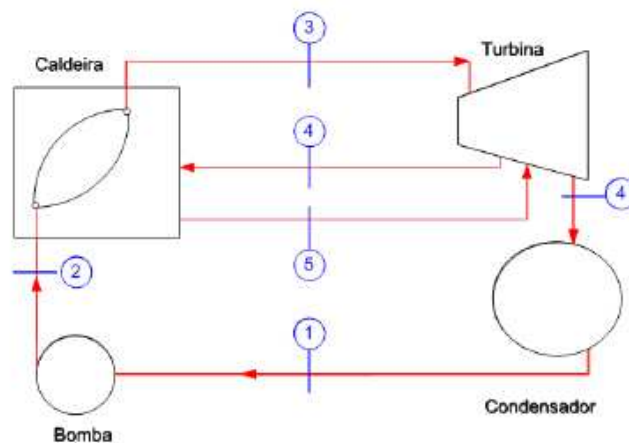


Figura 5 – Ciclo Rankine com Reaquecimento. (Fonte: CARVALHO, 2013)

Como já mencionado, um dos principais equipamentos existentes em uma unidade termelétrica é a caldeira a vapor. Em geral, define-se como caldeira a vapor qualquer equipamento que utiliza a energia térmica liberada durante a combustão de um combustível para promover a mudança da água na fase líquida para estado de vapor. A Figura 6 mostra uma caldeira a vapor na sua forma mais simples, frisando a presença de seus dois principais componentes: a fornalha, que é o local onde ocorre a queima do combustível e as superfícies de aquecimento, que é onde ocorre a transferência de calor para o fluido de trabalho.

De forma geral, o rendimento desses ciclos térmicos de potência, ou seja, a parcela do calor que é convertida em eletricidade, depende diretamente da condição do vapor produzido na caldeira e entregue à turbina.

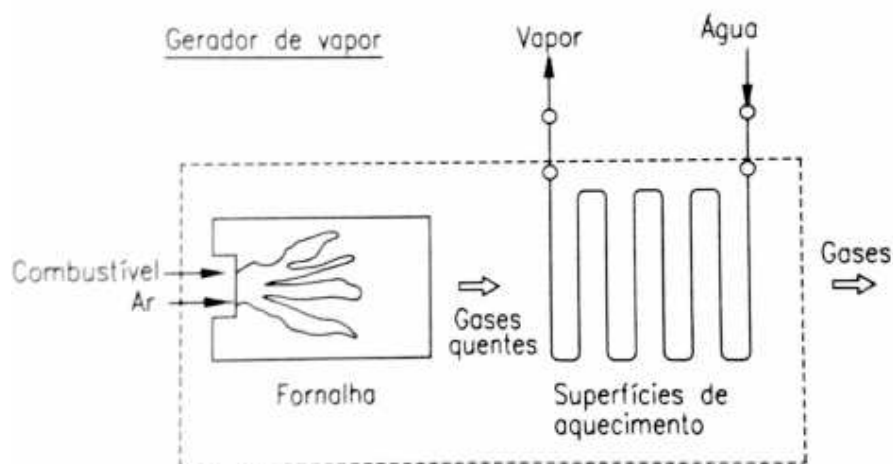


Figura 6 – Esquema simplificado de uma caldeira a vapor. (Fonte: LORA et al., 2004)

Na usina termelétrica estudada neste trabalho, tanto o ciclo Rankine regenerativo quanto o com reaquecimento são utilizados colaborando para um melhor desempenho da unidade.

1.3 O carvão mineral

Depois do petróleo, o carvão é a fonte primária de energia mais utilizada no mundo. O carvão mineral é um combustível natural fóssil, resultante da transformação da matéria vegetal de grandes florestas soterradas há milhões de anos e sujeitas à ação da pressão, temperatura e bactérias. É uma substância mineral, rica em carbono e que contém pequenas quantidades de oxigênio enxofre e nitrogênio.

O carvão fóssil tem suas características extremamente variáveis, principalmente levando-se em conta o teor de enxofre e de cinzas, os quais não são desejáveis por implicarem em uma série de problemas ambientais. Na Europa e nos Estados Unidos consegue-se um carvão com baixo teor de cinzas, inferior mesmo a 5%. No Brasil, cujas reservas de carvão situam-se principalmente nos estados do Rio Grande do Sul e Santa Catarina, em diversas minas o carvão apresenta teores de cinzas superiores a 40%. (RIBEIRO, 2002)

Um grande problema associado ao uso do carvão encontra-se no enxofre presente na sua composição. A combinação desse elemento com vapor de água, forma ácido sulfúrico, que além de provocar danos na estrutura do gerador de vapor, é emitido na atmosfera na forma de óxidos de enxofre, um poluente nocivo a saúde humana e precursor da chuva ácida. (LORA et al., 2004)

A deposição de cinzas nas superfícies de troca de calor de unidades geradoras de vapor é, também, um dos grandes problemas agregados ao uso do carvão. A baixa condutividade térmica dos depósitos de cinzas reduz a transferência de calor na caldeira, diminuindo assim a sua eficiência. Em casos de deposição acentuada, a eficiência térmica da unidade geradora pode ser reduzida em 10% e a redução de eficiência de geração de potência pode atingir 20%. A remoção de depósitos é feita através de sopradores de fuligem. A frequência de operação dos sopradores, no entanto, não pode ser determinada exclusivamente por critérios de maximização de eficiência da caldeira, pois essa utilização pode provocar um aumento na erosão provocada pelos jatos de vapor. (REINALDO, 2004)

Além disso, o vapor utilizado para a sopragem é retirado do ciclo de geração e portanto deixa de ser enviado para a turbina, logo para manter a mesma geração uma quantidade maior de combustível tem de ser queimada, gerando um custo energético para a unidade.

1.4 Eficiência energética

A energia é um elemento fundamental para o desenvolvimento socioeconômico de um país. A racionalização do seu uso apresenta-se como uma alternativa para redução de custos, além de promover impactos positivos ao meio ambiente. O mercado atualmente encontra-se cada vez mais orientado a dar preferência a empresas comprometidas com ações que visam a mitigação de impactos ambientais. Desta forma, empresas que tenham uma estrutura de custos racionalizada não podem tolerar desperdícios. Neste contexto, se torna necessário a busca constante por melhorias que garantam, como resultado, o mesmo produto com um menor consumo energético, eliminando perdas e assegurando redução de custos. (VIANA et al., 2012)

A adoção de medidas gerenciais e operacionais para melhoria da eficiência de utilização do vapor podem reduzir desperdícios de energia. Deve-se, portanto, observar com frequência mudanças de padrões, que em curto prazo e sem exigir grandes investimentos, possam garantir um melhor aproveitamento energético para a companhia.

Na usina termelétrica localizada na cidade de Capivari de Baixo-SC, para a qual este trabalho é desenvolvido, quando a mesma está operando com geração média de 110 MW um processo de sopragem da caldeira é realizado a cada 7 horas. Este intervalo de tempo foi proposto de acordo com as condições determinadas pelo fabricante da caldeira, sendo que nenhum estudo relacionado ao rendimento da usina foi realizado. Com o propósito de encontrar possibilidades de melhoria no desempenho da unidade, este trabalho utiliza como estratégia a avaliação de parâmetros coletados antes, durante e depois do processo de sopragem. A partir disto, analisa-se o comportamento do sistema em torno deste cenário com o objetivo de buscar uma nova estratégia de operação em que a sopragem não seja mais realizada em função do tempo e sim a partir de uma combinação de variáveis que indiquem o melhor momento de atuação dos sopradores, de maneira que se obtenha uma otimização no rendimento energético da unidade a partir do uso ponderado desse processo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são abordados as principais características das caldeiras e descrição de componentes periféricos que garantem uma melhora no desempenho deste equipamento. Também são abordados breves conceitos de cálculo de eficiência de caldeiras e unidades termelétricas. Além disso, são apresentadas noções sobre a Primeira Lei da Termodinâmica e rendimento de motores térmicos. Todo este conteúdo serve como base para a realização do estudo proposto.

2.1 Tipos de caldeiras a vapor

Atendendo ao critério de disposição relativa dos gases e do fluido de trabalho, as caldeiras a vapor podem ser de dois tipos: flamotubulares e aquatubulares.

2.1.1 Caldeira flamotubular

Este tipo de caldeira se caracteriza pela circulação dos gases de combustão por dentro dos tubos no interior da caldeira, em que os mesmos ficam imersos em água. Por ser um equipamento construído para operar com pressões limitadas, a caldeira flamotubular, mostrada na Figura 7, é frequentemente usada para aplicações de pequeno porte, como indústrias e lavanderias. A construção deste tipo de caldeira é considerada simples e a distribuição dos tubos pode ser tanto horizontal como vertical. (LORA et al., 2004)

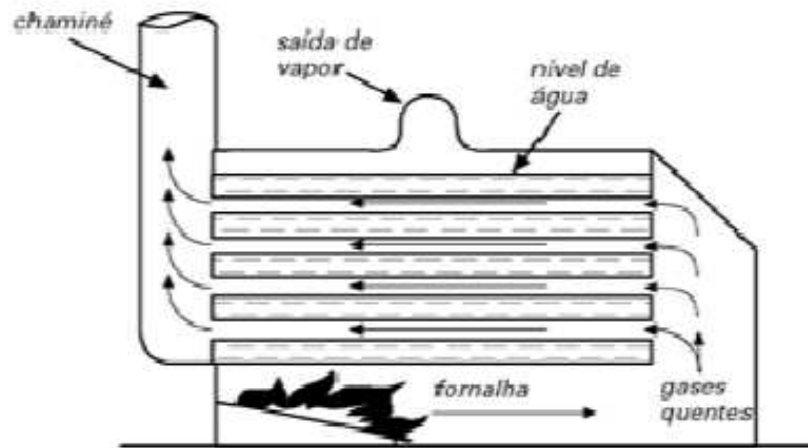


Figura 7 – Caldeira flamotubular. (Fonte: ALBERICHI, 2013)

2.1.2 Caldeira aquatubular

Neste modelo de caldeira a água circula no interior dos tubos, enquanto os gases de combustão circulam pela parte externa. Nas caldeiras aquatubulares tubos verticais (parede d'água) revestem a fornalha e superfícies radiantes e convectivas são dispostas nos dutos de passagem dos gases de combustão. São usadas quando se necessita de maior quantidade de vapor e maiores pressões de operação, por isso são comumente encontradas em usinas termelétricas. (LORA et al., 2004)

Neste modelo a água é vaporizada nos tubos que constituem a parede mais interna. Ao receber calor, a água vaporiza e sobe até o tambor superior, dando lugar a nova quantidade de água fria que será vaporizada, e assim sucessivamente. Este tipo de circulação de água, provocada apenas pela diferença de peso específico entre a água ascendente e descendente, é característica das chamadas caldeiras com circulação natural. (LORA et al., 2004)

A Figura 8 apresenta a representação uma unidade geradora de vapor do tipo aquatubular.

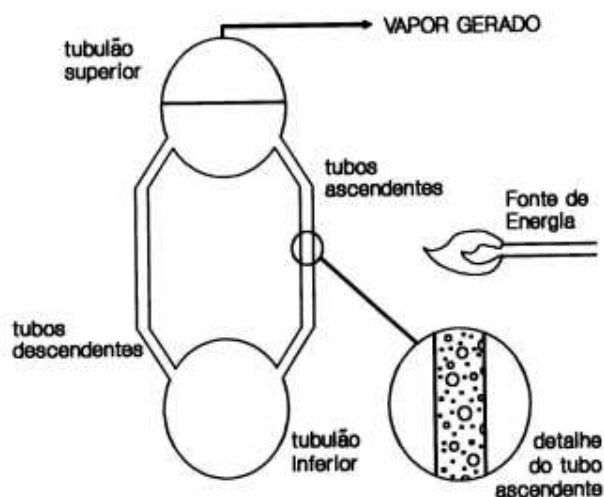


Figura 8 – Modelo esquemático de caldeira aquatubular. (Fonte: MARQUES, 2005)

2.2 Características dos equipamentos periféricos das caldeiras a vapor

Os equipamentos periféricos são usados para garantir um bom desempenho e eficiência na operação da caldeira. Na maioria das vezes, estes equipamentos ficam restritos às caldeiras aquatubulares, devido ao pequeno tamanho e concepção de projeto das caldeiras flamotubulares. (TROVATI, N/D)

Os principais equipamentos utilizados com este propósito são descritos a seguir.

2.2.1 Tambor separador

Embora tratada quimicamente, a reposição contínua da água utilizada no ciclo para geração de vapor pode acumular sais e partículas sólidas no interior da caldeira. O acúmulo desses sais e sólidos em suspensão provocam incrustações que reduzem significativamente a taxa de troca de calor nas superfícies de aquecimento da caldeira. O tambor é o local onde ocorrem as purgas da água, afim de manter controlado o conteúdo de sais da mesma. Além disso, o tambor separador é o equipamento utilizado para promover a separação do vapor saturado da água. (LORA et al., 2004)

2.2.2 Pré-aquecedor de ar

Os pré-aquecedores de ar são trocadores de calor que tem por objetivo aquecer o ar de combustão que será alimentado na fornalha, desta forma consegue-se acelerar a combustão em todas as cargas, diminuir o excesso de ar, além de possibilitar maiores taxas de absorção devido ao aumento da temperatura de chama na câmara de combustão. O pré-aquecimento do ar para temperaturas acima de 150°C pode proporcionar uma economia de combustível de 5 a 12%. (SILVA, 2004)

Em usinas termelétricas a carvão pulverizado, este equipamento também promove o aquecimento do ar responsável pelo transporte do combustível a fornalha, garantindo a secagem do carvão afim de favorecer o processo de combustão. (CARVALHO, 2013)

2.2.3 Economizador

O economizador é um equipamento responsável por elevar a temperatura da água de alimentação antes de a mesma ser injetada no tambor. Para promover esse pré-aquecimento utiliza-se o calor dos gases de combustão que saem da caldeira. Com o uso do economizador consegue-se um melhor rendimento na produção de vapor que acarreta em uma economia de combustível. (LORA et al., 2004)

2.2.4 Superaquecedores e reauecedores

Os superauecedores são trocadores de calor destinados a superauecer o vapor saturado, proveniente do tambor. Este superauecimento tem por finalidade retirar gotículas remanescentes de água, tornando o vapor apropriado para ser usado no acionamento de turbinas. (BARTOLOTTO FILHO, 2015)

Estes equipamentos podem ser classificados, quanto ao mecanismo de troca de calor, em:

- Radiantes: São instalados na seção de saída da fornalha. Em consequência disso, o método de transferência de calor predominante é a radiação.
- Convectivos: São instalados após a fornalha no duto horizontal ou vertical dos gases. A troca de calor ocorre predominantemente por convecção.
- Combinados: Estes superauecedores são uma combinação entre os Radiantes e os Convectivos.

Os reauecedores são utilizados para reauecer o vapor entre as turbinas de alta e média pressão. Após realizar trabalho na turbina de alta, o vapor perde temperatura e pressão e retorna à caldeira para, através dos reauecedores, trocar calor com os gases de combustão e aumentar sua energia interna através de um ganho de temperatura. O vapor readquire grande quantidade de energia a qual irá realizar trabalho no interior da turbina de média pressão. Os reauecedores podem ser classificados de maneira idêntica aos superauecedores, portanto, em: Radiantes, Convectivos ou Combinados. (CARVALHO, 2013)

2.2.5 Atemperadores

A utilização de atemperações é fundamental para garantir o controle da temperatura do vapor superauecido e operação eficiente da unidade termelétrica nas condições estabelecidas de projeto. Os atemperadores podem ser de superfície ou de mistura. O primeiro consiste em um trocador de calor localizado na linha principal de vapor. Nele, uma parcela da água de alimentação que vai para o economizador circula pela parte interior dos tubos, enquanto o vapor flui pela parte externa. Oscilando a vazão da água que circula pelos tubos é possível promover o controle de temperatura do vapor superauecido. Já no segundo, o controle de temperatura do vapor é feito através da injeção de condensado no fluxo de vapor superauecido. (LORA et al., 2004)

2.2.6 Sopradores de Fuligem

Durante a operação da caldeira, verifica-se a deposição de cinzas sobre os tubos das superfícies de aquecimento. Essa deposição reduz a troca térmica e, em alguns casos, impede a passagem dos gases de combustão. O soprador de fuligem é o equipamento responsável pela retirada deste depósito de cinzas através da utilização de vapor, ar comprimido e/ou água como agente de limpeza. (LORA et al., 2004)

O vapor é o fluido de limpeza utilizado com mais frequência, principalmente devido a sua fácil obtenção (da própria caldeira) e pela facilidade de operação do equipamento de sopragem. O soprador basicamente consiste em um tubo perfurado ligado a uma linha de fornecimento de vapor. Nas caldeiras são instalados vários sopradores de maneira estratégica entre as superfícies de troca de calor, a fim de garantir uma melhor remoção de depósitos. A limpeza deve ser feita com periodicidade diária e pode ser realizada com a caldeira em operação. (LORA et al., 2004)

2.3 Eficiência de Caldeiras a Vapor

De maneira geral, a eficiência energética de um sistema aponta o quanto um equipamento real se aproxima de um comportamento ideal, onde não existem perdas. Para determinar a eficiência em caldeiras, dois métodos são utilizados: O método das entradas e saídas (método direto) e o método do balanço de energia (método indireto). O primeiro determina o rendimento através do quociente entre a energia produzida pela caldeira na forma de vapor e o consumo de energia do combustível. No segundo a eficiência é analisada através das perdas que ocorrem no sistema de geração.

2.3.1 Método Direto

O método direto determina a eficiência através do balanço dos fluxos energéticos de entrada e saída. A energia do vapor pode ser determinada pelo produto entre a vazão em massa de vapor e o ganho de entalpia observado na água, em sua transformação de água de alimentação em vapor. O consumo de energia é calculado por meio do produto da massa de combustível e o seu poder calorífico inferior. Desta forma, a eficiência de uma caldeira (η_c) através do método direto se dá conforme a Equação 1. (BARTOLOTTI FILHO, 2015)

$$\eta_c = \frac{m_v \cdot (h_v - h_a)}{m_c \cdot PCI} \quad (1)$$

Sendo:

m_v - Vazão em massa de vapor (kg/h);

h_v - Entalpia do vapor na saída da caldeira (kcal/kg);

h_a - Entalpia da água na entrada da caldeira (kcal/kg);

m_c - Vazão em massa de combustível (kg/h);

PCI - Poder Calorífico Inferior do combustível queimado (kcal/kg_{combustível}).

2.3.2 Método Indireto

O método indireto se baseia no somatório das perdas do gerador de vapor para efetuar o cálculo da eficiência. De acordo com Eletrobrás (2005) a perda total é formada, basicamente, pelas seguintes parcelas: perdas pela chaminé, perdas por radiação e convecção, perdas associadas à temperatura das cinzas e perdas associadas ao combustível não convertido presente nas cinzas. Desta forma, a eficiência da caldeira pelo método (η_c) indireto é calculada de acordo com a Equação 2.

$$\eta_c = 100\% - \frac{\sum Q}{PCI} \quad (2)$$

Sendo:

$\sum Q$ - Somatório das perdas; ($Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$) (kcal/kg_{combustivel})

PCI - Poder calorífico inferior do combustível (kcal/kg_{combustivel}).

2.3.2.1 Perdas pela chaminé (Q_1)

Também conhecida como perdas de calor com os gases de combustão, trata-se da perda nos gases pela chaminé da caldeira, para tal deve-se diminuir o máximo possível a temperatura de saída dos gases de combustão. Apesar de haver muitos mecanismos para o aproveitamento do calor dos gases, há sempre uma perda a ser considerada e que pode ser calculada através da Equação 3. (BARTOLOTTO FILHO, 2015)

$$Q_1 = \dot{V}_g \cdot C_{Pg} \cdot (T_g - T_{amb}) \quad (3)$$

Sendo:

V_g - Vazão volumétrica dos gases de combustão, (m³/kg_{combustivel});

C_{Pg} - Calor específico médio do ar entre T_g e T_{ref} , (kcal/kg);

T_g - Temperatura dos gases na chaminé, (°C);

T_{amb} - Temperatura ambiente (°C).

2.3.2.2 Perdas por radiação e convecção (Q_2)

Quando a caldeira está em operação, a temperatura na periferia da mesma é maior que a do ambiente, desta forma tem-se uma perda que é causada pela transferência entre as superfícies do gerador de vapor e a temperatura ambiente. Esta perda é calculada de acordo com a Equação 4. (BARTOLOTTO FILHO, 2015)

$$Q_2 = \frac{A}{B} \cdot (h_c + h_r) \cdot (T_{bw} - T_{amb}) \quad (4)$$

Sendo:

A - Área da superfície do costado e outras partes da caldeira, (m^2);

B - Fluxo de radiação, (kW/m^2K);

hc - Coeficiente de transmissão de calor por convecção, (kW/m^2K);

h_r - Coeficiente de transmissão de calor por radiação, (kW/m^2K);

T_{bw} - Temperatura média do costado, ($^{\circ}C$);

T_{amb} - Temperatura média do ambiente, ($^{\circ}C$).

2.3.2.3 Perdas associadas à temperatura das cinzas (Q_3)

Na queima de combustíveis sólidos, a saída de cinzas implica em perdas, visto que as cinzas saem com altas temperaturas. De acordo com Eletrobrás (2005), na prática estas perdas são calculadas de acordo com a Equação 5, onde 1170 caracteriza um valor médio aproximado da entalpia sensível das cinzas.

$$Q_3 = \dot{m}_r \cdot 1170 \quad (5)$$

Sendo:

\dot{m}_r - Massa de cinza obtida pela massa de combustível, ($kg/kg_{combustivel}$).

2.3.2.4 Perdas devido à combustão incompleta (Q_4)

Esta perda ocorre quando a quantidade de oxigênio é insuficiente para garantir a combustão completa do combustível. Quando isto acontece tem-se a geração de gases com componentes combustíveis como CO, H₂ e CH₄. Conforme (BARTOLOTTO FILHO, 2015), essas perdas são determinadas de acordo com a Equação 6.

$$Q_4 = (126 \cdot CO + 108 \cdot 0 \cdot H_2 + 354 \cdot 2 \cdot CH_4 \cdot V_g \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4)) \quad (6)$$

Sendo:

CO - Conteúdo de CO nos gases de exaustão, (%);

CH_4 - Conteúdo de CH₄ nos gases de exaustão, (%);

H_2 - Conteúdo de H₂ nos gases de exaustão (%);

V_g - Volume de gases secos, ($m^3/kg_{combustivel}$);

q_4 - Fator de correção devido à diferença entre o consumo de combustível calculado e o real.

2.4 Primeira lei da termodinâmica

Pode-se dizer que a primeira lei da termodinâmica expressa um balanço de energia do sistema e se aplica a qualquer processo em que a energia de um sistema é trocada com o meio externo na forma de calor ou trabalho. Estes fluxos de energia em um sistema estão associados às mudanças de energia do mesmo, de tal forma que a primeira lei estabelece a seguinte relação: (LORA et al., 2004)

$$\Delta E = Q - W \quad (7)$$

Sendo:

ΔE - Variação de energia do sistema;

Q - Quantidade de calor trocada com o meio;

W - Trabalho realizado pelo sistema.

A energia pode estar presente de várias formas, tais como energia potencial, elétrica, magnética, cinética, interna, etc.

A energia potencial gravitacional (EP), a energia cinética (EC) e a energia interna (U) são tipos de energia que são armazenadas pelo sistema. A primeira é a energia armazenada num sistema como resultado da posição do mesmo num campo gravitacional, a segunda é o resultado do movimento do sistema e a terceira esta relacionada com a energia potencial, cinética e com a estrutura interna das moléculas que compõem a substância, sendo expressa na forma de energia interna específica (u). A magnitude desses tipos de energia são demonstradas de acordo com as seguintes expressões: (LORA et al., 2004)

$$EP = m.g.z \quad (8)$$

$$EC = \frac{m.V^2}{2} \quad (9)$$

$$u = \frac{U}{m} \quad (10)$$

Sendo:

m - Massa do sistema, (kg);

g - Aceleração da gravidade local, (m/s^2);

z - Distância do centro de gravidade a um plano de referência horizontal, (m);

V - Velocidade relativa a um referencial inercial arbitrário, (m/s).

Desta forma, pode-se escrever que a energia total armazenada (E) num sistema é:

$$E = m.g.z + \frac{m.V^2}{2} + U \quad (11)$$

A primeira lei da termodinâmica pode ser expressa na forma de taxa de variação com o tempo. Diante disto, a taxa de variação do trabalho mecânico com o tempo é denominada potência mecânica (\dot{W}), expressa em J/s ou W. Aplicando a primeira lei a um volume de controle com múltiplas entradas (subíndice e) e saídas (subíndice s), obtém-se a seguinte expressão: (LORA et al., 2004)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_s \cdot \left(h_s + g.z_s + \frac{V_s^2}{2} \right) - \Sigma \dot{m}_e \cdot \left(h_e + g.z_e + \frac{V_e^2}{2} \right) \quad (12)$$

Sendo:

h - Entalpia específica (kJ/kg).

2.5 Eficiência térmica de um motor térmico

Pode-se definir motor térmico como um sistema que opera segundo um ciclo, realizando trabalho líquido positivo e trocando calor líquido positivo. Um exemplo de motor térmico é o gerador termoelétrico onde a geração de calor se dá através da combustão e o trabalho é realizado na forma de energia elétrica. (BORGNAKKE; SONNTAG, 2009)

Em geral, diz-se que a eficiência, ou rendimento, é a razão entre o que é produzido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta). Em um motor térmico, transforma-se em trabalho (W) a energia fornecida como calor ou como energia armazenada num combustível (Q), portanto a máquina térmica recebe calor e realiza trabalho enquanto realiza um ciclo. (LORA et al., 2004) Desta forma o rendimento térmico ($\eta_{termico}$) é definido por:

$$\eta_{termico} = \frac{W}{Q} \quad (13)$$

3 METODOLOGIA

Este capítulo aborda toda a metodologia utilizada para a realização desse trabalho. A subseção 3.1 apresenta a descrição simplificada do funcionamento da usina termelétrica foco deste estudo. Na subseção 3.2 são mostradas os tipos de sopragens que são realizadas na unidade. A subseção 3.3 descreve como foi feita a coleta e o tratamentos dos dados. Por fim, na subseção 3.4 encontra-se descrita a metodologia de cálculo da eficiência desta unidade.

3.1 Descrição da Unidade Termelétrica

Como já mencionado, a unidade termelétrica para a qual este trabalho é desenvolvido encontra-se localizada na cidade de Capivari de Baixo, região sul do estado de Santa Catarina. A mesma possui capacidade instalada de 131 MW, no entanto durante a realização do estudo estava operando com carga média de 110 MW. De forma geral, a unidade é composta por uma caldeira do tipo aquatubular e com circulação natural, bombas de alimentação, turbinas de alta, média e baixa pressão e condensador. Porém além destes equipamentos principais, a usina termelétrica usufrui de mecanismos auxiliares que são fundamentais para o funcionamento da planta, os quais serão descritos a seguir.

3.1.1 Sistema de queima

A caldeira desta unidade termelétrica tem como combustível principal o carvão CE4500, que possui em torno de 4500 kcal/kg de poder calorífico superior e 42% de cinzas. Além disso, para o acendimento da caldeira são usados combustíveis auxiliares como óleo diesel e óleo combustível.

O sistema de queima é responsável pelo abastecimento de combustível para a fornalha. Basicamente, o carvão armazenado nos silos chega aos moinhos através dos alimentadores (esteiras metálicas) que são responsáveis por controlar o fluxo de carvão, a fim de regular a pressão do vapor na saída da caldeira (110 kgf/cm^2). Já nos moinhos o carvão passa por um processo de pulverização e é encaminhado através do ar primário, pneumaticamente, para o interior da câmara de combustão onde é queimado sob temperaturas acima de 1200°C . Além de promover o transporte do carvão, o ar primário também promove sua secagem, visto que este ar encontra-se com temperatura elevada devido ao seu aquecimento no aquecedor tubular. A Figura 9 mostra o esquema simplificado do sistema de queima da unidade.

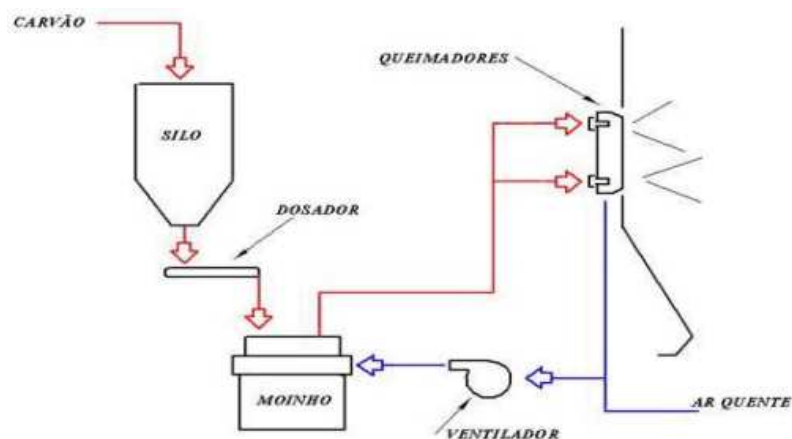


Figura 9 – Esquema simplificado do sistema de queima. (Fonte: AUTOR, 2016)

3.1.2 Caldeira e ciclo térmico

Denomina-se ciclo água e vapor, o sistema que é responsável por promover a evaporação da água na caldeira da unidade termelétrica. Além disso, ele realiza o superaquecimento do vapor e seu posterior reaquecimento. Seu objetivo principal é fornecer vapor superaquecido e reaquecido, com temperatura controlada, para as turbinas de alta e

média pressão, respectivamente. A Figura 10 apresenta a disposição dos componentes da caldeira.



Figura 10 – Caldeira e seus componentes.

O ciclo que inicia com o bombeamento da água de alimentação para o economizador, onde é aquecida e encaminhada para o tambor. No fundo do tambor encontram-se conectados os chamados tubos de alimentação (*downcomers*). A água desce por estes tubos até uma série de coletores inferiores da parede d'água.

A parede d'água recebe calor da fornalha e, portando, é onde ocorre a vaporização de parte da água. A mistura água e vapor retorna ao tambor por meio de tubos conectados aos coletores superiores da parede d'água. No tambor existem separadores de umidade que encaminham apenas o vapor para os superaquecedores. A parte de água que não vaporizou segue no tambor para continuar circulando pela parede d'água.

O primeiro estágio de superaquecimento do vapor saturado, através do calor fornecido pelos gases de combustão, se dá no superaquecedor primário (SH1). Em seguida, esse vapor é encaminhado para o superaquecedor secundário A (SH2a), onde efetua mais uma troca de calor, para posteriormente ser direcionado ao superaquecedor secundário B (SH2b). Os superaquecedores secundários estão dispostos em contra-corrente ao fluxo

dos gases de combustão e entre eles ocorre a primeira injeção de condensado (atemperação) para controle de temperatura. Do SH2b, o vapor segue para o superaquecedor final (SH3), onde é submetido ao último estágio de superaquecimento. Entre esses dois superaquecedores ocorre a segunda atemperação, afim de garantir que o vapor superaquecido chegue com temperatura na faixa de 510 °C na turbina de alta pressão.

Da exaustão da turbina de alta pressão, o vapor passa a ser denominado de vapor reaquecido frio. Através de uma tubulação este vapor retorna a caldeira onde passará por dois estágios de reaquecimento: Primeiro no reaquecedor 1 (RH1) e segundo no reaquecedor final (RH2). Ao sair do RH2, o vapor passa a ser chamado de vapor reaquecido quente e é encaminhado para a turbina de média pressão, com a mesma temperatura de 510 °C, porém com uma pressão menor. Entre os dois reaquecedores há a terceira e última injeção de condensado para garantir novamente o controle de temperatura do vapor. Após realizar trabalho na turbina de média pressão, o vapor segue direto para a de baixa pressão, não retornando mais para a caldeira.

Os gases fornecem calor para todos os processos de superaquecimento e reaquecimento. Após isso, são retirados da caldeira passando primeiramente pelo aquecedor regenerativo onde são responsáveis pelo aquecimento do ar responsável pela secagem e transporte do carvão pulverizado (ar primário) e do ar secundário que é inserido na fornalha afim de proporcionar a combustão completa do carvão. Em seguida, os gases são encaminhados para o precipitador eletrostático onde ficam retidos os resíduos da combustão que não podem ser descarregados na atmosfera. Finalmente, após a passagem pelo precipitador são encaminhados para os ventiladores induzidos, os quais se encontram antes da chaminé e possuem a função de promover a retirada dos gases da caldeira e enviá-los a atmosfera.

O caminho dos gases de combustão dentro da caldeira é resumido na Figura 11.

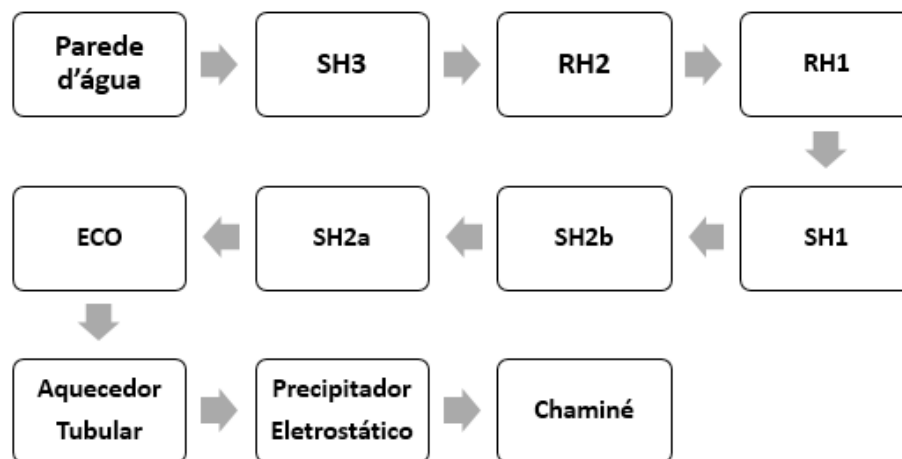


Figura 11 – Diagrama de blocos do caminho dos gases. (Fonte: AUTOR, 2016)

Seguindo o ciclo, o vapor é descarregado da turbina de baixa pressão no condensador dando início ao chamado sistema de condensado.

No interior do condensador existem tubos por onde circulam um fluido de resfriamento que é responsável por trocar calor com o vapor vindo da turbina, promovendo a condensação do mesmo. Nesta unidade o fluido refrigerante faz parte de um ciclo aberto,

ou seja, é retirado de um rio, segue para o condensador e retorna ao rio.

O condensado gerado é armazenado no chamado poço quente, que basicamente é um reservatório localizado na parte inferior do condensador. Através de bombas de extração esse condensado é succionado e encaminhado ao desaerador. Ao todo são duas bombas, no entanto uma encontra-se de reserva. Durante o caminho até o desaerador, o condensado passa por alguns estágios de pré-aquecimento.

O primeiro ocorre no condensador de vapor de selagem (CVS), onde o condensado é aquecido através da troca térmica com o vapor que é utilizado para fazer a selagem da turbina.

O segundo estágio de pré-aquecimento, ocorre no condensador de vapor dos ejetores (CVE). Nele o vapor auxiliar utilizado para a retirada de incondensáveis do condensador fornece calor ao condensado.

No terceiro estágio o condensado passa a ser aquecido por meio de extrações das turbinas. Inicialmente ele passa pelo primeiro aquecedor de baixa pressão (BP1), onde troca calor com a primeira extração vinda da turbina de baixa pressão. Em seguida, direciona-se para o segundo aquecedor de baixa pressão (BP2) que utiliza vapor da segunda extração da turbina de baixa pressão e, finalmente, segue para o desaerador.

O desaerador é um aquecedor de mistura que aquece o condensado através da terceira extração da turbina de média pressão. O desaerador é o último aquecedor no fluxo de condensado. Além disso, esse equipamento promove a remoção dos gases dissolvidos no condensado, principalmente O_2 e CO_2 , visto que, estes provocam corrosão nos tubos da caldeira. O caminho seguido pelo condensado é descrito na Figura 12.

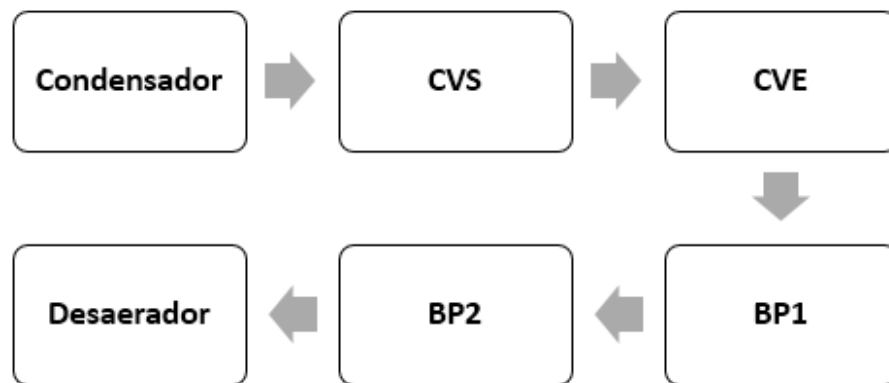


Figura 12 – Diagrama de blocos do caminho do condensado. (Fonte: AUTOR, 2016)

Do desaerador o condensado segue para o tanque de alimentação e passa a ser chamado de água de alimentação. A mesma tem, por sua vez, como fronteira inicial o tanque de alimentação e final o tambor. A água de alimentação armazenada no interior do tanque é bombeada através das bombas de alimentação para o tambor localizado no interior da caldeira. No caminho, a água de alimentação passa pelo economizador onde recebe calor dos gases de combustão e, portanto, chega ao tambor com uma temperatura mais elevada.

Na Figura 13 demonstra-se o caminho seguido pela água de alimentação no sistema água de alimentação através de um diagrama de blocos.



Figura 13 – Diagrama de blocos do sistema de água de alimentação. (Fonte: AUTOR, 2016)

A chegada da água de alimentação no tambor marca o fim do ciclo e portanto tem-se o início novamente de todo o processo de geração de vapor e energia elétrica da unidade.

3.2 Tipos de sopragens

Na unidade termelétrica, objeto deste trabalho, são realizados três tipos de sopragens: fornalha, parcial e total. Cada uma abrange uma área diferente. Quando a geração encontra-se em torno de 110 MW, a cada 7 horas um tipo de sopragem é realizada, intercalando entre parcial e fornalha. A sopragem total é realizada com pouca frequência e desta forma neste trabalho os dados foram avaliados apenas na ocorrência das duas sopragens mais comuns.

3.2.1 Sopragem fornalha

Como o próprio nome já sugere, a sopragem fornalha é realizada apenas nesta parte da caldeira. Os sopradores atuam diretamente na parede d'água, local onde se tem o maior acúmulo de cinzas na caldeira. A duração deste processo é em torno de 2 horas e 20 minutos. Na Figura 14 é possível visualizar quais sopradores são acionados nesta sopragem e a localização deles no interior da fornalha.

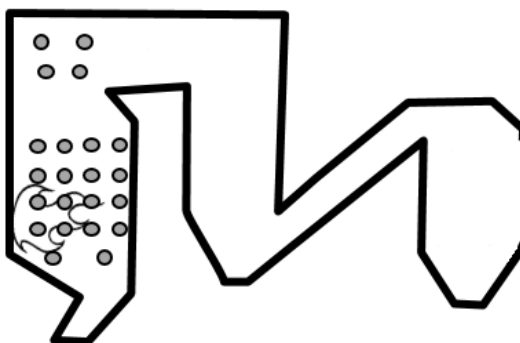


Figura 14 – Sopragem Fornalha. (Fonte: AUTOR, 2016)

3.2.2 Sopragem parcial

A sopragem parcial abrange uma área um pouco maior quando comparada com a fornalha. Neste tipo os sopradores atuam novamente na parede d'água, inclusive iniciando por ela, depois agem sobre o superaquecedor final, reaquadecores 1 e final. O processo se encerra no aquecedor tubular. O intervalo de duração deste tipo de sopragem fica em torno de 3 horas. A Figura 15 mostra os pontos de atuação dos sopradores neste tipo de processo.

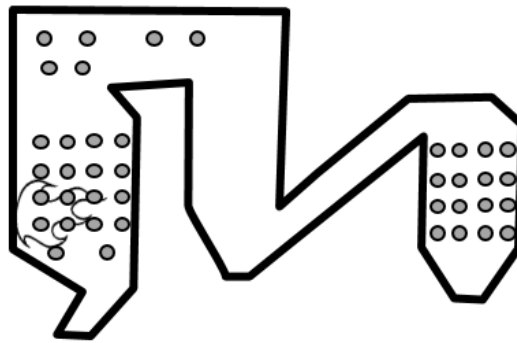


Figura 15 – Sopragem parcial. (Fonte: AUTOR, 2016)

3.3 Coleta e tratamento dos dados

Para a realização deste estudo utiliza-se dados obtidos através de um Software de monitoramento denominado EtaPRO Performance and Condition Monitoring já utilizado pela empresa. O mesmo é desenvolvido com intuito de ajudar na melhora do desempenho e rentabilidade de uma planta de geração de energia pois fornece valores de eficiência da caldeira e da unidade de minuto em minuto. Na Figura 16 encontra-se uma síntese do relatório de dados que é fornecido pelo software.

Temperatura dos Gases de Combustão antes SH3 LE		Temperatura dos Gases de Combustão antes do aquecedor LE		Temperatura dos Gases de Combustão antes do aquecedor LD		Eficiência da caldeira	
°C						%	
time stamp	C5_TE_28	time stamp	C5_TE_37	time stamp	C5_TE_38	time stamp	CGB.EE0.A(1)
02/07/2016 17:30	774,744	02/07/2016 17:30	359,544	02/07/2016 17:30	363,573	02/07/2016 17:30	88,437
02/07/2016 17:30	777,000	02/07/2016 17:39	360,600	02/07/2016 17:30	363,600	02/07/2016 17:31	88,389
02/07/2016 17:31	782,100	02/07/2016 17:44	359,800	02/07/2016 17:45	363,100	02/07/2016 17:34	88,532
02/07/2016 17:32	779,300	02/07/2016 17:53	360,600	02/07/2016 17:54	364,000	02/07/2016 17:38	88,480
02/07/2016 17:33	783,300	02/07/2016 17:59	359,000	02/07/2016 18:04	364,000	02/07/2016 17:43	88,466
02/07/2016 17:34	782,700	02/07/2016 18:02	359,000	02/07/2016 18:22	364,800	02/07/2016 17:46	88,376
02/07/2016 17:35	784,500	02/07/2016 18:05	360,200	02/07/2016 18:32	365,700	02/07/2016 17:48	88,447
02/07/2016 17:36	783,700	02/07/2016 18:10	360,200	02/07/2016 18:33	365,200	02/07/2016 17:51	88,545

Figura 16 – Síntese relatório de dados fornecido pelo software. (Fonte: AUTOR, 2016)

As variáveis utilizadas para a realização do estudo são:

- Eficiência da caldeira, (%);
- Temperatura dos gases antes do SH3 lados direito e esquerdo, (°C);
- Temperatura dos gases antes do aquecedor lados direito e esquerdo, (°C);
- 1°, 2° e 3° injeção de condensado lados direito e esquerdo, (t/h);
- Fluxo de ar, (t/h);
- Fluxo de vapor, (t/h);
- Fluxo de água de alimentação, (t/h);

- Temperatura da água de alimentação, (°C);
- Temperatura do vapor SH3 lados direito e esquerdo, (°C);
- Temperatura do vapor RH lados direito e esquerdo, (°C).

É perceptível que na Figura 16, alguns parâmetros não apresentam valores para todos os minutos do período de tempo analisado. Desta forma, para fins comparativos, calcula-se a média dos dados em intervalos de 10 em 10 minutos, visto que na grande maioria das vezes sempre há valores disponíveis neste espaço de tempo. Diante disso, organizou-se as variáveis conforme mostra-se exemplificado na Figura 17.

Hora	Eficiência da caldeira	Heat Rate	Atemperações RH
03:00	88,89650726	2954,226172	9,949225903
03:10	88,8678875	2906,477417	10,15046299
03:20	88,8182373	2926,377783	9,599537214
03:30	88,9090271	2905,141479	9,462962945
03:40	88,90027873	2900,612622	8,931712985
03:50	88,88516617	2889,975024	8,87500006
04:00	88,89837494	2889,975024	8,638888836
04:10	88,89450531	2908,781808	8,884259105
04:20	88,89706167	2919,03562	9,326389074
04:30	88,9160703	2919,315796	9,20370388
04:40	88,89821777	2909,556958	8,892592573
04:50	88,92595418	2952,860034	9,229938285
05:00	88,87846629	2921,888647	9,324459712
05:10	88,95029449	2921,133691	9,304012378
05:20	88,93369039	2930,410428	9,182253146
05:30	88,95875804	2906,164282	9,266203642

Figura 17 – Tabela simplificada dos dados tratados. (Fonte: AUTOR, 2016)

Vale salientar que as temperaturas que apresentam valores para o lado direito e esquerdo, são apresentadas desta forma pois apresentam dois sensores para medição. Para utilizá-las como apenas uma variável, calcula-se a média aritmética destes dois termos.

Já para as atemperações, que fisicamente ocorrem tanto na tubulação lado direito quanto na tubulação lado esquerdo, optou-se por dividir todas estas variáveis em apenas duas. Portanto, todas as injeções de condensado são organizadas da seguinte maneira:

- Atemperações SH: compreende a soma de todas as atemperações que ocorrem entre os superaquecedores, ou seja, 1° e 2° injeções, lados direito e esquerdo.
- Atemperações RH: compreende a soma das atemperações que ocorrem entre os reaquecedores, isto é, soma dos lados direito e esquerdo da 3° injeção de condensado.

Com os dados tratados, gráficos são gerados para avaliar o comportamento dessas variáveis antes, durante e depois de cada tipo de sopragem. Na Figura 18 encontra-se demonstrado como os gráficos são gerados.

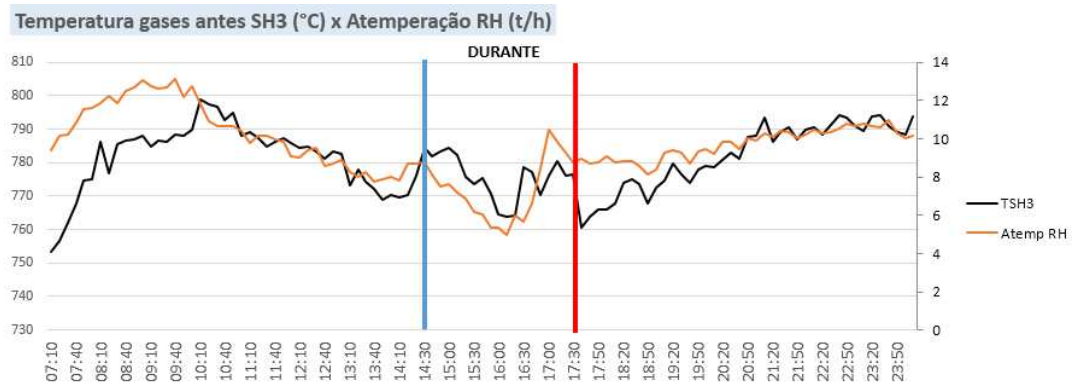


Figura 18 – Exemplo gráficos gerados. (Fonte: AUTOR, 2016)

Sendo que a linha azul representa o momento em que se inicia a sopragem e a vermelha o término do processo.

Outra maneira de avaliar o comportamento das variáveis é através de Tabelas e na Figura 19 encontra-se um exemplo de como elas são elaboradas.

Sopragem 3	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiência da caldeira	88,72	88,87	88,91	88,93	88,83	88,62	88,60	88,98	88,87

Figura 19 – Exemplo tabelas geradas. (Fonte: AUTOR, 2016)

Para cada sopragem pegou-se os dados adquiridos antes, durante e depois ao processo. Cada intervalo é dividido em três pontos sendo que o primeiro e o último representam o ponto inicial e final do período, respectivamente e o ponto do meio representa da média aritmética do intervalo.

Todo o tratamento mencionado acima é feito para o seguinte cenário: sopragem com intervalo de 7 horas entre sopragens. A base de dados compreende um montante de 11 sopragens em sequência.

3.4 Eficiência da unidade

O rendimento da unidade é calculado através da seguinte Equação.

$$\eta_{unidade} = \eta_C * \eta_{CT} \quad (14)$$

Sendo

$\eta_{unidade}$ - Rendimento da unidade termelétrica (%)

η_C - Eficiência da caldeira (%)

η_{CT} - Rendimento do ciclo térmico (%)

A Figura 19 mostra as fronteiras dos dois volumes de controle considerados, caldeira e ciclo térmico, juntamente com os fluxos de massa da unidade.

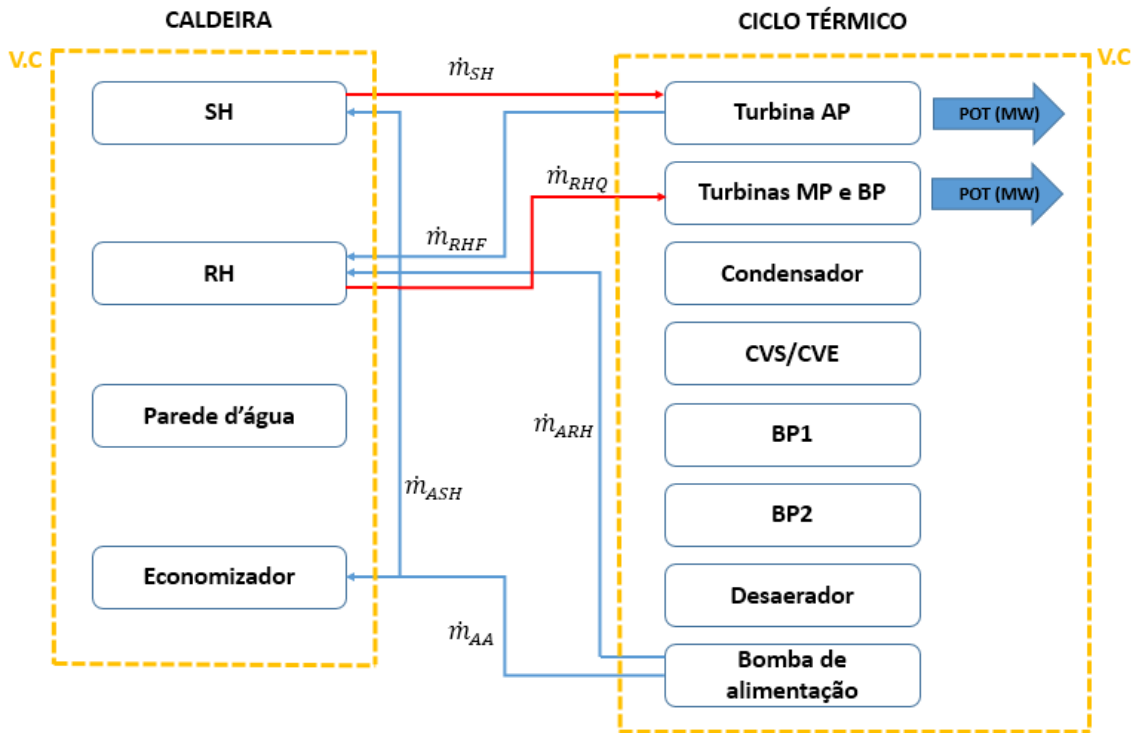


Figura 20 – Caldeira x Ciclo térmico. (Fonte: AUTOR, 2016)

Sendo:

\dot{m}_{SH} - Vazão mássica do vapor que sai do superaquecedor final, (kg/s);

\dot{m}_{RHQ} - Vazão mássica do vapor que sai do reauecedor final, (kg/s);

\dot{m}_{RHF} - Vazão mássica do vapor que sai da turbina de alta pressão, (kg/s);

\dot{m}_{ARH} - Vazão mássica das atemperações RH, (kg/s);

\dot{m}_{AA} - Vazão mássica da água de alimentação, (kg/s);

\dot{m}_{ASH} - Vazão mássica das atemperações SH, (kg/s).

3.4.1 Eficiência da Caldeira

O *EtaPRO Performance and Condition Monitoring* calcula a eficiência da caldeira baseando-se no método indireto. No entanto, a única perda propriamente calculada pelo mesmo é a perda pelos gases de combustão demonstrada na Equação 2. Para todas as outras são assumidos valores fixos que encontram-se mostrados na Tabela 1.

Calor sensível nas cinzas	0,27%
Radiação	0,24%
Incombusto	0,84%
Não mensuráveis	0,50%

Tabela 1 – Perdas da caldeira

3.4.2 Eficiência do ciclo térmico

De acordo com a primeira lei da termodinâmica e considerando o volume de controle apresentado na Figura 19 pode-se dizer que a taxa de transferência de calor para o ciclo térmico é:

$$\dot{Q}_{CT} = (\dot{m}_{SH} \cdot h_{SH} + \dot{m}_{RHQ} \cdot h_{RHQ}) - (\dot{m}_{AA} \cdot h_{AA} + \dot{m}_{ARH} \cdot h_{ARH} + \dot{m}_{RHF} \cdot h_{RHF}) \quad (15)$$

Sendo

h_{SH} - Entalpia do vapor que sai do superaquecedor final, (kcal/kg);

h_{RHQ} - Entalpia do vapor reaquecido quente, (kcal/kg);

h_{AA} - Entalpia da água de alimentação, (kcal/kg);

h_{ARH} - Entalpia do condensado utilizado nas atemperações RH, (kcal/kg);

h_{RHF} - Entalpia do vapor reaquecido frio, (kcal/kg).

Portanto, o rendimento do ciclo térmico é:

$$\eta_{CT} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{CT}} \cdot 100\% \quad (16)$$

Sendo

\dot{W} - Trabalho realizado pelas turbinas de alta, média e baixa pressão, (MW);

\dot{Q}_{CT} - Quantidade de calor recebida pelo ciclo térmico, (MW).

4 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos a partir da análise dos dados em que as sopragens são feitas com intervalos de 7 horas.

4.1 Relação temperatura dos gases antes do SH3 (°C) e atemperação RH (t/h)

A partir dos gráficos gerados pode-se avaliar o comportamento das variáveis antes, durante e depois o processo de sopragem. A partir disto, observa-se uma relação bastante peculiar entre a temperatura dos gases antes do superaquecedor final e da atemperação RH. Os resultados podem ser verificados nas figuras 20 a 23:

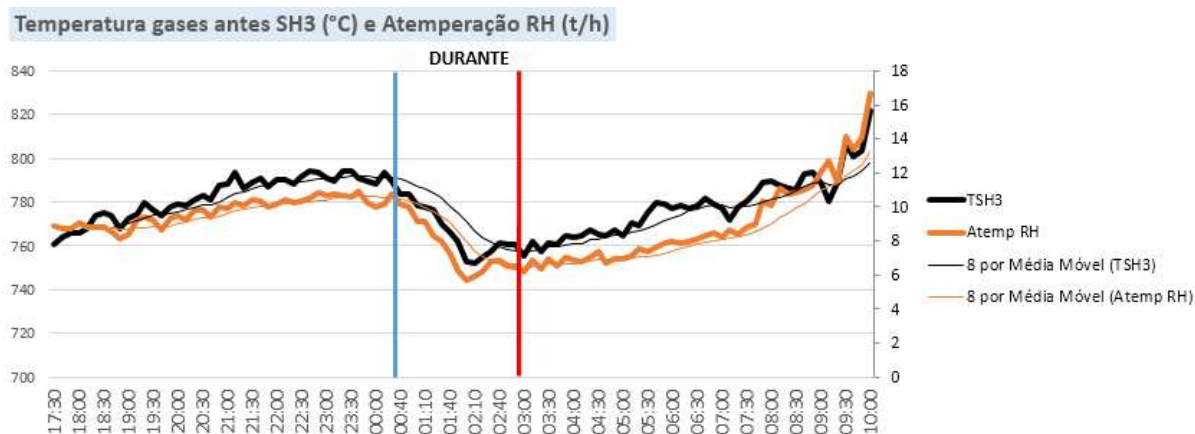


Figura 21 – Temperatura gases antes SH3 e Atemperação RH - Sopragem 5. (Fonte: AUTOR, 2016)

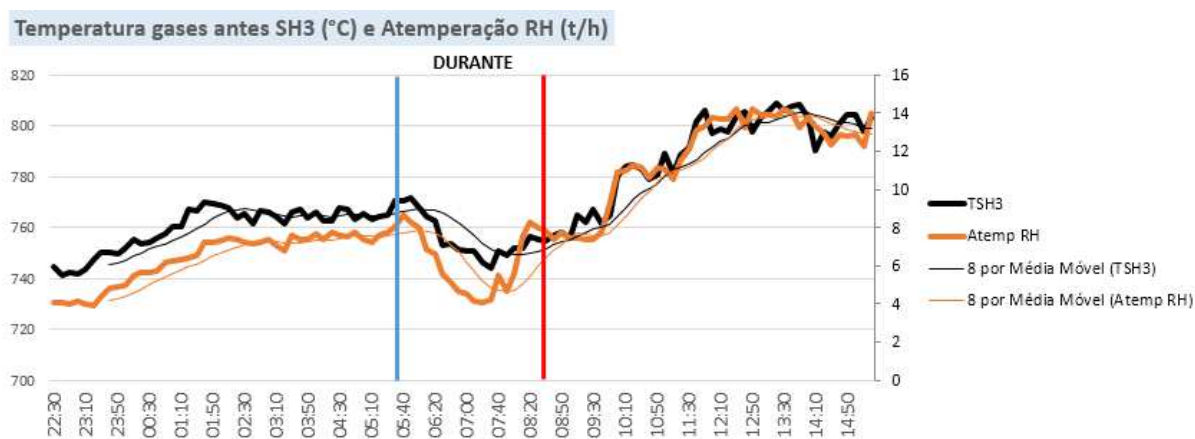


Figura 22 – Temperatura gases antes SH3 x Atemperação RH - Sopragem 8. (Fonte: AUTOR, 2016)

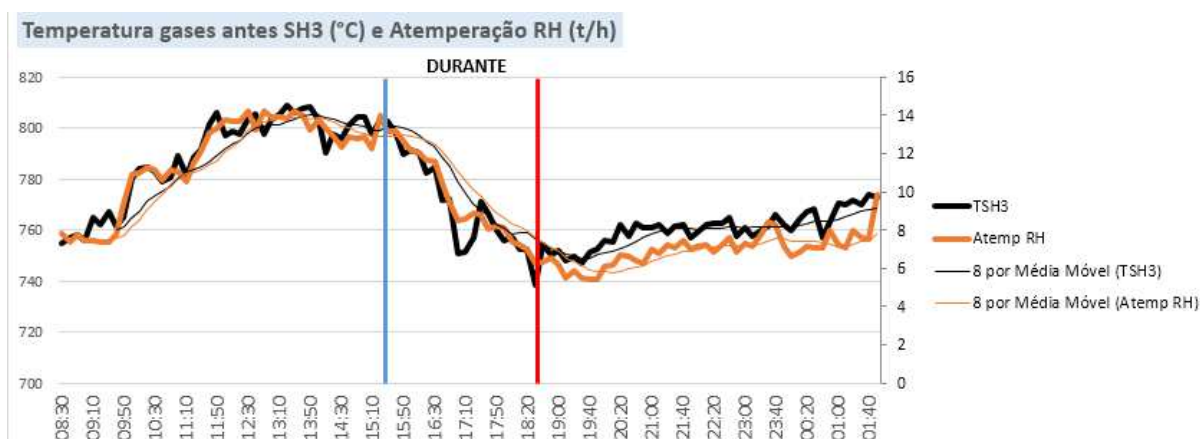


Figura 23 – Temperatura gases antes SH3 x Atemperação RH - Sopragem 9. (Fonte: AUTOR, 2016)

As sopragens 4 e 8 (Figuras 20 e 22, respectivamente) foram do tipo fornalha, enquanto a 5 e 9 (Figuras 21 e 23, respectivamente) do tipo parcial. A análise das

figuras permite observar a relação proporcional que existe entre a atemperação RH e a temperatura dos gases antes do SH3, já que as mesmas apresentam comportamento semelhante da curva de tal forma que quando a temperatura aumenta ou diminui a atemperação, em consequência, também aumenta ou diminui. Em todas as sopragens este comportamento se fez presente tanto nos intervalos entre sopragens quanto durante o processo. Nas Tabelas 2,3 e 4 também é possível observar as tendências iguais dessas duas variáveis, sofrem queda durante a sopragem e aumentam no período após a realização do processo.

Sopragem 5	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
TSH3	760,44	782,27	793,71	789,80	768,43	760,53	762,18	778,01	821,79
Atemp RH	8,93	9,72	10,15	10,74	7,79	6,52	6,86	8,97	16,66

Tabela 2 – TSH3 e atemperação RH antes, durante e depois da sopragem 5 (AUTOR, 2016)

Sopragem 8	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
TSH3	744,91	759,65	764,98	789,80	768,43	760,53	757,08	788,94	803,20
Atemp RH	4,11	6,40	7,72	8,06	6,23	7,52	7,85	11,68	14,02

Tabela 3 – TSH3 e atemperação RH antes, durante e depois da sopragem 8 (AUTOR, 2016)

Sopragem 9	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
TSH3	754,77	788,94	803,20	802,79	772,50	752,76	754,36	760,03	773,08
Atemp RH	7,85	11,68	14,02	13,19	10,02	5,54	6,15	6,95	9,87

Tabela 4 – TSH3 e atemperação RH antes, durante e depois da sopragem 9 (AUTOR, 2016)

Como já esperado, após todas as sopragens a temperatura dos gases antes do superaquecedor final segue com tendência de aumento, justificada pelo acúmulo de cinzas na parede d'água que aumenta a resistência térmica e causa uma diminuição na troca de calor entre os gases e o vapor. Em consequência disto os gases apresentam uma temperatura mais elevada na saída da fornalha.

4.2 Fluxo de ar de entrada (t/h)

Outra importante variável analisada é o fluxo de ar. Sabe-se que para a realização da combustão total do carvão se faz necessária uma certa quantidade de ar. Portanto, a partir desta variável pode-se prever o comportamento da vazão de combustível, visto que

se a mesma aumenta ou diminui muito provavelmente o mesmo está acontecendo com o fluxo de carvão. Os resultados podem ser observados nas Figuras 23 e 24.

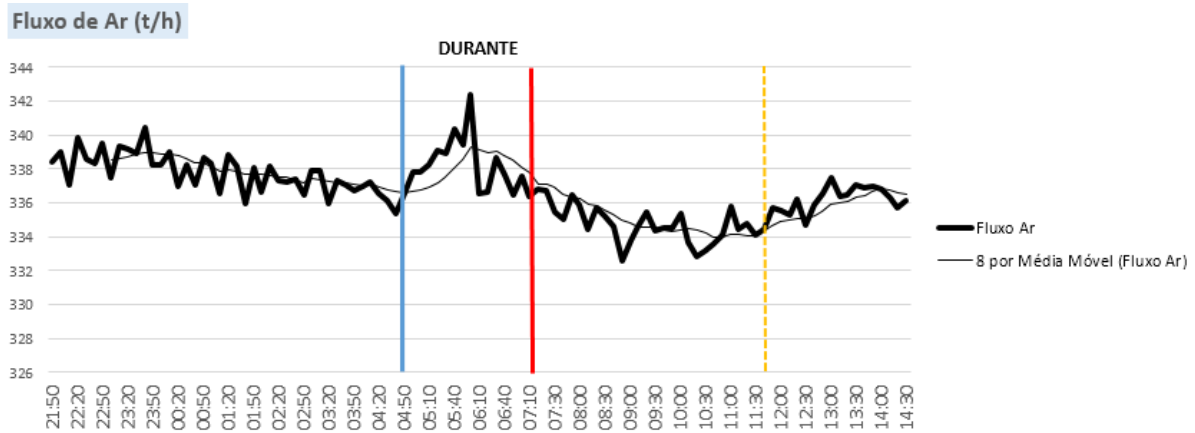


Figura 24 – Legenda

Sopragem 3	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Fluxo de ar	338,40	337,76	336,53	337,79	338,27	337,55	336,78	335,30	337,55

Tabela 5 – Fluxo de ar antes, durante e depois da sopragem 3 (AUTOR, 2016)

Através da Figura 23 e da Tabela 5 demonstradas acima, é possível reparar que o período anterior a sopragem 3, ou posterior a sopragem 2, indica tendência de queda do fluxo de ar e no momento em que a sopragem foi realizada esse perfil ainda se apresentava com bastante clareza. Após a sopragem, novamente se percebe uma tendência de queda, no entanto isso não se consolidou até o início da próxima sopragem e, a partir do período indicado pela linha tracejada amarela (em torno das 11 horas), o fluxo de ar começa a apresentar um comportamento de subida. Ou seja, muito provavelmente nesse momento o acúmulo de cinzas começou a provocar de fato a geração de vapor e isto teve de ser compensado com o aumento da vazão de combustível. Esse mesmo caso foi observado após a sopragem 8, como mostra a Figura 25 e a Tabela 6.

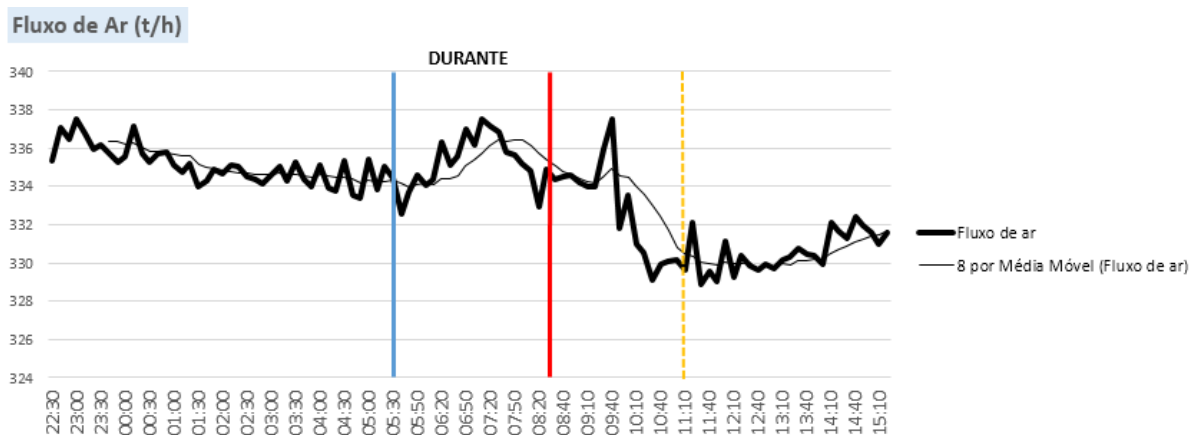


Figura 25 – Fluxo de ar - Sopragem 8. (Fonte: AUTOR, 2016)

Sopragem 8	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Fluxo de ar	335,31	335,09	334,45	332,53	335,27	334,88	334,03	331,43	330,55

Tabela 6 – Fluxo de ar antes, durante e depois da sopragem 8 (AUTOR, 2016)

Através da Figura 24, nota-se que após a sopragem 8 o fluxo de ar teve um pico e depois passou a operar em queda até mais ou menos às 10:30h. A partir deste instante começou a apresentar tendência de subida. Esse pico elevou a média do intervalo de maneira que avaliando a tabela, numericamente o fluxo de ar apresenta somente tendência de queda neste período.

No entanto, em geral, quando não há variação de carga ou alguma manobra na unidade, a tendência desta variável é de queda até a sopragem seguinte, como já observado na Figura 24, no intervalo anterior a sopragem 3 e que também pode ser visualizada na Figura 26 no intervalo posterior a sopragem 4.

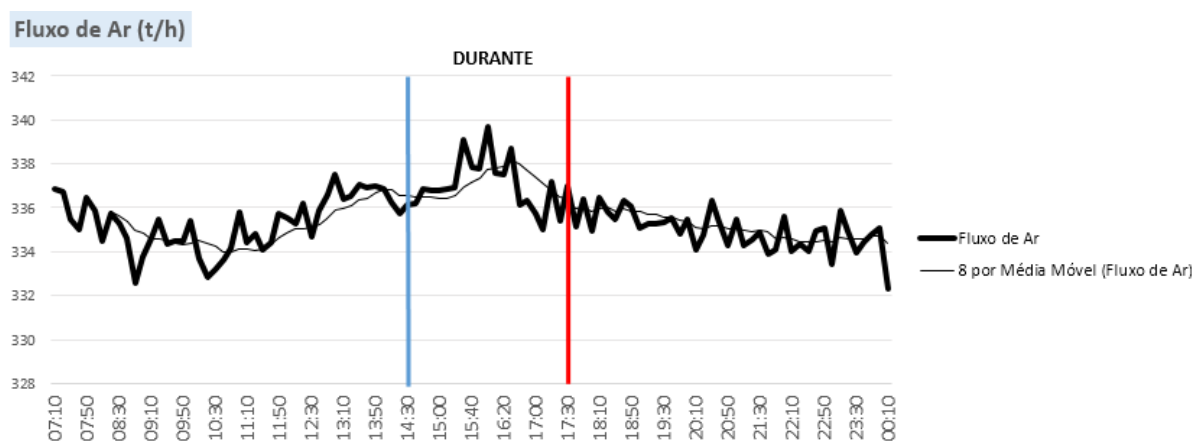


Figura 26 – Fluxo de ar - Sopragem 4. (Fonte: AUTOR, 2016)

4.3 Eficiência da caldeira (%)

A eficiência da caldeira é uma importante variável a ser analisada, visto que o processo de sopragem é realizado justamente com o propósito de melhora deste parâmetro, pois, como já mencionado, o acúmulo de cinzas pode prejudicar a troca térmica nas superfícies deste equipamento. O comportamento desta variável fica evidente nas figuras 27 e 28.

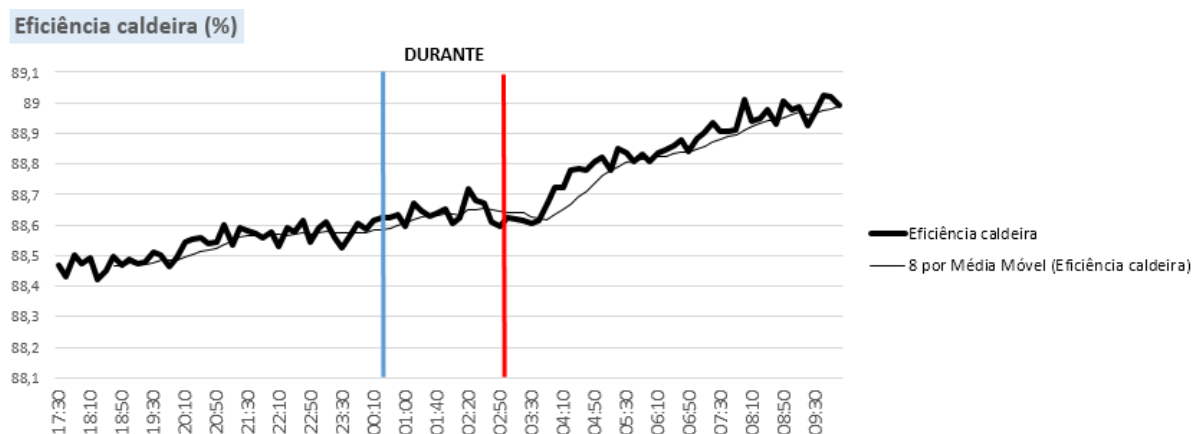


Figura 27 – Eficiência da caldeira - Sopragem 5. (Fonte: AUTOR, 2016)

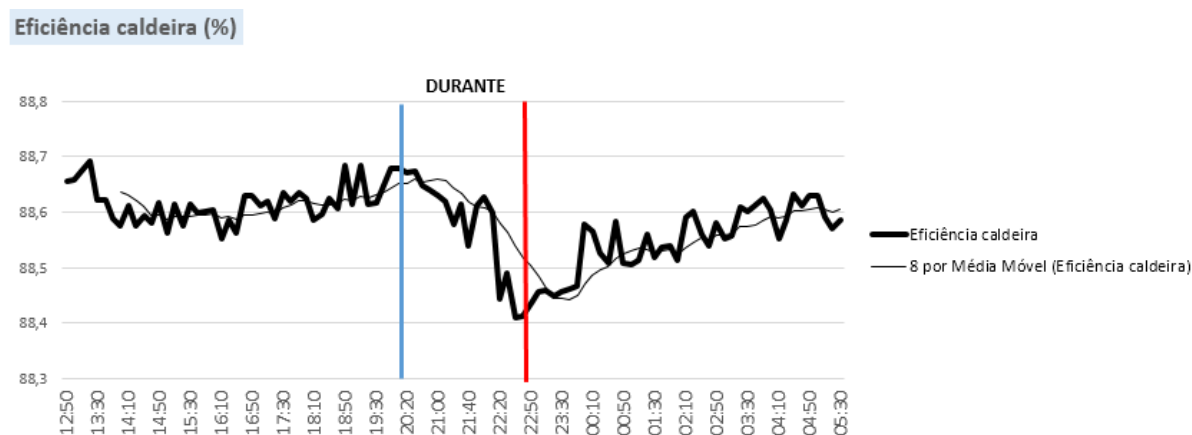


Figura 28 – Eficiência da caldeira - Sopragem 7. (Fonte: AUTOR, 2016)

Tanto na sopragem 5 quanto na sopragem 7, percebe-se que antes e após a sopragem a eficiência da caldeira encontra-se em tendência de aumento, de forma que no momento que foi realizada a sopragem seguinte esse rendimento não apresenta nenhum sinal de queda. Ou seja, em relação a eficiência da caldeira percebe-se que na maioria dos casos a sopragem foi feita no momento (intervalo de 7 horas) em que o acúmulo de cinzas não estava de fato prejudicando a geração de vapor. Sabendo que a eficiência da caldeira é calculada em função da vazão mássica e temperatura dos gases de combustão, a partir das análises mostradas nas seções acima observou-se que nestes dois casos a temperatura dos gases apresentou somente comportamento de aumento logo após a sopragem, enquanto o fluxo de ar mostrou tendência de queda neste instante. Esta queda na vazão de ar representa um menor fluxo de combustível e, conseqüentemente, uma menor vazão de gases de combustão. Desta forma, pode-se dizer que o aumento de eficiência da caldeira é resultado de uma queda mais rápida da vazão dos gases em relação a subida da temperatura dos mesmos, de maneira que ocorre a diminuição das perdas por gases secos e conseqüentemente há um aumento de rendimento da caldeira. Em todos os casos onde observou-se aumento da eficiência da caldeira logo após a sopragem, essas duas variáveis apresentaram esse mesmo comportamento: a temperatura dos gases antes do SH3 de subida e o fluxo de ar de queda. Essas tendências também podem ser observadas nas Tabelas 7 e 8.

Sopragem 5	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiência da caldeira	88,47	88,53	88,61	88,63	88,64	88,61	88,62	88,84	88,99

Tabela 7 – Eficiência da caldeira - Sopragem 5.(Fonte: AUTOR, 2016)

Sopragem 7	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiência da caldeira	88,59	88,61	88,65	88,68	88,61	88,49	88,41	88,54	88,58

Tabela 8 – Eficiência da caldeira - Sopragem 7.(Fonte: AUTOR, 2016)

No entanto, observou-se em alguns casos que a eficiência começou a cair antes de se completarem as 7 horas de intervalo. As Figuras 29 e 30 e Tabelas 9 e 10 evidenciam este comportamento.

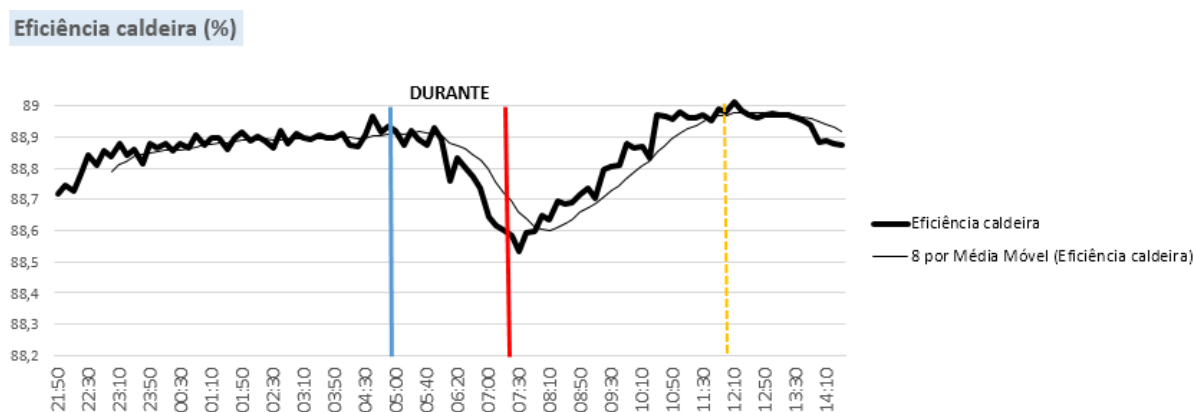


Figura 29 – Eficiência da caldeira - Sopragem 3. (Fonte: AUTOR, 2016)

Sopragem 3	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiência da caldeira	88,72	88,87	88,91	88,93	88,83	88,62	88,60	88,98	88,87

Tabela 9 – Eficiência da caldeira - Sopragem 3.(Fonte: AUTOR, 2016)

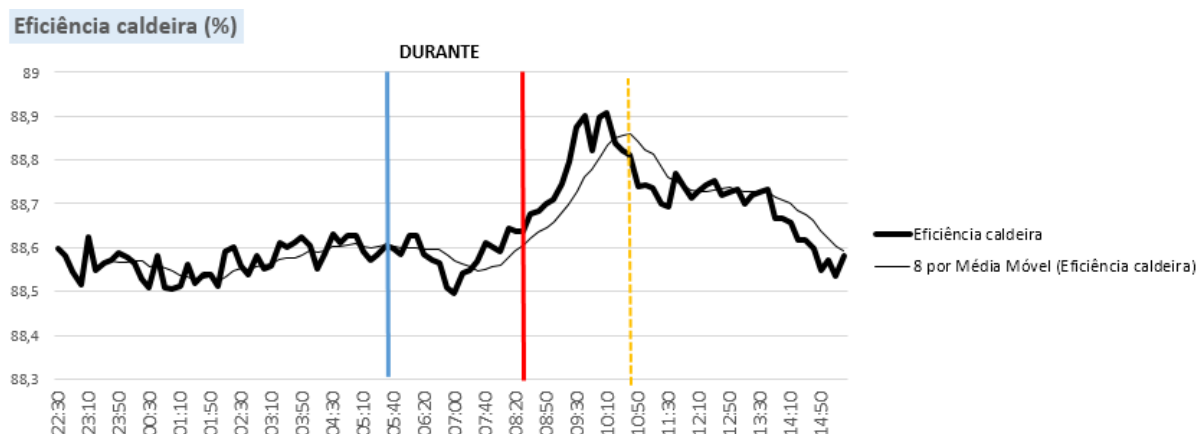


Figura 30 – Eficiência da caldeira - Sopragem 8. (Fonte: AUTOR, 2016)

Sopragem 8	Antes			Durante			Depois		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Eficiência da caldeira	88,54	88,57	88,58	88,61	88,59	88,64	88,68	88,72	88,58

Tabela 10 – Eficiência da caldeira - Sopragem 8.(Fonte: AUTOR, 2016)

Como pode-se observar pelas imagens, a linha tracejada amarela indica o momento em que começou a ocorrer a queda de eficiência após as sopragens 3 e 8. Avaliando o fluxo de ar e a temperatura dos gases antes do SH3 percebe-se que no instante em que se começa a ter perda de rendimento da caldeira, o fluxo de ar passa a apresentar comportamento de subida e não mais de queda. Como apresentado na seção 4.1.1, a temperatura dos gases antes do SH3 sempre apresenta tendência de subida após a sopragem. Portanto, tem-se as duas variáveis responsáveis pelo cálculo da perda pelos gases secos em subida e, diante disso, explica-se a queda de rendimento da caldeira.

4.4 Proposta de estratégia de operação

Em síntese, as análises acima fornecem as seguintes informações:

- 1) Temperatura dos gases antes do SH3: caem durante a sopragem e sempre apresentam comportamento de subida após o processo.
- 2) Fluxo de ar: sempre apresenta tendência de queda logo após a sopragem.
- 3) Atemperações RH: relação proporcional a temperatura dos gases antes do SH3, tendência de queda durante a sopragem e de aumento após.
- 4) Fluxo de ar e eficiência da caldeira: relação inversamente proporcional, após a sopragem, a eficiência apresenta tendência de aumento, enquanto o fluxo de ar comportamento de queda. Os pontos onde observou-se o início de queda no rendimento da caldeira, são os mesmos onde o fluxo de ar passa a apresentar comportamento de subida.

Além disso, sabe-se que teoricamente o rendimento do ciclo térmico é inversamente proporcional as atemperações RH. Desta forma, resumidamente, as relações constatadas acima são descritas graficamente nas Figuras 31 e 32.

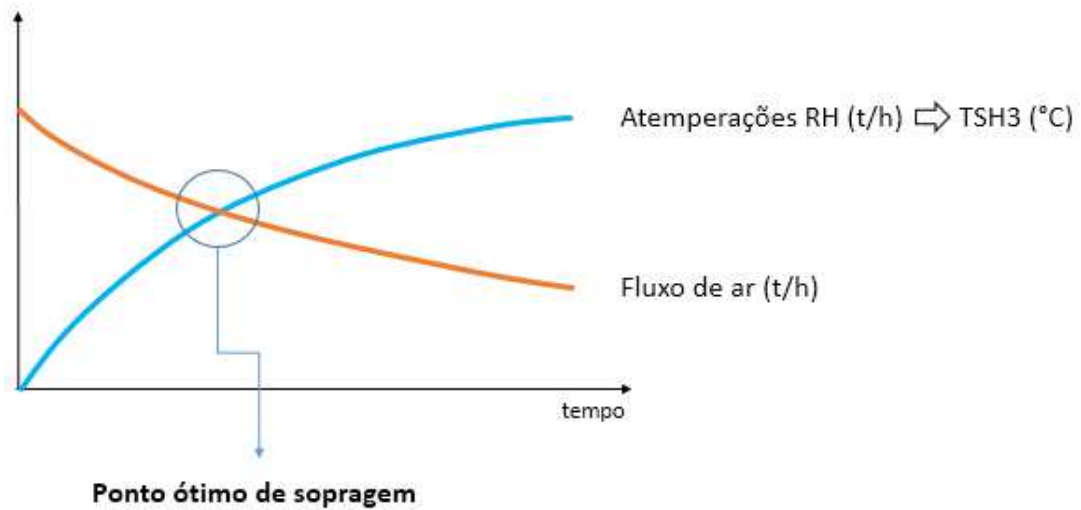


Figura 31 – Comportamento atemperações e fluxo de ar. (Fonte: AUTOR, 2016)

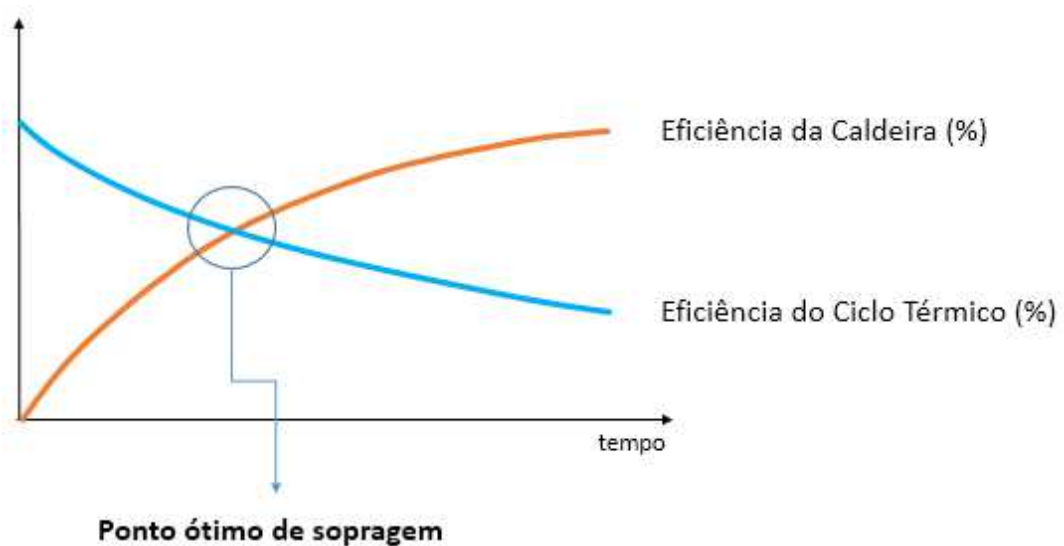


Figura 32 – Comportamento eficiência da caldeira e do ciclo térmico. (Fonte: AUTOR, 2016)

Em geral, esses comportamentos sempre se repetem após o processo de sopragem. A eficiência da caldeira aumenta a medida que o fluxo de ar diminui, as atemperações RH aumentam juntamente com a elevação de temperatura dos gases antes do superaquecedor final e a eficiência do ciclo térmico é prejudicada pelo aumento das atemperações. Com base nisto um ponto ótimo de sopragem pode ser definido, sendo que o mesmo é função de uma combinação entre as três variáveis operacionais descritas acima. Busca-se neste ponto o momento em que o rendimento do ciclo térmico começa a cair mais rápido que o aumento da eficiência da caldeira e, portanto a eficiência da unidade começa a apresentar tendência de queda também. Neste momento a sopragem entra com intuito de agir sobre as variáveis operacionais (temperatura dos gases antes do SH3, atemperações RH e fluxo

de ar), de maneira que após o processo as mesmas começam a apresentar novamente o comportamento mostrado nas Figuras 31 e 32 e, basicamente, um ciclo é fechado. A Figura 36 mostra um diagrama de causa e efeito que resume estratégia de sopragem proposta a partir das análises feitas.

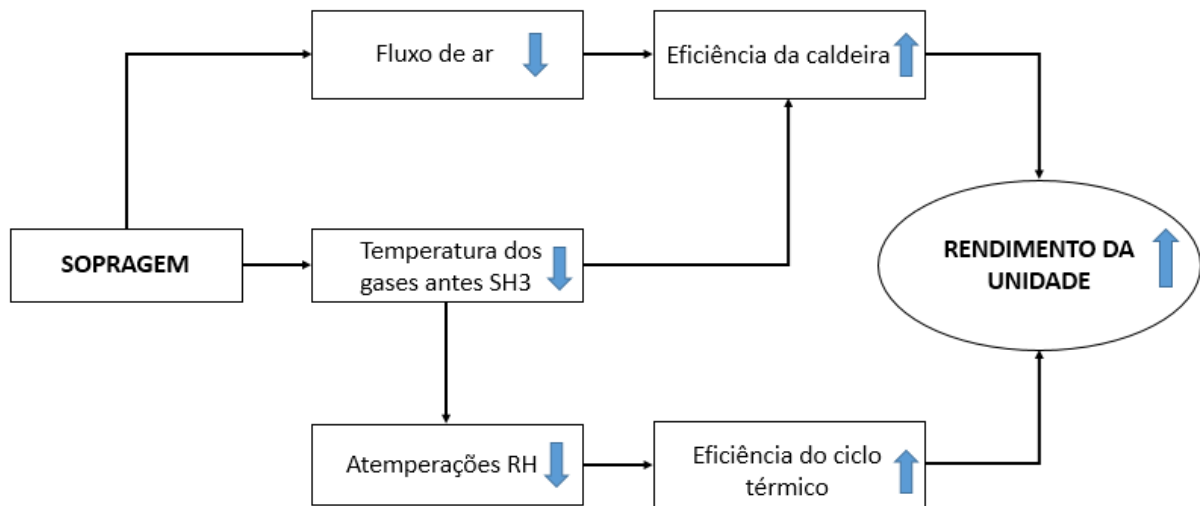


Figura 33 – Estratégia de sopragem proposta. (Fonte: AUTOR, 2016)

A sopragem age diretamente sobre o fluxo de ar e temperatura dos gases antes do SH3 e ambos estão ligados diretamente à eficiência da caldeira. As atemperações RH são consequência da temperatura dos gases e estão ligadas de modo direto ao rendimento do ciclo térmico. Desta forma, através destas relações consegue-se associar a sopragem ao rendimento da unidade termelétrica tanto através da eficiência da caldeira quanto através do rendimento do ciclo térmico, visto que se sabe o comportamento do destas variáveis durante e depois do processo de sopragem.

Portanto, a proposta sugerida é o encontro do ponto ótimo de sopragem em função do monitoramento das variáveis operacionais: temperatura dos gases antes do SH3, atemperações RH e fluxo de ar. A partir disto, incluir no supervisório da unidade um alarme, que seja acionado automaticamente no momento de chegada deste ponto e, desta forma, os operadores poderão dar o comando para início do processo de sopragem. Desta forma controlada o processo não será utilizado

somente para limpeza das superfícies de troca de calor da caldeira mas também para agir sobre parâmetros operacionais que estão ligados diretamente ao rendimento da unidade termelétrica.

5 CONCLUSÕES

Com a análise das variáveis operacionais mediante ao processo de sopragem, foi possível observar que em relação a eficiência da caldeira a maioria das soprages foram realizadas em momentos onde esta variável encontrava-se em tendência de aumento. Isto reforça ainda mais a necessidade de um estudo mais minucioso deste processo.

Constatou-se, também, que variáveis importantes apresentaram comportamentos fixos durante e depois da sopragem. A temperatura dos gases antes do superaquecedor

final, atemperações RH e eficiência da caldeira sempre apresentam tendência de aumento após a sopragem, ao contrário do fluxo de ar que se apresenta em queda.

Estabeleceu-se, portanto, uma relação proporcional entre temperatura dos gases e atemperações RH, o que já era esperado, visto que as injeções de condensado são usadas justamente para controle de temperatura do vapor.

Além disto, foi identificado uma relação inversamente proporcional entre fluxo de ar e eficiência da caldeira. A diminuição do fluxo de ar indica um menor consumo de combustível e conseqüentemente uma menor vazão de gases de combustão e, apesar de a temperatura dos gases apresentar comportamento de aumento, a redução na vazão dos gases esta influenciando a eficiência da caldeira com mais expressividade.

Sabendo que em teoria as atemperações prejudicam o rendimento do ciclo térmico e associando isso as relações obtidas através das análises feitas foi possível determinar uma nova estratégia de sopragem, onde a mesma não depende mais do tempo e sim do monitoramento de três variáveis operacionais, que quando combinadas definem um ponto ótimo de sopragem, são elas: fluxo de ar, temperatura dos gases antes do SH3 e atemperações RH.

Este estudo foi suficiente para encontrar uma nova proposta de operação para a unidade, no entanto a base de dados adquirida não foi suficiente para definição numérica do ponto ótimo de sopragem. Para isto, como uma próxima etapa do projeto recomenda-se uma maior aquisição de dados para que se possa fazer uma análise minuciosa das variáveis operacionais indicadas e, então, avaliar se há realmente uma combinação das mesmas que possa indicar o momento em que a sopragem deva ser realizada de modo a contribuir para a otimização do rendimento da unidade.

EVALUATION OF OPERATIONAL VARIABLES BEHAVIOR THROUGH THE BOILER BLOWING PROCESS FOR THE ELABORATION OF NEW OPERATING STRATEGIES OF A COAL POWER PLANT

ABSTRACT

About 80% of the installed capacity of electricity generation in Brazil is of renewable origin. In this way, we have a system that is heavily dependent on climatic variations to guarantee the supply of demand. In this context, coal-fired power plants are extremely important to ensure the safety and reliability of the Brazilian electricity system. One of the major problems associated with the use of coal for the generation of electricity lies in the accumulation of ashes on the heat exchange surfaces of the boiler of the thermoelectric plant. The most commonly used ash removal mechanism is called blowing. This process basically consists of the injection of steam jets (taken from the generation cycle) into the regions of accumulation. Nowadays, a continual search for a more efficient way to use the energy to obtain a certain result is made. In this context, the adoption of management and operational measures to improve the efficiency of the use of steam can reduce wastes in the short term and without requiring large investments. In the thermoelectric unit of this study, a blowing process is performed every 7 hours, and this condition was determined according to the manufacturer. The objective of this study is to analyze the behavior of the system in order to find a new strategy of operation for the unit, where the blowing is used in a more coherent way, not depending more on the time, but on a combination of

variables that indicate the most propitious moment to carry out the process. In this way, the rational use of the energy cost required to carry out the process is sought in order to give even more benefits, also energy, to the unit. The analysis showed that important operational variables related to the efficiency of the thermoelectric unit (air flow, gas temperature before the final superheater and RH tempers) show a fixed behavior during and after the blower action. In this way, a new method of operation is proposed, where an optimal blow point is suggested through a combination of these three variables.

Keywords: Thermoelectric Plant. Coal. Blowing. Energy Efficiency

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar à minha tia de coração Maria Suzete, durante os anos em que esteve ao meu lado sempre me incentivou e torceu pelas minhas vitórias. Hoje não estamos mais juntas fisicamente, mas tenho certeza que durante o desenvolvimento deste trabalho ela estava de longe iluminando meus passos. À minha família, minha fonte de inspiração diária, que nos momentos mais difíceis me acolheu e não me deixou desistir. Aos meus colegas e amigos, certamente sem o companheirismo deles a conclusão da minha graduação seria muito mais árdua. A toda equipe UTLB com quem tive o imenso prazer de trabalhar nos últimos 5 meses, foram aprendizados diários e que levarei para sempre comigo. Ao meu orientador Leonardo Bremermann, pela paciência e ajuda disponibilizada para a realização deste trabalho. E claro, a Deus, minha fonte de sabedoria.

Referências

- BARTOLOTTO FILHO, C. **Aumento da Eficiência e Produção de Vapor com Estudo de Caso em uma Caldeira Aquatubular**. 2015. 76 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Santa Cecília.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. [S.l.]: Blucher, 2009.
- CARVALHO, A. L. C. **Geração de Energia Elétrica**. 2013.
- ELETROBRÁS. **Eficiência Energética no Uso de Vapor**. Rio de Janeiro, 2005.
- LORA, E. E. S. et al. **Geração Termelétrica**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.
- MME. **Resenha Energética Brasileira - Exercício de 2015**. 2016.
- PAZ, A. E. C. **Simulação de sistemas térmicos de potência para geração de energia elétrica**. JUNHO 2002. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

REINALDO, R. F. **Estudo numérico da transferência de calor e deposição de cinzas em caldeiras com queima de carvão pulverizado**. 2004. 159 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

RIBEIRO, A. P. R. A. **Influência da qualidade do carvão e das condições operacionais no processo de combustão de uma usina termelétrica**. 2002. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina.

SILVA, D. C. da. **Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Carvão Mineral**. 2004. 297 p. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Itajubá.

TROVATI, J. **Tratamento de Água para Geração de Vapor: Caldeiras**. N/D.

VIANA, A. N. C. et al. **Eficiência energética: Fundamentos e Aplicações**. 1. ed. Campinas-SP: [s.n.], 2012.