

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

RENAN SENGER

**ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA
ALIMENTADA COM LENHA EM TORAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2015

RENAN SENGER

**ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO DE UMA CALDEIRA
ALIMENTADA COM LENHA EM TORAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Diplomação, como requisito para o título de Bacharel em Engenharia Mecânica, Coordenação de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

PONTA GROSSA

2015



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DO RENDIMENTO DE UMA CALDEIRA ALIMENTADA COM LENHA EM TORAS

por

RENAN SENGER

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 3 de dezembro de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

Orientador

Profa. Dra. Maria Regina Parise

Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima

Membro Titular

Prof. Me. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a toda minha família. Aos meus pais Moacir Senger e Angela Maria Senger, meus irmãos, Felipe Senger e Marina Senger, que sempre nos momentos de alegria e também de dificuldades estiveram presentes me apoiando e me dando forças para continuar na luta durante essa etapa da minha vida.

Reverencio o Professor Dr. Jhon Jairo Ramírez Behainne pela sua dedicação e pela orientação deste trabalho e, por meio dele, eu me reporto a toda a comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) pelo apoio incondicional.

Aos meus avós, por parte de pai Sofredo Senger e Amélia Senger, por parte de mãe, Avanir Francisco de Lima e Irene Tibuszewski de Lima, exemplos de amor e honestidade, figuras de grande importância em minha formação.

A todos meus amigos, que sempre estiveram comigo nessa caminhada, me dando conselhos e forças para seguir em frente.

Agradeço a Deus por mais essa vitória!

Enfim, um muito obrigado a todos que me apoiaram nesta jornada.

RESUMO

SENGER, RENAN. Análise do rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras. 2015. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.

Este trabalho teve como objetivo calcular o rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras, localizada na cidade de Carambeí-PR. A capacidade desta caldeira é de 12.000 kg/h de vapor e pressão de trabalho de 12 bar. O rendimento térmico foi realizado através do método indireto, por apresentar maior confiabilidade perante ao método direto. Para isso, foram realizadas medições em campo com a finalidade de analisar os gases de combustão e quantidade de combustível consumido. Os resultados mostram que a caldeira analisada apresenta um rendimento térmico de 64,3%, que é considerado baixo. Este resultado atribuí-se ao elevado excesso de ar que diminui a temperatura do gás de combustão e, portanto, a capacidade de transferência de calor para a água da caldeira. Adicionalmente, observou-se uma baixa produção de vapor para o consumo de combustível, o que foi verificado através da avaliação da taxa de evaporação.

Palavras-chave: Caldeira, vapor, método indireto, rendimento térmico.

ABSTRACT

SENGER, RENAN. Análise do rendimento térmico de uma caldeira mista alimentada com lenha em toras. 2015. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em engenharia mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2015.

This study aimed to calculate the thermal efficiency of a mixed boiler fueled by wood into logs, located in Carambeí -PR . The capacity of the boiler is 12,000 kg / h of steam and 12 bar working pressure. The thermal efficiency was performed using the indirect method, due to its higher reliability before the direct method. For this, measurements were performed, with the purpose of analyzing flue gas and quantity of fuel consumed. The analyzed results show that the boiler has a thermal efficiency of 64.3 %, which is considered low . This result is attributed to the high excess air which reduces the temperature of the flue gas and thus the heat transfer capacity for boiler water. Additionally, a low steam to production of fuel consumption was observed, which was verified by evaluating the evaporation rate.

Keywords: boiler, steam, indirect method, heat capacity

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação de uma caldeira flamotubular	17
Figura 2 - Representação dos passes de uma caldeira em corte	18
Figura 3 - Esquema de uma caldeira aquatubular de dois tambores (tubulão), adaptada com fornalha para queima de óleo.....	19
Figura 4 - Pré-aquecedor de ar regenerativo rotativo.	22
Figura 5 - Gráfico esquemático de excesso de ar.	25
Figura 6–Perfil da variação de umidade em função do tempo de secagem.....	27
Figura 7 - Representação de uma chaminé com tiragem natural.	28
Figura 8 - Representação de uma chaminé com tiragem induzida.....	29
Figura 9 - Representação de uma chaminé com tiragem mista.	30
Figura 10 - Variação da pressão estática em caldeira de tiragem balanceada..	31
Figura 11 - Balanço de massa em uma caldeira.....	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação segundo a origem dos combustíveis.	23
Tabela 2–Classificação dos combustíveis segundo seu estado.....	24
Tabela 3– Dados com base nos registros de operação da caldeira.	42
Tabela 4 – Massa das carretas.....	43
Tabela 5 – Massa do combustível (lenha em toras).....	44
Tabela 6- Análise elementar do combustível.....	45
Tabela 7 - Incógnitas do balanço estequiométrico.....	45
Tabela 8- Incógnitas do balanço real.....	47
Tabela 9- Resultados dos balanços de massas.....	51
Tabela 10- Resultados dos balanços de energia.....	52

LISTA DE SIMBOLOS

n_{MD}	Eficiência pelo método direto
\dot{m}_v	Vazão mássica de vapor, [kg/s]
h_v	Entalpia do vapor produzido, [kJ/kg]
h_a	Entalpia da água de entrada, [kJ/kg]
\dot{m}_c	Vazão mássica de combustível, [kg/s];
PC	Poder calorífico do combustível, [kJ/kg]
c	Teor de carbono (kg/kg de cb)
s	Teor de enxofre (kg/kg de cb)
n	Teor de nitrogênio (kg/kg de cb)
e	Coeficiente de excesso de ar
m_{ar}^*	Massa estequiométrica de ar (kg/kg de cb)
Δh_{CO_2}	Entalpia do CO_2 (kJ/kg)
Δh_{SO_2}	Entalpia do SO_2 (kJ/kg)
Δh_{N_2}	Entalpia do N_2 (kJ/kg)
Δh_{ar}	Entalpia do ar (kJ/kg)
\dot{q}_v	Calor perdido com a umidade dos gases (kW)
q_v	Calor perdido com a umidade dos gases (kJ/kg de cb)
h	Teor de hidrogênio do combustível (kg/ kg de cb)
V_n	Relação vapor de nebulização/combustível (kg/kg de cb)
V_{sf}	Relação vapor s de fuligem/combustível (kg/kg de cb)
W_{ar}	Teor de umidade do ar
Δh_{vp}	Entalpia do vapor na pressão atmosférica (kJ/kg)
\dot{q}_{cz}	Calor sensível perdido com as cinzas (kW)
q_{cz}	Calor sensível perdido com as cinzas (kJ/kg de cb)
z	Teor de cinzas do combustível (kg/kg de cb)
\dot{q}_{cp}	Calor perdido por combustão parcial (kW)
q_{cp}	Calor perdido por combustão parcial (kJ/kg de cb)
cnq	Relação carbono não queimado/combustível (kg/kg de cb)
Δh_c	Entalpia do carbono (kJ/kg)
$\%CO$	Porcentagem de monóxido de carbono em volume
V_{gs}	Volume de gases na base seca (m^3n/kg de cb)
\dot{q}_{pg}	Calor sensível perdido com as purgas (kW)
q_{pg}	Calor sensível perdido com as purgas (kJ/kg de cb)
h_{ls}	Entalpia do líquido saturado (kJ/kg)
h_a	Entalpia da água de alimentação (kJ/kg)
Δp	Perda de carga (Pa)
ρ	Massa específica do gás (kg/m^3)
v	Velocidade (m/s)
k	Coeficiente de perda de carga
G	Velocidade mássica (kg/m^2s)
f	Fator de atrito
L	Comprimento equivalente do duto (m)

d_h	Diâmetro hidráulico (m)
n	Rendimento térmico (%)
\dot{q}_d	Energia fornecida pelo combustível por unidade de combustível
\dot{q}_p	Somatório das perdas

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
1.1 OBJETIVOS.....	14
1.2 JUSTIFICATIVA	14
2 REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1 GERADORES DE VAPOR.....	16
2.1.1 CALDEIRAS FLAMOTUBULARES	16
2.1.2 CALDEIRAS AQUATUBULARES.....	19
2.2 COMPONENTES DAS CALDEIRAS.....	20
2.2.1 CINZEIRO.....	20
2.2.2 FORNALHA OU CÂMARA DE COMBUSTÃO	20
2.2.3 SUPERAQUECEDORES	21
2.2.4 ECONOMIZADORES	21
2.2.5 PRÉ-AQUECEDORES DE AR.....	21
2.2.6 CHAMINÉ	22
2.3 COMBUSTÍVEIS.....	22
2.3.1 ANÁLISES ELEMENTAR E IMEDIATA	24
2.3.2 EXCESSO DE AR.....	24
2.3.3 PODER CALORÍFICO DOS COMBUSTÍVEIS	26
2.3.4 LENHA	26
2.4 TIRAGEM.....	28
2.4.1. PERDAS DE CARGA	31
2.5 ANÁLISE DO RENDIMENTO ENERGÉTICO.....	33
2.5.1 MÉTODO DIRETO	34
2.5.2 MÉTODO INDIRETO	35
2.6 ESTRATÉGIAS E MELHORIAS DE RENDIMENTO	40
3 METODOLOGIA.....	42
3.1 BALANÇO DE MASSA.....	47
3.2 BALANÇO DE ENERGIA	49
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1 BALANÇO DE MASSA	51
4.2 BALANÇOS DE ENERGIA.....	52
4.3 RENDIMENTO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR.....	53

5 CONCLUSÃO	55
6 BIBLIOGRAFIAS	56
7 ANEXOS.....	58
7.1 ANEXO 1- PROGRAMA EES	58
7.2 ANEXO 2- ANÁLISE DOS GASES DE COMBUSTÃO	62

1 INTRODUÇÃO

O vapor como fluido de trabalho é empregado em larga escala no meio industrial, podendo ser utilizado para aquecimento ou também para serviços de acionamento mecânico. É aplicado em diversos setores como: indústria de alimentos, bebidas, papel, têxtil, metalúrgica, química, entre outros.

O começo da utilização de vapor aconteceu no século XVII. Thomas Severy criou um sistema para bombear água utilizando o vapor como força motriz. Nos anos seguintes, Newcomen, utilizando da mesma ideia de Thomas Severy com conceitos de Denis Papin, construiu uma caldeira chamada de Haycock. O projeto da caldeira consistia em um reservatório esférico, com aquecimento direto no fundo.

Em 1769, James Watt, alterou o corpo das caldeiras até então criadas, ao invés de reservatório esférico, construiu uma caldeira com o corpo no formato de vagão, sendo esta a precursora das locomotivas.

O problema desses geradores de vapor é que não eram seguros, utilizavam fogo direto e também se tinha um grande acúmulo de vapor no interior dos recipientes, o que causavam a ruptura do recipiente liberando grande quantidade de energia.

No início do século XVIII, foi construída a primeira caldeira com tubos de água, o modelo de John Stevens movimentou um barco a vapor no Rio Hudson. Em 1856, começou a ser fabricada com grande sucesso comercial a caldeira de Stephen Wilcox associado com George Babcock, que utilizava tubos inclinados.

Em 1880, Alan Stirling desenvolveu um gerador de vapor com os tubos curvados, onde a concepção da caldeira é utilizada até os dias de hoje em caldeiras de tubo de água.

Atualmente, classificam-se as caldeiras em flamotubulares, aquatubulares mistas. Nas flamotubulares, os gases de combustão passam por dentro dos tubos, vaporizando água que fica por fora. As aquatubulares possuem o sistema contrário

das flamotubulares, a água a ser vaporizada passa por dentro dos tubos, já os gases de combustão ficam envoltos.

A escolha do vapor como fluido de trabalho é justificado pelo seu alto calor específico, aliado a ampla disponibilidade de água no meio industrial, portanto fácil obtenção e baixo custo.

Os combustíveis dos geradores de vapor são classificados em líquidos, gasosos e sólidos. Na região sul do Brasil é utilizado em larga escala a lenha como combustível, por sua ampla área em reflorestamento e baixo custo de aquisição.

As caldeiras flamotubulares são as mais utilizadas no meio industrial devido ao seu baixo custo, pequena área de instalação, também podendo ser instalada verticalmente. São utilizadas para pequenas capacidades de vapor e baixas pressões, podendo ser construídas em paralelo para capacidades de vapor maiores.

Esses geradores de vapor tem um grande custo de operação, impactando o custo da fabricação dos produtos nas unidades fabris. Com isso, é de suma importância calcular o rendimento de uma caldeira.

Há duas maneiras de calcular o rendimento térmico de uma caldeira, pelo método direto ou pelo método indireto. O método direto analisa o rendimento através da energia produzida na forma de vapor e o consumo de energia do combustível. Já o método indireto analisa as perdas do gerador de vapor, sendo que a maior parcela de perda do rendimento térmico está associada a gases de combustão que saem pela chaminé. Assim, o método indireto pode ser aplicado com razoável precisão.

Para fazer bom uso de combustível de forma a diminuir o desperdício, conseqüentemente, ter um menor custo de operação e um menor impacto ambiental, deve-se avaliar o rendimento dos geradores de vapor constantemente, de forma a garantir o mínimo de perdas no processo.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal deste estudo é a avaliar a eficiência térmica de uma caldeira mista de alta capacidade alimentada com lenha em toras, a fim de identificar possíveis melhorias.

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

1- Diagnosticar o rendimento térmico da caldeira com base no método indireto das perdas de calor;

2 – Propor melhorias para o aumento do rendimento térmico com base no diagnóstico realizado;

1.2 JUSTIFICATIVA

Com o constante desenvolvimento industrial e a preocupação com o meio ambiente, a procura por combustíveis alternativos e renováveis segue tendência crescente. Devido também à escassez iminente dos combustíveis fósseis, o uso da biomassa têm ganhado destaque no cenário energético para a produção de vapor industrial. O Brasil é um país privilegiado por possuir grandes recursos energéticos de caráter renovável, incluindo nestes, as biomassas lignocelulósicas ou procedentes por via fotossintética. A região sul do Brasil encontra-se em uma situação favorável quando o assunto é energia advinda da biomassa, mais precisamente em relação à disponibilidade da lenha, pelo fato de possuir grandes áreas reflorestadas.

Apesar da alta concentração deste recurso energético, os sistemas de geração de vapor precisam garantir o bom uso do combustível, de forma a diminuir o desperdício de energia térmica. Uma forma de conhecer a quantidade do desperdício energético é mediante o cálculo do rendimento térmico dos geradores de vapor. Este

parâmetro é de suma importância para unidades fabris, o qual leva em consideração a proporção da transformação da energia do combustível em vapor de processo. Assim, quanto mais perdas de calor houver, menor será o rendimento térmico e mais custoso pode se tornar um determinado produto industrializado. Sabe-se que eficiências térmicas de caldeiras flamotubulares oscilam entre 75 e 85%. Dessa forma, rendimentos menores evidenciam perdas excessivas de energia, sendo necessária uma correção imediata. Uma eficiência baixa faz com que se queime mais combustível para produzir a mesma quantidade de vapor, tornando todo o processo de geração de vapor mais oneroso e de maior impacto para o meio ambiente.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 GERADORES DE VAPOR

Geradores de vapor ou caldeiras são equipamentos que convertem água líquida em vapor saturado ou superaquecido utilizando o calor gerado pela queima de um combustível. Os gases quentes da combustão trocam calor com a água líquida, gerando vapor para uso em muitas atividades industriais, como: movimentação de máquinas, geração de eletricidade, limpeza, esterilização, aquecimento e participação direta no processo produtivo como matéria prima, dentre outros usos.

2.1.1 CALDEIRAS FLAMOTUBULARES

As caldeiras flamotubulares também conhecidas por fumotubulares ou fogotubulares, são os geradores de vapor mais utilizados no meio industrial. Empregam-se em larga escala, em diversos processos industriais onde não se necessita uma pressão e vazão de vapor muito elevadas. Elas não ocupam tanto espaço, sendo que quando é limitado elas podem ser posicionadas verticalmente. Outro atrativo referente às caldeiras flamotubulares é o custo relativamente baixo.

O funcionamento desses geradores consiste em trocar calor com a água de modo que os gases oriundos da combustão circulem no interior dos tubos trocando calor com a água que fica armazenada ao seu redor.

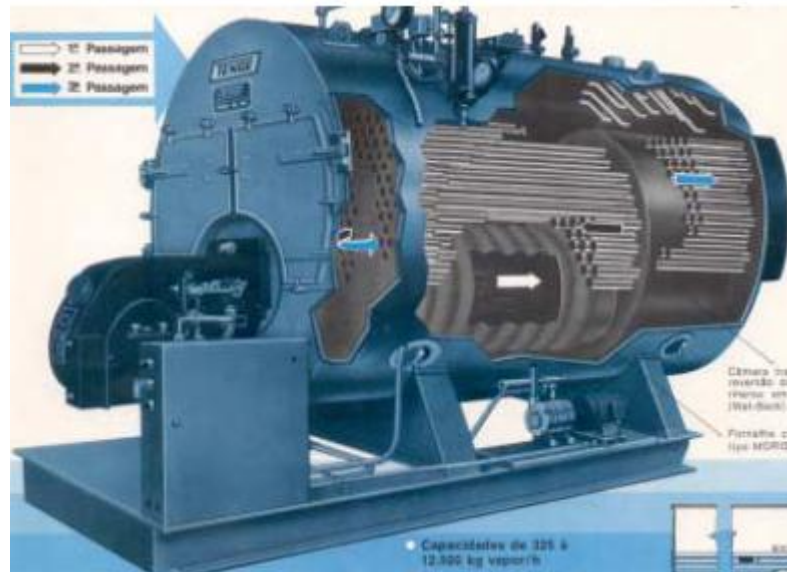


Figura 1 - Representação de uma caldeira flamotubular

Fonte: Bizzo (2003).

A estrutura de uma caldeira flamotubular segundo Bizzo (2003) é constituída por um vaso de pressão cilíndrica com dois tampos planos (espelhos), onde são fixados os tubos e a fornalha.

Segundo Leite e Militão (2008), o diâmetro e comprimentos das caldeiras estão relacionados com a capacidade de produção de vapor e pressões de trabalho. São construídas a partir de chapas de aço de carbono calandradas e soldadas.

Os espelhos das caldeiras são chapas planas cortadas de modo que encaixem nas extremidades das caldeiras, sendo que passam por um processo de furação onde se encaixam os tubos em que a fumaça deve passar. Os tubos são fixados através do processo de mandrilhamento ou soldagem. (LEITE, MILITÃO, 2008).

Ainda segundo Leite e Militão (2008), o feixe tubular é composto de tubos que absorvem o calor contido nos gases de exaustão usados para aquecimento da água. Ligam o espelho frontal com o posterior.

Quando ocorre a queima do combustível gerando energia térmica para troca de calor, os gases quentes circulam na caldeira pelo menos três vezes, assim aproveitando o máximo da energia gerada pela combustão.

Bazzo (1995) afirma que na fornalha ocorre a primeira troca de calor; gases de combustão passam pela própria fornalha gerando troca de calor por radiação. A segunda passagem ocorre nos tubos, onde a troca de calor acontece por convecção e radiação.

A Figura 2 mostra uma caldeira com um corte transversal, representando os passes através de pigmentação preta nos tubos.



Figura 2 - Representação dos passes de uma caldeira em corte

Fonte: Bazzo (1995)

Esses geradores de vapor podem operar com diversos tipos de combustíveis entre eles combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. Para a região do Brasil, que possui grandes quantidades áreas de reflorestamento, as caldeiras alimentadas por lenhas tornam-se um grande atrativo.

A condição operacional limite de caldeiras flamotubulares é de aproximadamente 15 bar de pressão e 15.000 kg/h de vazão mássica de vapor, Para valores maiores é aconselhável que se opte pelas caldeiras aquatubulares,

pois para se construir flamotubulares com valores superiores a esse se faz necessário adotar dimensões exageradas, Isto levaria a uma situação de risco, pois o vapor atua diretamente sobre as paredes da fornalha, tubos, carcaça externa e espelhos. (BAZZO, 1995).

O rendimento energético de uma caldeira flamotubular, segundo Gilman (2010), está na faixa de 84%.

2.1.2 CALDEIRAS AQUATUBULARES

Nas caldeiras aquatubulares, os gases de combustão circulam por fora dos tubos, e a água que alimenta a caldeira circula por dentro. Os tubos interligam dois ou mais reservatórios horizontais, chamados de tubulão superior e tubulão inferior. No primeiro se tem a separação da fase líquida e do vapor; já no segundo, é realizada a decantação e purga dos sólidos em suspensão, conforme visualizado na Figura 3 (BIZZO, 2003).

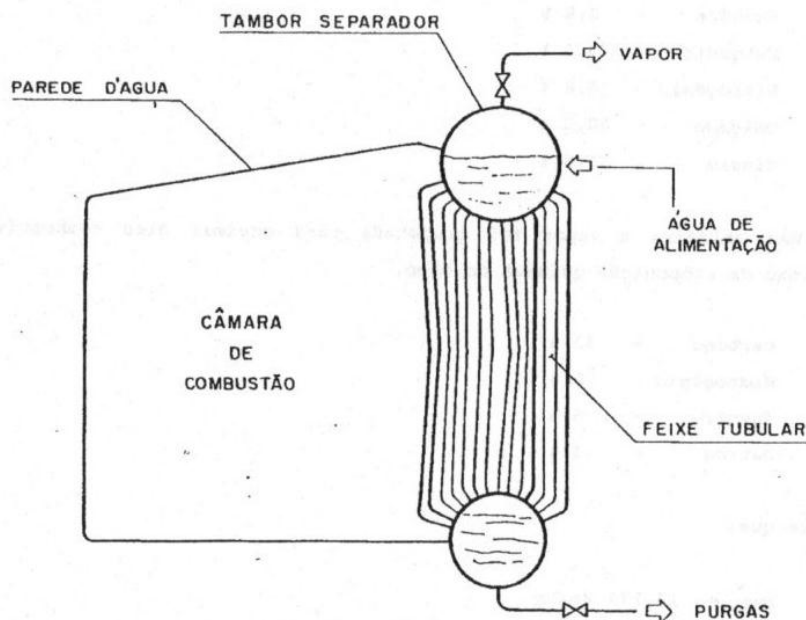


Figura 3 - Esquema de uma caldeira aquatubular de dois tambores (tubulão), adaptada com fornalha para queima de óleo.

Fonte: Bazzo (1995)

A diferença das caldeiras flamotubulares, as caldeiras aquatubulares têm uso mais restrito, sendo utilizadas para grandes capacidades de pressão e vazão de vapor.

2.2 COMPONENTES DAS CALDEIRAS

As caldeiras possuem diversos componentes e sistemas auxiliares, sendo alguns deles necessários para sua operação e outros com a finalidade de aumentar o rendimento térmico, aproveitando melhor a energia térmica contida nos gases de combustão.

2.2.1 CINZEIRO

Depois que ocorre a combustão, os materiais inertes se transformam em cinzas e são depositados nesse compartimento. Também, quando se tem uma combustão incompleta, restos de combustível atravessam as grelhas e caem neste recipiente junto com as cinzas.

2.2.2 FORNALHA OU CÂMARA DE COMBUSTÃO

A fornalha é o componente da unidade geradora de vapor onde a energia química do combustível é convertida em energia térmica. De acordo com o tipo e com a qualidade do combustível disponível, as configurações têm se alternado entre fornalhas para queima em suspensão, queima em grelha ou queima em leito fluidizado (BAZZO, 1995). A função geral da fornalha é evaporar as substâncias voláteis do combustível, elevar à temperatura e realizar a combustão do combustível (Buecker, 2002). Para combustíveis sólidos, as fornalhas são equipadas com grelhas, já para combustíveis líquidos e gasosos utiliza-se queimadores.

A fornalha é constituída de tijolos refratários para que o calor seja irradiado no interior, sendo que para a fixação desses tijolos também se utiliza argamassa refrataria. De acordo com Gilman (2010), existem os tipos fornalhas com combustão sobre suporte e fornalha para queima suspensa. A primeira delas é utilizada para queima de combustíveis sólidos ou a granel, fazendo uso de grelhas fixas, inclinadas, basculantes ou rotativas. Por outro lado, fornalhas para queima suspensa são utilizadas para combustíveis líquidos, gasosos e sólidos pulverizados, onde se tem um queimador responsável pela combustão homogênea na fornalha.

2.2.3 SUPERAQUECEDORES

A função destes componentes, segundo Bazzo (1995), é elevar a temperatura do vapor que vem do tambor da caldeira até o estado termodinâmico de vapor superaquecido. Os superaquecedores são utilizados para processos especiais, onde se requer alta temperatura do vapor, ou em processos de geração de eletricidade, onde turbinas a vapor são alimentadas para produzir potência mecânica de eixo.

2.2.4 ECONOMIZADORES

A função do economizador é aproveitar a calor gerado pelos gases de combustão que acabaram de deixar a fornalha, passando por um trocador de calor para aquecer a água de alimentação da caldeira (BUECKER, 2002).

2.2.5 PRÉ-AQUECEDORES DE AR

A função dos pré-aquecedores de ar segundo Gilman (2010) é a de aquecer o ar que participa no processo de combustão na fornalha, mediante uso de um

trocador de calor localizado na parte final do caminho dos gases de combustão, antes da chaminé. Devido que a troca térmica acontece entre dois compostos gasosos, normalmente são necessárias grandes superfícies de contato; com isso, pré-aquecedores de ar são equipamentos volumosos (BIZZO,2003).

Com esta troca de calor, tem-se um aumento no rendimento térmico, devido ao aproveitamento extra do calor contido nos gases de exaustão. A Figura 4 ilustra um pré-aquecedor do tipo regenerativo rotativo.

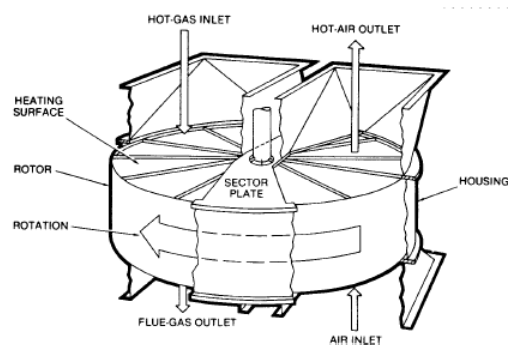


Figura 4 - Pré-aquecedor de ar regenerativo rotativo.

Fonte: Bizzo (2003).

2.2.6 CHAMINÉ

A chaminé é o componente onde acontece a liberação dos gases de combustão para a atmosfera. Esta é dimensionada com altura e diâmetro apropriados a fim de produzir a tiragem requerida para a boa circulação dos gases de combustão no sistema.

2.3 COMBUSTÍVEIS

Bazzo (1995) define o termo combustível como toda substância capaz de reagir com oxigênio liberando energia térmica. Carvalho Junior e McQuay (2007) afirmam que, quando esta substância química entra em contato com o oxidante, é produzida uma reação de tipo exotérmica, liberando assim energia na forma de

calor. Os elementos químicos mais importantes dos combustíveis são o carbono e o hidrogênio. Outros elementos presentes podem ser o enxofre, o nitrogênio, o oxigênio e pequenas quantidades de metais.

Para reagir com o combustível, ar atmosférico é utilizado por apresentar a grande vantagem de não ter custo. Entretanto, o ar contém relativamente pouco oxigênio, existindo 3,76 volumes de nitrogênio por cada volume de oxigênio (BAZZO, 1995).

Segundo Teixeira e Lora (2004), os combustíveis podem ser classificados nos seus estados sólido, líquido e gasoso. As Tabelas 1 e 2 apresentam a classificação dos combustíveis segundo a sua origem e estado no qual se encontram.

Tabela 1 - Classificação segundo a origem dos combustíveis.

Fonte: Teixeira e Lora (2004)

Origem	Combustível natural	Combustíveis derivados
Fósseis	petróleo	gás liquefeito de petróleo (GLP), gasolina, óleos diesel, combustíveis e residuais
	carvões minerais	gases manufacturados, coque
	gás natural	gás natural liquefeito (GNL)
Naturais	resíduos agroindustriais	bagaço de cana, lixívia negra, casca de arroz
	lenha	carvão vegetal, gases manufacturados, metanol
	resíduos animais	biogás
Nucleares	Urânio	U-235, U-238
	Tório	Th-232

Tabela 2–Classificação dos combustíveis segundo seu estado.

Fonte: Teixeira e Lora (2004)

Estado físico	Combustíveis
Sólidos	carvão mineral, carvão vegetal, xisto, turfa, lenha
Líquidos	gasolina, querosene, diesel, óleos combustíveis
Gasosos	gás natural, GLP, biogás

2.3.1 ANÁLISES ELEMENTAR E IMEDIATA

A análise dos processos de combustão requer a quantificação da composição química do combustível. Dessa maneira, pode ser determinada a quantidade teórica de ar necessária para a combustão e estimar as características do gás produzido no processo.

A composição química elementar de um combustível informa o percentual de massa ou volume de elementos químicos de interesse, determinados mediante normas ASTM. Estes elementos são normalmente representador pelo carbono (C), hidrogênio (H), enxofre (S), oxigênio (O) e nitrogênio (N), expressos em base seca. Já, a análise imediata determina o teor de umidade (W), material volátil (MV), carbono fixo (CF) e cinzas (A),

2.3.2 EXCESSO DE AR

A reação de combustão deve ter um percentual de excesso de ar, pois na prática, nem todas as partículas de ar se misturam com o combustível devido ao pouco tempo de contato com o oxidante e às ineficiências desse contato. Assim, evita-se uma combustão pobre com a presença de monóxido de carbono (BAZZO,

1995). A Figura 5 apresenta um esquema da variação dos compostos CO₂ e CO produzidos em função da relação ar/combustível (A/C). A relação A/C determina o excesso de ar utilizado nas reações de combustão.

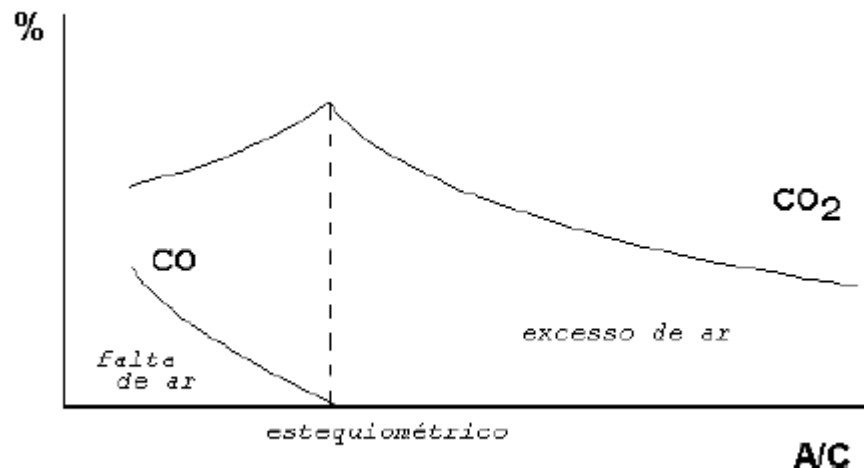


Figura 5 - Gráfico esquemático de excesso de ar.

Fonte: Bizzo (2003)

Entretanto, deve-se utilizar sempre um excesso de ar apropriado para cada situação, pois, além do oxigênio, o ar traz consigo uma grande quantidade de nitrogênio que é um gás relativamente inerte e que diminui a temperatura dos gases de combustão, resultando numa perda de desempenho do sistema gerador de vapor (Gilman, 2010).

Segundo Buecker (2002), a quantidade do excesso de ar a ser adotada depende do tipo do combustível. Geralmente, um excesso de ar razoável para combustíveis gasosos fica entre 5 a 10 %; já para combustíveis líquidos, que possuem uma maior viscosidade, o excesso de ar pode estar entre 10% e 30%. No caso dos combustíveis sólidos, o excesso de ar depende muito da granulometria, tipo de fornalha e forma de alimentação do combustível. No caso da lenha em toras sobre uma grelha fixa, requer-se ao redor de 60 a 120% de excesso de ar.

2.3.3 PODER CALORÍFICO DOS COMBUSTÍVEIS

O poder calorífico representa a energia térmica que pode ser liberada por um combustível em relação a um estado de referência. É representado para os gases em energia por unidade de volume. Já para os sólidos e líquidos, geralmente é expresso em energia por unidade de massa. O poder calorífico de um combustível é determinado utilizando bomba calorimétrica.

O poder calorífico de um combustível pode ser apresentado como poder calorífico superior (PCs) e poder calorífico Inferior (PCI). O primeiro refere-se ao caso no qual o vapor de água gerado no processo de combustão volta ao seu estado líquido. Já, o segundo, refere-se à condição na qual o vapor de água nos gases de combustão permanece nesse mesmo estado (BIZZO, 2003). Este último caso é o normalmente apresentado nas chaminés das caldeiras (BIZZO, 2003).

2.3.4 LENHA

De acordo com Barrichelo e Brito (1978), a madeira é um dos recursos mais abundantes na terra, produzida através do processo de fotossíntese. A energia solar captada neste processo é transformada em energia química fixada na matéria orgânica. A madeira sempre foi muito utilizada pelo homem em diversos processos, principalmente na cocção de alimentos e na calefação de ambientes (ROSSO, 2006).

A variedade de lenha *Eucalyptus* é uma das mais utilizadas na geração de calor, devido que esta tem um crescimento rápido e uma grande plasticidade, assim permitindo grandes áreas de reflorestamento. Também essa espécie de madeira possui características que favorecem para seu uso na combustão. (PEREIRA, 2012)

No Brasil, o plantio da espécie *Eucalyptus* segundo (ABRAF, 2011) é de 68,2% da área total de reflorestamento. Sendo que desse total, 37,5% é para a produção madeireira, 35,4% para o segmento de carvão e lenha, 15,8% para madeira serrada, 7,8% madeira industrializada e 3,5% para compensados.

Apesar das espécies de *Eucalyptus* possuírem características semelhantes, as características das suas dimensões de fibras e vasos podem influenciar no poder real de queima da madeira (Alves et al., 2011). De acordo com Santos e Rezende (2010), altas quantidades de fibra na madeira são favoráveis para o processo de combustão. Paula (2005) afirma que, para aplicação energética, a análise morfológica deve apresentar uma quantidade de fibras acima de 60%.

A secagem da lenha tem um papel importante na melhora da combustão em caldeiras (MARTINS et. Al., 1988). Ela pode ser realizada utilizando fornos ou também no ar livre. Santini (1992) afirma que a secagem ao ar livre leva bastante tempo, e consiste em colocar a madeira no ambiente apropriado em termos de ventos, umidade relativa e temperatura ambiente. Este tipo de secagem é muito empregado no sul do país, nos períodos de verão e primavera (SANTINI, 1992).

Segundo Jankowsky (1990), no processo de secagem, a umidade na lenha pode ser reduzida em mais de 50% nas primeiras três semanas. A Figura 6 ilustra uma curva típica de secagem da lenha ao ar livre. Observa-se neste gráfico que, a partir de 50% de umidade, tem-se um decaimento considerável na taxa de remoção de umidade, sendo que ao atingir aproximadamente 20%, o valor da umidade permanece praticamente estável.

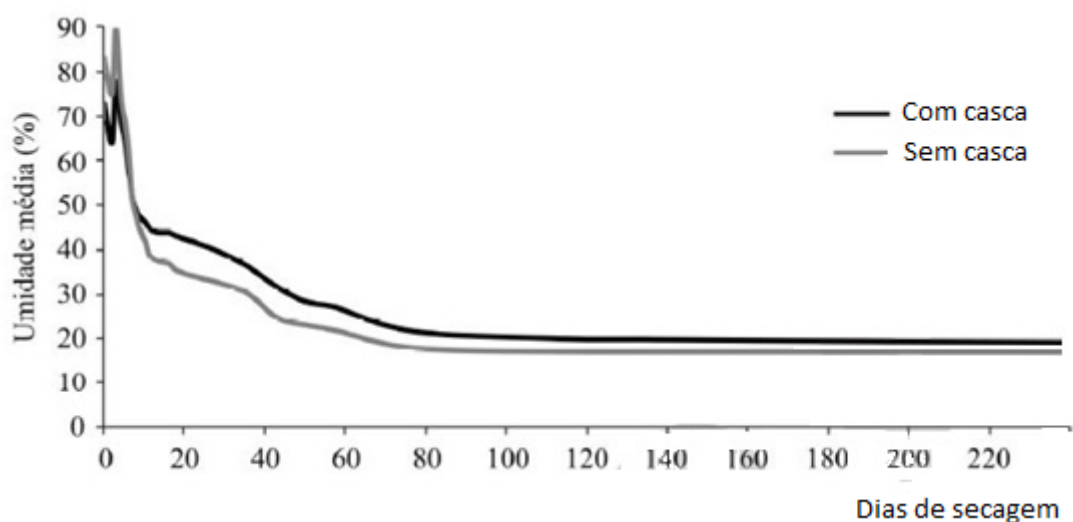


Figura 6–Perfil da variação de umidade em função dos dias de secagem

Fonte: Jankowski (1990).

O tamanho das madeiras utilizadas no período de secagem também influencia no tempo de remoção de umidade. Tamanhos menores possuem um tempo de secagem mais curto que das peças maiores (VITAL., 1985).

2.4 TIRAGEM

A tiragem, segundo Gilman (2010), corresponde à operação de retirada dos gases da combustão do gerador de vapor para a atmosfera. Esta tiragem pode ser natural, artificial ou mista.

A tiragem natural é realizada sem a ajuda de equipamentos. Neste caso, a câmara de combustão opera sempre em depressão; sendo assim, a retirada dos gases de combustão acontece unicamente pela aspiração da chaminé (BAZZO, 1995). A Figura 8 ilustra o esquema da tiragem natural.

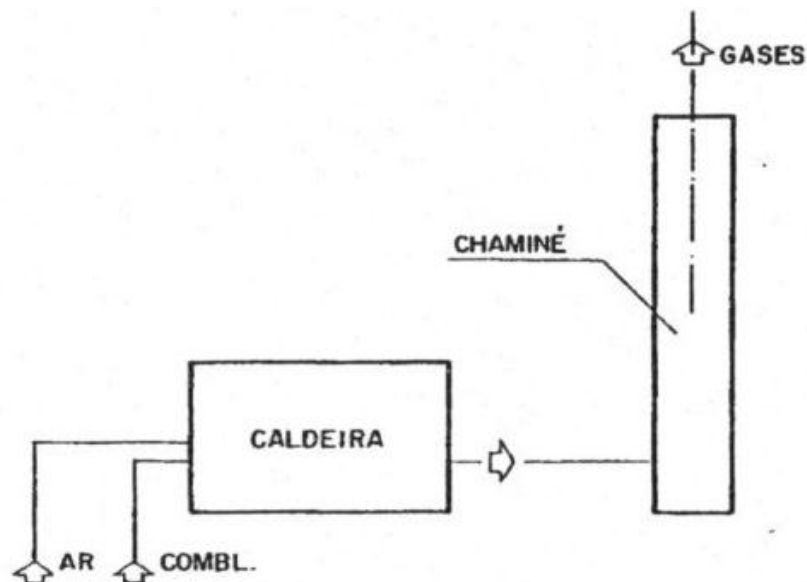


Figura 7 - Representação de uma chaminé com tiragem natural.

Fonte: Bizzo (2003)

Segundo Gilman (2010), a tiragem artificial é dividida em forçada e induzida. Neste caso, conta-se com o auxílio de ventiladores ou sopradores para a movimentação dos gases de combustão. Os esquemas das tiragens forçada e induzida são ilustradas nas Figuras 9 e 10.

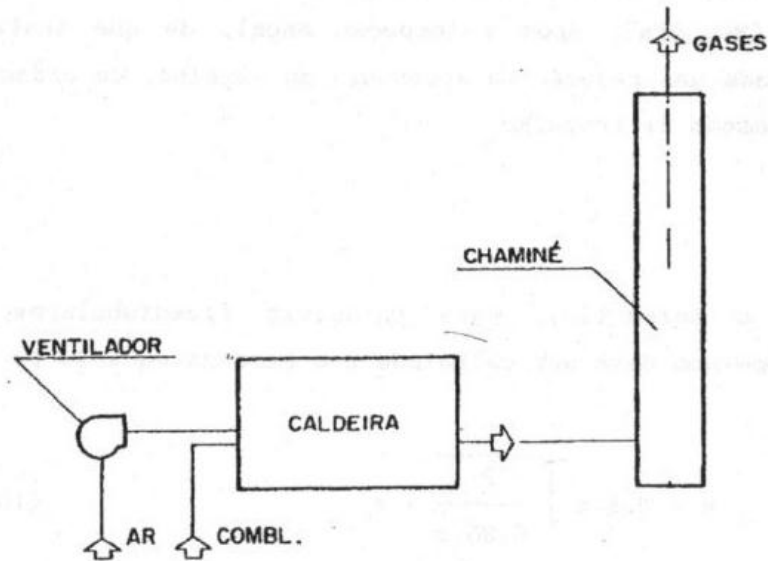


Figura 8 - Representação de uma chaminé com tiragem induzida.

Fonte: Bizzo (2003)

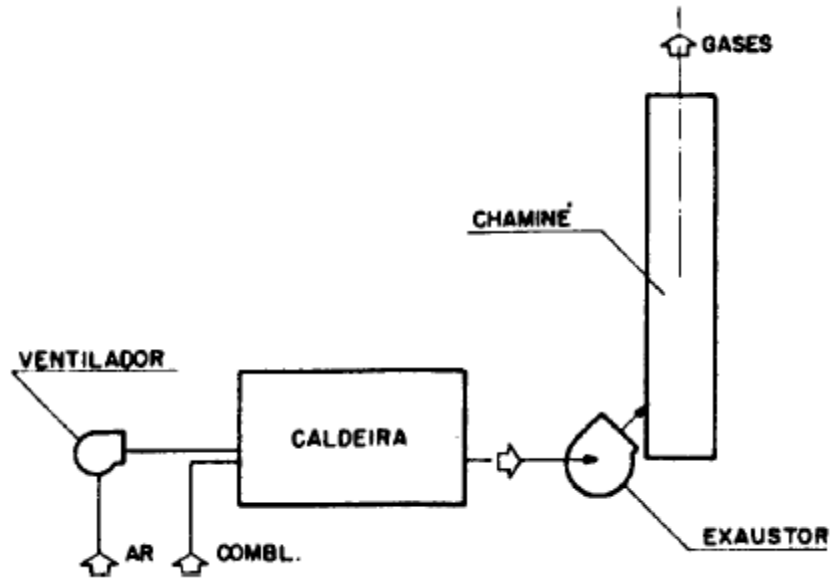


Figura 9 - Representação de uma chaminé com tiragem mista.

Fonte: Bizzo (2003)

A tiragem mista ou também denominada por balanceada utiliza os princípios das tiragens natural e artificial simultaneamente. Uma representação do perfil de pressão com tiragem mista é ilustrada na Figura 11. (BAZZO, 1995).

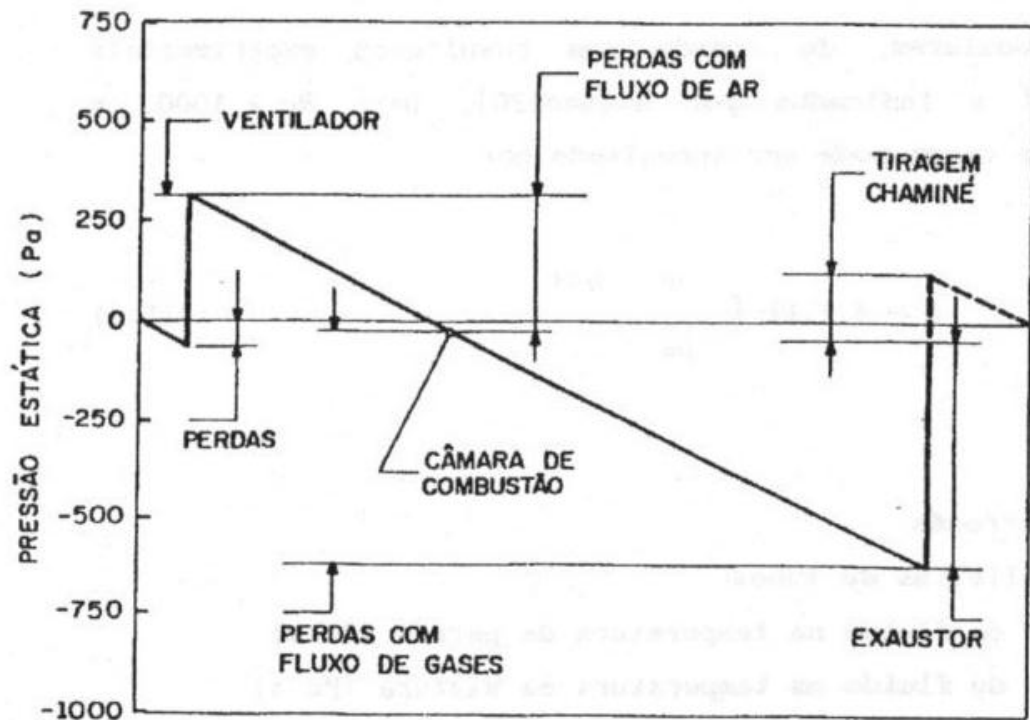


Figura 10 - Variação da pressão estática em caldeira de tiragem balanceada.

Fonte: Bizzo (2003)

2.4.1. PERDAS DE CARGA

Segundo Bazzo (1995), o cálculo da tiragem adequada requer do valor das perdas de carga envolvidas na passagem do gás de combustão pelo sistema de exaustão. Estas perdas são representadas por:

$$\Delta P = k \left[\rho \cdot \frac{v^2}{2} \right]$$

ou,

$$\Delta P = k \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho}$$

onde,

ΔP =Perda de carga (Pa)

ρ =Massa específica do gás (kg/m³)

v =Velocidade (m/s)

k =Coeficiente de perda de carga

G =Velocidade mássica (kg/m²s)

Sendo que k é a relação entre a perda de carga e a pressão dinâmica do fluido da secção considerada.

Para dutos retos e secção constante:

$$k = f \cdot \frac{L}{dh}$$

f =Fator de atrito de Darcy

L =Comprimento equivalente do duto (m)

dh =Diâmetro hidráulico (m)

Sendo que o fator de atrito é determinado experimentalmente, e depende do número de Reynolds (Re) e da rugosidade relativa da parede do duto. Esta rugosidade pode variar entre 0,01 e 0,03 (BAZZO,1995).

2.5 ANÁLISE DO RENDIMENTO ENERGÉTICO

De acordo com Bazzo (1995), a análise do rendimento energético de uma caldeira é realizada a partir de informações experimentais coletadas com instrumentos posicionados nos efluentes de interesse.

Para realizar o cálculo é necessário determinar a energia envolvida no processo, ou seja, o calor gerado no interior da fornalha, o calor transferido ao fluido de trabalho, o calor associado aos fluxos de massa, a ocorrência de combustão parcial e o calor perdido para o meio ambiente por condução, convecção ou radiação (BAZZO, 1995).

A Figura 11 apresenta um esquema geral dos fluxos de massa envolvidos numa caldeira flamotubular, na qual é produzido apenas vapor saturado.

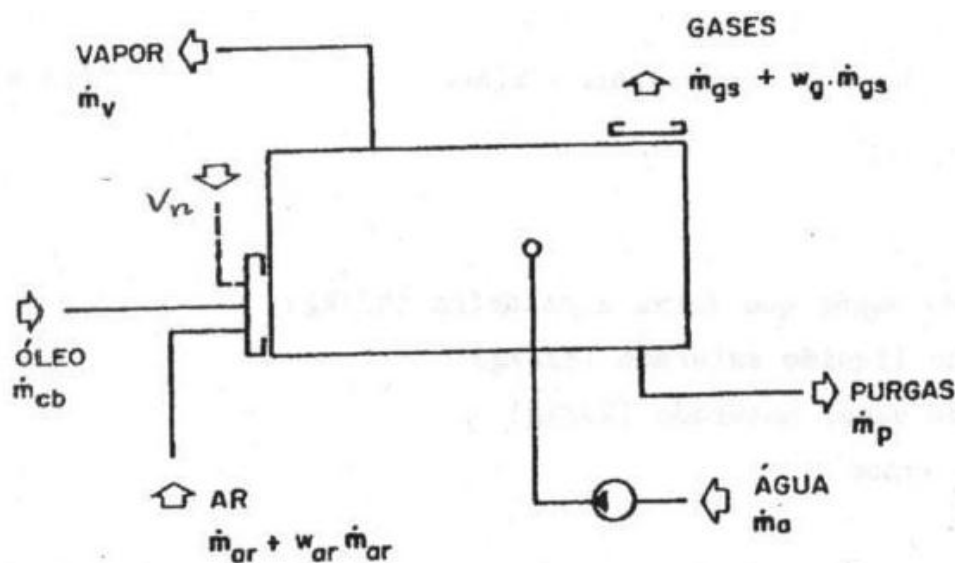


Figura 11 - Balanço de massa em uma caldeira.

Fonte: Bazzo (1995).

A eficiência ou rendimento térmico de uma caldeira é calculada como a razão entre a energia transferida à água para convertê-la em vapor e o consumo de energia

contida no combustível. Existem duas maneiras de realizar o cálculo do rendimento energético em geradores de vapor: pelo método direto e pelo método indireto. O método indireto tem sido o preferido, uma vez que fornece resultados mais confiáveis.

2.5.1 MÉTODO DIRETO

Segundo Buecker (2002), o cálculo do rendimento pelo método direto corresponde ao produto da vazão mássica de vapor e mudança de entalpia entre o estado inicial e final da água, dividida pela energia térmica liberada com o consumo do combustível. Isto é:

$$n_{MD} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_c PC} \quad (1)$$

Onde,

n_{MD} = Eficiência pelo método direto

\dot{m}_v - vazão mássica de vapor, [kg/s];

h_v - entalpia do vapor produzido, [kJ/kg];

h_a - entalpia da água de entrada, [kJ/kg];

\dot{m}_c - vazão mássica de combustível, [kg/s];

PC - poder calorífico do combustível, [kJ/kg].

Este método tem a vantagem de permitir um cálculo mais rápido. No entanto, devido às mudanças temporárias que podem acontecer na vazão mássica de vapor, o método pode se tornar menos confiável.

2.5.2 MÉTODO INDIRETO

O cálculo do rendimento pelo método indireto é realizado com base nas perdas de calor no sistema gerador de vapor. Devido que as perdas de calor são menos flutuantes, este método proporciona maior confiabilidade que o método direto (BAZZO, 1995).

Segundo Bizzo (2003), as perdas de calor envolvidas na operação de uma caldeira convencional são: perdas pelos gases de combustão liberados pela chaminé, perdas por radiação e convecção com o ambiente, perdas por purgas de condensado, perdas pela retirada das cinzas e perdas pela combustão parcial do combustível.

De acordo com Bazzo (1995), as perdas de calor pelas cinzas, purgas, vapor de nebulização (se houver) e as perdas pelas paredes, representam menos que 2 % da energia que é fornecida pela combustão na fornalha. Com isso, pode-se considerar o valor de 2% para essas perdas, facilitando o cálculo.

2.5.2.1 PERDAS PELOS GASES DE COMBUSTÃO

As perdas de calor pela chaminé representam a principal parcela do sistema gerador de vapor. Estas perdas podem ser divididas em perdas atribuídas aos gases secos formados na combustão e ao vapor de água presente na chaminé. A parte da perda pelos gases secos é representada por:

$$\dot{q}_{gs} = \dot{m}_{cb} \cdot (q_{CO_2} + q_{SO_2} + q_{N_2} + q_{O_2}) \quad (2)$$

ou,

$$q_{gs} = \frac{44}{12} c \cdot \Delta h_{CO_2} + 2 \cdot s \cdot \Delta h_{SO_2} + [0,7685 \cdot m_{ar}^* + n] \cdot \Delta h_{N_2} + (e - 1) \cdot m_{ar}^* \cdot \Delta h_{ar} \quad (3)$$

Sendo que,

c = Teor de carbono (kg/kg cb)

s = Teor de enxofre (kg/kg cb)

n = Teor de nitrogênio (kg/kg cb)

e = Coeficiente de excesso de ar

m_{ar}^* = Massa estequiométrica de ar (kg/kg cb)

Δh_{CO_2} = Entalpia do CO_2 (kJ/kg)

Δh_{SO_2} = Entalpia do SO_2 (kJ/kg)

Δh_{N_2} = Entalpia do N_2 (kJ/kg)

Δh_{ar} = Entalpia do ar (kJ/kg)

Adicionalmente, a perda de calor pelo vapor de água contido no gás de combustão leva em conta a energia perdida associada à água, formada na oxidação do hidrogênio do combustível, à umidade contida no combustível, ao vapor de nebulização (se houver), e umidade do ar de combustão. Dessa forma:

$$\dot{q}_v = \dot{m}_{cb} \cdot (q_{h_{cb}} + q_{w_{cb}} + q_{v_{n_2}} + q_{w_{ar}} + q_{v_{sf}}) \quad (4)$$

ou,

$$q_v = [9 \cdot h + w + Vn + War \cdot e \cdot Mar^* + Vsf] \cdot \Delta h_{vp} + \dots$$

$$+ 2440 \cdot [Vn + Vsf] + 2440 \cdot [9 \cdot h + w] \quad (5)$$

Onde,

\dot{q}_v = Taxa de calor perdido com a umidade dos gases (kW)

q_v = Calor perdido com a umidade dos gases (kJ/kg cb)

h = Teor de hidrogênio do combustível (kg/ kg cb)

w = Teor de umidade do combustível (kg/kg cb)

V_n = Relação vapor de nebulização/combustível (kg/kg cb)

V_{sf} = Relação vapor sopradores de fuligem/combustível (kg/kg cb)

W_{ar} = Teor de umidade do ar (kg/kg ar seco)

Δh_{vp} = Entalpia do vapor na pressão atmosférica (kJ/kg)

2.5.2.2 PERDA DE CALOR PELAS CINZAS

As perdas de calor pelas cinzas levam em conta a entalpia dos resíduos em cada local de extração:

$$\dot{q}_{cz} = z \cdot m^* cb \cdot \Delta h_{cz} \quad (6)$$

ou,

$$q_{cz} = z \cdot \Delta h_{cz} \quad (7)$$

Onde,

\dot{q}_{cz} = Calor sensível perdido com as cinzas (kW)

q_{cz} =Calor sensível perdido com as cinzas (kJ/kg cb)

z =Teor de cinzas do combustível (kg/kg cb)

Δh_{cz} = Entalpia das cinzas (kJ/kg)

2.5.2.3 PERDAS DE CALOR POR COMBUSTÃO PARCIAL

A combustão parcial é uma consequência de queimadores ou fornalhas mal projetadas ou operadas. Normalmente, os problemas aparecem quando o ar de combustão não é fornecido em quantidade suficiente, produzindo CO e carbono não queimado.

As perdas por combustão parcial são determinadas medindo a quantidade de monóxido de carbono presente nos gases de combustão e também a quantidade de carbono não queimado que é arrastada para o cinzeiro:

$$\dot{q}_{cp} = m^*cb.(qc_{nq} + qCO) \quad (8)$$

Ou,

$$q_{cp} = cnq.[33900 + \Delta hc] + 126.Vgs.\%CO \quad (9)$$

Onde,

\dot{q}_{cp} =Calor perdido por combustão parcial (kW)

q_{cp} =Calor perdido por combustão parcial (kg/kg cb)

cnq =Relação carbono não queimado/combustível(kg/kg cb)

Δhc =Entalpia do carbono (kj/kg)

$\%CO$ =Porcentagem de monóxido de carbono em volume

Vgs =Volume de gases na base seca (m³n/kg cb)

2.5.2.4 PERDA DE CALOR PELAS PURGAS

As perdas pelas purgas representa um valor pequeno em relação a outras perdas de calor do sistema. Esta pode ser calculada mediante a expressão:

$$\dot{q}_{pg} = m^* p g . (h_{ls} - h_a) \quad (10)$$

Ou,

$$q_{pg} = \frac{m^* p g}{m^* c b} (h_{ls} - h_a) \quad (11)$$

Onde,

\dot{q}_{pg} =Calor sensível perdido com as purgas (kW)

q_{pg} =Calor sensível perdido com as purgas (kJ/kg cb)

h_{ls} =Entalpia do líquido saturado (kJ/kg)

h_a =Entalpia da água de alimentação (kJ/kg)

2.5.2.5 PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO E CONVECÇÃO

Estas perdas representam também uma parcela pequena no cálculo do rendimento. Em termos gerais, costuma-se utilizar 0,5 a 1% do calor total disponível no combustível.

2.5.3 TAXA DE EVAPORAÇÃO E RENDIMENTO TÉRMICO

A taxa de evaporação é a razão da quantidade de vapor gerado por unidade de massa de combustível queimado.

$$mv = \frac{m^*v}{m^*cb} \quad (12)$$

Já, o rendimento térmico pelo método indireto é representado por:

$$n = 100. \left[1 - \frac{\dot{q}p}{\dot{q}d} \right] \quad (13)$$

Onde:

n = Rendimento térmico (%)

$\dot{q}d$ =Energia fornecida pelo combustível por unidade de combustível

$\dot{q}p$ = Somatório das perdas

2.6 ESTRATÉGIAS E MELHORIAS DE RENDIMENTO

As estratégias para melhoria no rendimento de uma caldeira devem estar direcionadas à economia no uso de combustível, minimização das perdas de calor no sistema gerador de vapor e durante o transporte do fluido aos locais de uso, além dos cuidados referentes à manutenção periódica e utilização de instrumentação confiável.

Para garantir a economia nos sistemas de vapor, Eletrobrás (2005) salienta a necessidade atentar à três itens, projeto dos sistemas, operação e manutenção periódica. Quando se quer realizar uma mudança para que haja uma devida economia de combustível, deve se analisar se aquela mudança realmente fará diferença, devido o seu custo de implementação e o quanto de combustível se economizará.

Para garantir uma maior economia nos geradores de vapor deve-se usar a energia de forma eficiente, evitando ao máximo todas as perdas após a combustão, também garantido que a troca de calor entre a energia gerada pela combustão e a água seja a mais eficiente possível (ELETROBRÁS, 2005).

Na hora da operação das caldeiras, Eletrobrás (2005) sugere tomar os seguintes cuidados:

- Quando combustível for o líquido, deve-se garantir que ele seja pulverizado corretamente e totalmente queimado, para isso deve-se cuidar da temperatura do combustível.
- No combustível sólido, a umidade presente deve ser a mais baixa possível, e garantir que a geometria e tamanho dos combustíveis sejam iguais às recomendadas pelo fabricante.
- Cuidar do excesso de ar, sendo que para elevados valores, haverá queda de temperatura dos gases. Já, com excesso de ar muito baixo, poderá haver presença de combustível não queimado.
- Analisar sempre a temperatura da chaminé. Caso se tenha um aumento da temperatura, as trocas térmicas devem estar prejudicadas pelo acúmulo de depósitos sobre as superfícies de transferência de calor.
- Manter a caldeira limpa, e realizar inspeção periódica.
- Realizar sempre a manutenção nos equipamentos, garantindo sua total funcionalidade.

3 METODOLOGIA

O cálculo do rendimento térmico da caldeira de interesse foi realizado utilizando o método indireto, através do software Engineering Equation Solver (EES), por fornecer maior confiabilidade. O estudo foi realizado na cidade de Carambeí-PR em uma caldeira do modelo Meppan MDS/GF-14.3, ano de fabricação: 1985. Este gerador de vapor possui capacidade de vapor de 12.000 kg/h, sendo sua pressão de trabalho de 12 bar.

A primeira etapa do trabalho consistiu em determinar as propriedades físico-químicas da biomassa, mediante realização das análises elementar, imediata e de poder calorífico. Esses dados foram obtidos através de bibliografia especializada.

Com base nos registros de operação da caldeira, foram obtidos os dados experimentais envolvendo as características dos fluxos que entram e saem do gerador de vapor. A empresa da caldeira em análise possui relatórios técnicos (anexos) recentes com medições dos gases de chaminé e consumos de combustível. Com as informações coletadas realizou-se um balanço de massa na caldeira, determinando-se também a quantidade de ar realmente utilizada. Sendo os dados apresentados na Tabela 3.

Tabela 3– Dados com base nos registros de operação da caldeira.

Temperatura de referência	25°C
Pressão de referência	1 bar
Pressão de trabalho da caldeira	12 bar
Temperatura dos gases secos	309°C
Temperatura das purgas de condensado	180°C
Temperatura da água de alimentação da caldeira	50°C
Concentração de O ₂	18 % b.s
Concentração de CO	597 % b.s
Umidade do combustível	20%
Poder calorífico inferior do combustível	12122 kJ/kg

A quantidade de combustível (lenha em toras) gasta foi determinada pela massa consumida em intervalos de tempo estabelecidos. Primeiramente realizou-se a tara das carretas que trazem a lenha até perto da caldeira, para ser alimentada pela grua estacionária. Estes dados são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Massa das carretas.

CARRETA	TARA (kg)
2	980
4	1220
9	1100
10	940
6	1200
17	1100

Após definido o valor da tara, foi pesada novamente cada uma das carretas já com o combustível, a fim de determinar a massa de combustível. Os resultados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Massa do combustível (lenha em toras).

DIA	HORA PESAGEM	CARRETA	MASSA BRUTA kg	TARA kg	MASSA LIQUIDA kg
19/11/2013	14:29	4	5780	1220	4560
19/11/2013	14:59	2	6400	980	5420
19/11/2013	15:10	10	5260	1200	4060
19/11/2013	15:37	17	5480	1100	4380
19/11/2013	16:47	6	5280	1200	4080
20/11/2013	1:07	6	5160	1200	3960
20/11/2013	1:25	17	5720	1100	4620
20/11/2013	6:33	2	5100	980	4120
20/11/2013	9:07	6	5360	1200	4160
20/11/2013	10:07	2	5040	980	4060
20/11/2013	12:50	6	5620	1200	4420
20/11/2013	16:12	4	4660	1220	3440
20/11/2013	18:06	10	5320	1200	4120
21/11/2013	0:41	6	5940	1200	4740
21/11/2013	1:10	2	4720	980	3740
21/11/2013	4:12	17	5160	1100	4060
21/11/2013	7:35	2	4720	980	3740
21/11/2013	8:51	6	6000	1200	4800
21/11/2013	11:07	2	5660	980	4680
21/11/2013	16:54	6	6020	1200	4820
21/11/2013	17:21	2	5500	980	4520
21/11/2013	18:25	4	5520	1220	4300
22/11/2013	0:34	2	5840	980	4860

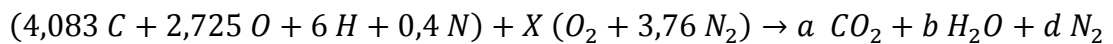
Depois de coletados os dados foi realizado o cálculo estequiométrico do ar necessário para a queima do combustível. A análise elementar do combustível, em base mássica e seca, é apresentada na Tabela 6.

Tabela 6- Análise elementar do combustível.

Fonte: Teixeira e Lora (2004)

ELEMENTO	COMPOSIÇÃO (%)
Carbono	49
Oxigênio	43,6
Hidrogênio	6
Nitrogênio	0,4

Na base molar, a equação para o balanço estequiométrico está representada a seguir:



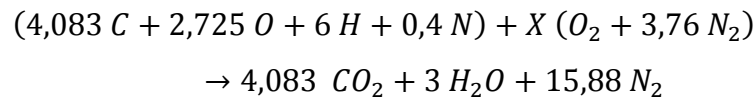
onde, o balanço por elemento é:

$$\begin{aligned} a &= 4,083 \quad \text{Carbono} \\ 2,725 + 2 \cdot x &= 2 \cdot a + b \quad \text{Oxigênio} \\ 6 &= 2 \cdot b \quad \text{hidrogênio} \\ 0,029 + 2 \cdot x \cdot 3,76 &= 2 \cdot d \quad \text{nitrogênio} \end{aligned}$$

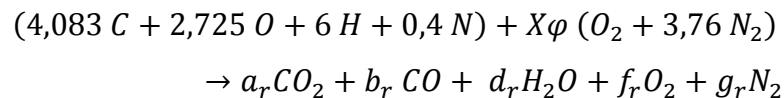
Realizando os cálculos das equações acima, os valores de a, b, d, X, são mostrados na tabela 7:

Tabela 7 - Incógnitas do balanço estequiométrico.

a	4,083;
b	3
d	15,88
X	4,221



Depois de encontrada a equação estequiométrica, foi calculada a equação real de combustão com excesso de ar, sendo ela:



onde o balanço por elemento é:

$$4,083 = a_r + b_r \quad \text{Carbono} \\ 6 = 2 \cdot d_r \quad \text{hidrogênio} \\ 2,725 + x \cdot \phi \cdot 2 = 2 \cdot a_r + b_r + d_r + f_r \cdot 2 \quad \text{oxigênio} \\ 0,029 + x \cdot \phi \cdot 2 \cdot 3,76 = 2 \cdot g_r \quad \text{nitrogênio}$$

Para resolver as incógnitas foram necessárias mais duas equações, retiradas das medidas realizadas dos gases na chaminé (Anexo 1).

Segundo o relatório, tem-se 18% de oxigênio saindo pela chaminé, com isso:

$$0,18 = \frac{f_r}{a_r + b_r + f_r + g_r} \quad \text{medida de oxigênio}$$

Também, nos relatórios de medição, foi retirada a quantidade de monóxido de carbono $533,0 mg/Nm^3$. Essa quantidade representa uma concentração de 597,1 ppmv. Com isso, a equação requerida para o cálculo e apresentada a seguir:

$$0,0005971 = \frac{b_r}{a_r + b_r + f_r + g_r} \quad \text{medida de CO}$$

A Tabela 8 apresenta os valores resultantes da solução do sistema de equações.

Tabela 8- Incógnitas do balanço real.

a_r	4
b_r	0,08261
d_r	3
f_r	24,9
g_r	109,4
φ	6,891

3.1 BALANÇO DE MASSA

A partir dos dados da Tabela 5, foi encontrada uma taxa mássica de consumo de combustível de 1596,6 kg/h, o que equivale a $m_{cb}=0,4445$ kg/s.

Já, a quantidade de ar seco ($m_{ar\text{seco}}$) que entra na caldeira foi encontrada mediante a expressão:

$$m_{ar\text{seco}} = Rm_{ar} \cdot m_{cb}$$

Vazão mássica de ar seco [kg/s]

Sendo que a relação mássica de ar/combustível (Rm_{ar}) foi determinada pela equação:

$$Rm_{ar} = \frac{\phi \cdot x \cdot 4,76 \cdot 29}{100}$$

Relação mássica ar/combustível

A massa de umidade presente no ar foi encontrada através da equação:

$$m_{war} = W_{ar} \cdot m_{ar\text{seco}}$$

Onde, a umidade específica do ar, representada pelo símbolo w_{ar} é de 0,012 kg água/kg ar seco.

A vazão mássica de água (m_{agua}) que entra para a combustão foi calculada através da soma da vazão mássica de vapor e a vazão mássica das purgas.

Já a vazão mássica de ar úmido ($m_{ar;umido}$) foi calculada através da soma da vazão mássica de ar seco mais a vazão mássica de água no ar.

Para as massas de saídas, primeiramente através de relatório foi encontrado a vazão mássica de vapor produzido, representado pelo símbolo m_{vapor} é de 1,47kg/s.

Logo em seguida calculou-se a vazão mássica dos gases secos (m_{gs}) da combustão, para o calculo foi necessário encontrar a razão mássica dos gases secos pela equação:

$$Rm_{gs} = \frac{a_r \cdot 44 + b_r \cdot 28 + f_r \cdot 32 + g_r \cdot 28}{100}$$

Multiplicado pela massa do combustível (m_{cb}), foi encontrado para a vazão mássica dos gases secos.

Para a vazão mássica de água produzida pela combustão (m_{wcomb}) foi utilizada a equação a abaixo.

$$m_{wcomb} = d_r \cdot \frac{18}{100} \cdot m_{cb}$$

A vazão mássica de água no combustível (m_{wcomb}) multiplicou-se w_{cb} em porcentagem pela massa do combustível (m_{cb}).

As purgas (m_{purgas}) através de bibliografia foi determinada que equivale 1% da massa do vapor.

3. 2 BALANÇO DE ENERGIA

Para calcular o rendimento térmico da caldeira pelo método indireto é necessário saber todas as energias, que entram e saem da caldeira.

Como o combustível possui uma temperatura de 25 °C ($T_{cb} = 25$), não existe diferença de entalpia, então calculou-se energia sensível do combustível (q_{cb}).

O ar que entra na caldeira ($T_{ar seco}$) é de 25 °C, entra nessa temperatura, pois o pré aquecedor de ar esta isolado, com isso calculou-se a energia sensível do ar seco ($q_{ar seco}$).

A energia sensível presente do vapor no ar (q_{war}) por estar na temperatura (T_{war}) de 25 graus Celsius, vale 0.

Energia do ar úmido ($q_{ar;umido}$) é a soma da energia do vapor no ar mais a energia do ar seco.

A energia que entra com a água de alimentação (q_{agua}) é calculada pela entalpia da água a 50 °C ($h_{agua;entr}$) menos a entalpia da água na temperatura de referencia (25 °C), representado por ($h_{agua;ref}$), multiplicado pela massa da agua (m_{agua}) que entra na caldeira.

A energia total fornecida pela combustão (q_{comb}) foi calculada através da multiplicação do poder calorifico superior pela massa de combustível (m_{cb}).

Com isso para encontrar a energia total fornecida pela combustão (q_e) somaram-se as energias das entradas.

Já para as saídas primeiramente se obteve as entalpias do vapor (h_{vapor}), e a entalpia do vapor na temperatura e pressão de referência ($h_{vapor;ref}$). Para calcular a energia de vapor na saída da caldeira (q_{vapor}), multiplicou-se a massa de vapor (m_{vapor}) pela diferença de entalpias.

A energia para os gases secos (q_{gs}) foi calculada através da diferença de entalpia medida menos a de referencia dos elementos químicos gerados na combustão multiplicados pelas suas vazões mássicas.

Já a energia da umidade dos gases (q_{wg}) foi calculada multiplicando a massa de umidade dos gases (m_{wg}) pela diferença de entalpias da água na temperatura que entra menos a de referencia.

Para encontrar a energia das purgas multiplicou-se a massa das purgas pela diferença de entalpias.

Depois de encontrado todas as energias de saídas somaram-se para encontrar a energia de saída (q_s).

A diferença entre as energias de entrada e saídas é a energia perdida através das paredes ($q_{paredes}$).

Com isso utilizando a equação do rendimento:

$$\text{Rendimento} = \left[1 - \frac{q_p}{q_f} \right] \cdot 100 \quad \text{Eficiência da caldeira [\%]}$$

Onde, $q_f = q_e$ e $q_p = q_e - q_{vapor}$

Obteve-se um rendimento térmico de 63,74%.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo apresentam-se e discutem-se os resultados obtidos da análise do sistema de geração de vapor, descrita na metodologia. Dessa forma, apresentam-se os resultados referentes ao balanço de massa e de energia, bem como, o valor do rendimento térmico da caldeira.

4.1 BALANÇO DE MASSA

A Tabela 9 apresenta os resultados do balanço de massa.

Tabela 9- Resultados dos balanços de massas.

Massa	Vazão mássica (kg/s)
m_{cb}	0,4445
m_{agua}	1,484
$m_{ar;umido}$	18,02
m_{vapor}	1,47
m_{gs}	17,91
m_{cb}	0,4435
m_{wcomb}	0,2395
m_{purgas}	0,0147

Da tabela anterior destacam-se os maiores valores de massa sendo a massa dos gases secos no valor de 17,81 kg/s e também a massa de ar úmido, 18,02 kg/s. Esses valores mostram onde influenciara em maior percentagem o rendimento térmico.

4.2 BALANÇOS DE ENERGIA

A Tabela 10 apresenta os balanços de energia da caldeira.

Tabela 10- Resultados dos balanços de energia.

Energia	kW
q_{cb}	0
q_{arseco}	0
q_{war}	0
$q_{ar;umido}$	0
q_{agua}	1,408
q_{comb}	6177
q_{vapor}	3938
q_{gs}	1290
q_{wg}	296
q_e	6178
q_s	5534
$q_{paredes}$	644,2

Da tabela anterior destacam-se a energia da combustão, e a do vapor, onde se tem a maior transferência de energia, com isso que maior incide sobre o rendimento térmico da caldeira.

4.3 RENDIMENTO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR

Com o valor total das perdas de calor no sistema e com o valor da energia fornecida ao gerador, encontra-se uma eficiência térmica de 63,4%. Este valor indica que o gerador de vapor não está operando na faixa ideal de rendimento, que poderia estar entre 75 a 85%.

Necessita realizar manutenções e trocas de alguns equipamentos. Com o baixo rendimento tem-se um maior custo de operação para gerar o vapor, pois precisa-se de maior quantidade de lenhas em toras para produzir a mesma quantidade de vapor.

O excesso de ar apresentado nos gases de exaustão através da medição é muito alto, sendo 18% apresentado nas análises dos gases de combustão quase ar puro. Com o excesso de ar muito alto a temperatura de chama é reduzida, com isso aumenta as perdas de calor devido à entalpia dos gases efluentes, reduzindo o rendimento térmico. O excesso de ar deve ser ajustado para que se tenha uma combustão completa do combustível.

A falta de um pré-aquecedor abaixa o rendimento térmico, pois o ar para a combustão entra na temperatura ambiente, com o pré aquecedor pode-se utilizar a energia contida nos gases de combustão realizando uma troca de calor. Aumentando a temperatura que entra para a combustão, conseqüentemente aumentando a eficiência térmica do gerador de vapor.

A geometria das lenhas utilizadas pode ser alterada para uma melhor queima. Utilizando lenhas em tamanhos menores, fará com que a combustão ocorra mais uniforme.

Pode-se também pré-aquecer o combustível antes de entrar na fornalha, basta fazer um local de armazenamento ante-fornalha, assim o combustível que entra na caldeira vai estar com uma maior temperatura.

Necessita também realizar limpezas constantes para que o acúmulo de impurezas não atrapalhem a combustão e que crostas de fuligem não fiquem armazenadas nos trocadores de calor.

Apesar de a água de alimentação entrar a uma temperatura maior do que a ambiente, pode-se melhorar, aumentando a temperatura. Para isso, deve-se armazenar todo o condensado gerado pelas purgas e também o vapor não utilizado na linha de produção voltar para o armazenamento.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi avaliada uma caldeira mista alimentada com lenha em toras, o estudo foi realizado na cidade de Carambeí-PR em uma caldeira do modelo Meppan MDS/GF-14.3, ano de fabricação: 1985. Este gerador de vapor possui capacidade de vapor de 12.000 kg/h, sendo sua pressão de trabalho de 12 bar.

Os resultados mostram que a caldeira analisada apresenta um rendimento térmico de 64,3%, que é considerado baixo. Este resultado atribuiu-se ao elevado excesso de ar que diminui a temperatura do gás de combustão e, portanto, a capacidade de transferência de calor para a água da caldeira.

Com o baixo rendimento térmico é necessário consumir mais combustível para produzir a mesma quantidade de vapor caso estivesse operando na faixa de operação (75 a 85%) correta, o que gera maiores custos para a produção de vapor.

Para melhorar o rendimento é necessário verificar a quantidade de oxigênio que sai pela chaminé. Com o programa EES, verificou-se que um valor ideal seria de 6%, com isso o excesso de ar ficaria em 40%.

Também para melhorias, devem-se realizar manutenções periodicamente e trocas de equipamentos que apresentam defeitos.

6 REFÊRENCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE PRODUTORES DE FLORESTAS PLANTADAS – ABRAF. 2011. **Anuário estatístico da ABRAF: ano base 2010**. Brasília, 2011.

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2 ed. Florianópolis: UFSC, 1995.

BIZZO, W.A. **Apostila Geração, Distribuição e Utilização de vapor**. Unicamp, 2003.

BRITO, J.O. & BARRICHELO, L.E.G. **Características do Eucalipto como combustível: análise química imediata da madeira e da casca**. IPEF, Piracicaba, 1978.

BUECKER, B. **Basics of Boiler and HRSG Design**. Oklahoma: Penn Well Corporation, 2002

ELETROBRAS. **Eficiência Energética no uso do vapor**. Rio de Janeiro, 2005.

GILMAN, G.F.; Gilman, J. **Boiler Control Systems Engineering**. Research Triangle Park: International Society of Automation, 2010.

JANKOWSKY, I.P. **Fundamentos de secagem de madeiras. Documentos Florestais**. Piracicaba, 1990.

MCQUAY, M.Q. **Princípios de combustão aplicada**. Editora da UFSC, Florianópolis, 176 p., 2007.

MENDES, A. S., MARQUES, M.H.B, MARTINS, V. A. **Programas de secagem para madeiras brasileiras**. IBAMA, 1998.

PEREIRA, Barbara. L.C. **Qualidade da madeira Eucalyptus para a produção de carvão vegetal.** 2012. 103 fl. Dissertação (Pós-Graduação em Ciência Florestal) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2012.

REZENDE, J.B; SANTOS, A.C. **A cadeia produtiva do carvão vegetal em Minas Gerais: pontos críticos e potencialidades.** Viçosa, MG: U.R. EPAMIG ZM, 2010.

ROSSO, Silvana. **Qualidade da madeira de três espécies de Eucalyptus resultante da combinação dos métodos de secagem ao ar livre e convencional.** 2006. 91 fl. Dissertação (Mestrado em Engenharia Florestal)- Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2006.

SANTINI, E. J. **Métodos usuais de secagem da madeira.** In: **SEMINÁRIO SOBRE SECAGEM DA MADEIRA.** Santa Maria. Centro de Pesquisas Florestais/UFSM1992.

Teixeira, F. N., Lora, E. E. S., **Suprimento Energético para Termelétricas, in: Geração Termelétrica: planejamento, projeto e operação, Coordenadores: Lora, E.E.S.; Nascimento, M.A.R., Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2004.**

VITAL, B.R. **Métodos de determinação da densidade da madeira.** Viçosa, MG: Sociedade de Investigações Florestais, 1985.

7 ANEXOS

7.1 ANEXO 1- PROGRAMA EES

Programa EES:

$q_{\text{vapor}}=m_{\text{vapor}}*(h_{\text{vapor}}-h_{\text{vapor_ref}})$ "Energia do vapor na saída da caldeira"

"Gás de combustão seco"

$m_{\text{CO2}}=(a_{\text{r}}/100)*44*m_{\text{cb}}$ "Vazão mássica de CO2"

$m_{\text{CO}}=(b_{\text{r}}/100)*28*m_{\text{cb}}$ "Vazão mássica de CO"

$m_{\text{O2}}=(f_{\text{r}}/100)*32*m_{\text{cb}}$ "Vazão mássica de O2"

$m_{\text{N2}}=(d_{\text{r}}/100)*28*m_{\text{cb}}$ "Vazão mássica de N2"

$h_{\text{CO2}}=\text{Enthalpy}(\text{CO2};T=T_{\text{gs}})$ "Entalpia CO2 a 309 grausCelcius"

$h_{\text{CO2_ref}}=\text{Enthalpy}(\text{CO2};T=T_{\text{ref}})$

$h_{\text{CO}}=\text{Enthalpy}(\text{CO};T=T_{\text{gs}})$ "Entalpia CO a 309 grausCelcius"

$h_{\text{CO_ref}}=\text{Enthalpy}(\text{CO};T=T_{\text{ref}})$

$h_{O2} = \text{Enthalpy}(O2; T=T_{gs})$ "Entalpia O2 a 309 graus Celcius"

$h_{O2_ref} = \text{Enthalpy}(O2; T=T_{ref})$

$h_{N2} = \text{Enthalpy}(N2; T=T_{gs})$ "Entalpia N2 a 309 graus Celcius"

$h_{N2_ref} = \text{Enthalpy}(N2; T=T_{ref})$

$q_{gs} = m_{CO2} * (h_{CO2} - h_{CO2_ref}) + m_{CO} * (h_{CO} - h_{CO_ref}) + m_{O2} * (h_{O2} - h_{O2_ref}) + m_{N2} * (h_{N2} - h_{N2_ref})$ "Equação de energia para os gases secos"

"Energia umidade do gás de combustão"

$h_{H2O} = \text{Enthalpy}(H2O; T=T_{gs})$ "Entalpia H2O a 309 graus Celcius"

$h_{H2O_ref} = \text{Enthalpy}(H2O; T=T_{ref})$

$q_{wg} = m_{wg} * (h_{H2O} - h_{H2O_ref})$ "Energia da umidade dos Gases"

"Energia com as purgas de condensado"

$h_{purgas} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{vapor}; x=0)$ "Entalpia das purgas"

$h_{purgas_ref} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_{ref}; P=P_{ref})$

$q_{purgas} = m_{purgas} * (h_{purgas} - h_{purgas_ref})$ "Energia das purgas"

$$q_s = q_{\text{vapor}} + q_{\text{gs}} + q_{\text{wg}} + q_{\text{purgas}}$$

"Perdas pelas paredes" "Calculado por diferença do balanço de energia"

$$q_{\text{paredes}} = (q_e - q_s)$$

"CALCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO"

$$q_f = q_e$$

$$q_p = q_e - q_{\text{vapor}}$$

$$\text{Rendimento} = (1 - (q_p / q_f)) * 100 \quad \text{"Eficiência da caldeira [%]"}$$

RESULTADOS EES:

$a = 4,083$	$a_r = 4$	$b = 3$
$b_r = 0,08259$	$CO_{mgs} = 597 \text{ [ppm]}$	$d = 15,88$
$d_r = 3$	$f_r = 24,9$	$g_r = 109,4$
$h_{CO} = -3646 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{CO2} = -8666 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{CO2_{ref}} = -8941 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{CO_{ref}} = -3946 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{H2O} = -12876 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{H2O_{ref}} = -13422 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{N2} = 298,5 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{N2_{ref}} = 0 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{O2} = 272 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{O2_{ref}} = 0 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{purgas} = 798,7 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{purgas_{ref}} = 104,8 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{agua,entr} = 210,4 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{agua,ref} = 209,4 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{vapor} = 2784 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{vapor,ref} = 104,8 \text{ [kJ/kg]}$	$m_{agua} = 1,484 \text{ [kg/s]}$	$m_{arseco} = 17,8 \text{ [kg/s]}$
$m_{ar,umido} = 18,02 \text{ [kg/s]}$	$m_{cb} = 0,4435 \text{ [kg/s]}$	$m_{CO} = 0,01026 \text{ [kg/s]}$
$m_{CO2} = 0,7806 \text{ [kg/s]}$	$m_{gs} = 17,91 \text{ [kg/s]}$	$m_{N2} = 0,3725 \text{ [kg/s]}$
$m_{O2} = 3,534 \text{ [kg/s]}$	$m_{purgas} = 0,0147 \text{ [kg/s]}$	$m_{vapor} = 1,47 \text{ [kg/s]}$
$m_{war} = 0,2136 \text{ [kg/s]}$	$m_{wcb} = 0,0887 \text{ [kg/s]}$	$m_{wcomb} = 0,2395 \text{ [kg/s]}$
$m_{wg} = 0,5418 \text{ [kg/s]}$	$O2_{mgs} = 18 \text{ [%]}$	$PCI = 12122 \text{ [kJ/kg]}$
$PCS = 13928 \text{ [kJ/kg]}$	$\phi = 6,891$	$P_{ref} = 1 \text{ [bar]}$
$P_{vapor} = 12 \text{ [bar]}$	$q_{agua} = 1,408 \text{ [kW]}$	$q_{arseco} = 0 \text{ [kW]}$
$q_{ar,umido} = 0 \text{ [kW]}$	$q_{cb} = 0 \text{ [kW]}$	$q_{comb} = 6177 \text{ [kW]}$
$q_e = 6178 \text{ [kW]}$	$q_f = 6178 \text{ [kW]}$	$q_{gs} = 1290 \text{ [kW]}$
$q_p = 2240 \text{ [kW]}$	$q_{paredes} = 644,2 \text{ [kW]}$	$q_{purgas} = 10,2 \text{ [kW]}$
$q_s = 5534 \text{ [kW]}$	$q_{vapor} = 3938 \text{ [kW]}$	$q_{war} = 0 \text{ [kW]}$
$q_{wg} = 296 \text{ [kW]}$	$Rendimento = 63,74 \text{ [%]}$	$Rm_{ar} = 40,14$
$Rm_{gs} = 40,37$	$T_{war} = 25 \text{ [C]}$	$T_{agua} = 50 \text{ [C]}$
$T_{arseco} = 25 \text{ [C]}$	$T_{cb} = 25 \text{ [C]}$	$T_{gs} = 309 \text{ [C]}$
$T_{purgas} = 180 \text{ [C]}$	$T_{ref} = 25 \text{ [C]}$	$T_{vapor} = 188 \text{ [C]}$
$w_{ar} = 0,012$	$w_{cb} = 20$	$x = 4,221$

7.2 ANEXO 2- ANÁLISE DOS GASES DE COMBUSTÃO

MEDIÇÃO (MP + CO + NOx + O ₂)						
Tipo de monitoramento	Descontínuo					
Data da medição:	26/07/2013					
Responsáveis pela medição:	Tereza Cristina Silveira de Andrade – Eng. Química – CRQ: 09300954					
Local da medição:	Chaminé da Caldeira MEPPAM					
O ₂ Ref. (se aplicável):	11 %					
Vazão base seca (Nm ³ /h):	47848					
Parâmetros Monitorados	MP - Total	SOx	CO	NOx	O ₂ %	Outros
Média dos Resultados das Amostragens (mg/Nm ³)	69,6	---	533,0	30,4	18,0	---
Início da Medição	11:30	---	12:19	12:19	12:19	---
Final da Medição	12:30	---	12:29	12:29	12:29	---
Média do Resultado Corrigido Para O ₂ Ref	232,0	---	1760,5	100,5	---	---
Padrões Resolução 054/06 (mg/Nm ³)	400,0	---	2000,0	500,0	---	---
Atendimento ao Padrão	Sim	---	Sim	Sim	---	---
Emissão por hora (kg/h)	11,13	---	84,24	4,81	---	---
Emissão anual (ton/ano)	83,47	---	631,80	36,07	---	---
Observações	Esta medição foi realizada pela "Envylab Laboratórios Ltda". O relatório das medições está demonstrado no anexo IV. Durante as amostragens o processo operava em condições normais. Escala Ringelmann N° 1					