

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU

METODOLOGIA PARA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA
CALDEIRA AQUATUBULAR COM QUEIMA DE BAGAÇO DE CANA

Ricardo Rabelo de Arruda Filho

BAURU-SP

2014

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU

METODOLOGIA PARA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA
CALDEIRA AQUATUBULAR COM QUEIMA DE BAGAÇO DE CANA

Ricardo Rabelo de Arruda Filho

Orientador : Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

Dissertação apresentada a
Faculdade de Engenharia da
UNESP- Campus de Bauru,
como parte dos requisitos para
obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

BAURU-SP

2014

Arruda Filho, Ricardo Rabelo de.

Metodologia para análise energética e exergética de
uma caldeira aquatubular com queima de bagaço de cana
/ Ricardo Rabelo de Arruda Filho, 2014
88 f.

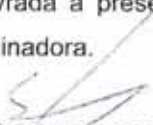
Orientador: Santiago del Rio Oliveira

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2014

1. Caldeira aquatubular. 2. Análise energética. 3.
Análise exergética. I. Universidade Estadual Paulista.
Faculdade de Engenharia. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE Mestrado DE RICARDO RABELO DE ARRUDA FILHO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.

Aos 29 dias do mês de setembro do ano de 2014, às 09:00 horas, no(a) Anfiteatro do S.T.I. da Faculdade de Engenharia de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. CELSO LUIZ DA SILVA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica/UTFPR/Londrina, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE Mestrado de RICARDO RABELO DE ARRUDA FILHO, intitulado "ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: aprovado. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.


Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA


Prof. Dr. CELSO LUIZ DA SILVA


Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO

PROPOSTA DE ALTERAÇÃO DO TÍTULO

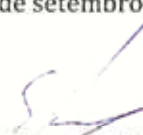
**A BANCA EXAMINADORA PROPÕE A ALTERAÇÃO DO TÍTULO DO TRABALHO DO ALUNO:
RICARDO RABELO DE ARRUDA FILHO**

DE: "ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR"

PARA:

METODOLOGIA PARA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA
DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR COM QUEIMA DE BAGAÇO DE
CANA.

Bauru, 29 de setembro de 2014.


Prof. Dr. Santiago Del Rio Oliveira
Orientador

“O remédio para nossas preocupações consiste em estar inteiramente ocupado,
realizando alguma coisa construtiva”.

(Maria Zownseand)

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Ricardo Rabelo de Arruda e Silvia Regina Drumond Rabelo de Arruda, por acreditar e me apoiarem em minhas escolhas.

Ao meu orientador Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira pela dedicação em suas orientações prestadas na elaboração deste trabalho, me incentivando e colaborando no desenvolvimento de minhas ideias.

Ao engenheiro químico Cleber Aguiar pelo auxílio prestado na obtenção de informações sobre o funcionamento e operação da caldeira em estudo.

Ao amigo Murilo Luizetto Gonçalves de Aguiar pelos conhecimentos de informática concedidos.

RESUMO

Nesse trabalho foi realizada uma modelagem termodinâmica de uma caldeira aquatubular de bagaço com capacidade de produção de vapor a uma vazão mássica de 38,88 kg/s (140 t/h) a uma pressão de 2.255,53 kPa (23 kgf/cm²) e a temperatura de 330 °C. A caldeira foi dividida em sete volumes de controle sendo eles: câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário, economizador e lavador de gases. Aplicaram-se os princípios da primeira (análise energética) e segunda leis (análise exergética) da termodinâmica para cada um dos volumes de controles. A análise energética é bem difundida para avaliar caldeiras, porém, será efetuada nesse trabalho para efeito de comparação com outras. A análise exergética de caldeiras ainda é pouco difundida para análise de eficiências de caldeiras, porém, é uma ferramenta eficaz que permite identificar as irreversibilidades do processo. Para ambas as análises serão utilizados dados reais de uma caldeira de bagaço de cana a partir do seu manual. A divisão da caldeira em partes tem como objetivo avaliar cada um dos seus componentes e identificar as irreversibilidades. Dessa forma, sugere-se propostas de melhorias para aumentar a eficiência energética e exergética dos componentes e conseqüentemente o aumento da eficiência energética e exergética globais da caldeira. Os resultados obtidos da análise energética e exergética de cada um dos volumes de controles foram apresentados através dos diagramas de Sankey e Grassman. Como as caldeiras para a queima do bagaço em sua maioria possuem os mesmos componentes, espera-se que este trabalho sirva como referência para análise e desenvolvimento de projetos de caldeiras de bagaço mais eficientes.

Palavras-chave: caldeira aquatubular, análise energética, análise exergética, diagrama de Sankey, diagrama de Grassmann.

ABSTRACT

This work was carried out with a thermodynamic modeling of a water-tube bagasse boiler with steam production capacity at mass flow rate of 38.88 kg/s (140 t/h), pressure of 2.255,53 kPa (23 kgf/cm²) and temperature of 330 °C. The boiler was divided into six volume controls: combustion chamber, superheater, evaporator, secondary air, primary air and economizer. To each volume control, principles of the first law (energy analysis) and the second law (exergy analysis) of thermodynamics were applied. The energy analysis is already well known to evaluate boilers, but it was performed in this work with the purpose of comparison with others. The exergy analysis of boilers is still little known as a means of evaluating boilers efficiencies; it is, however, an effective tool which allows the identification of the process irreversibility. Actual data of a bagasse boiler datasheet were used for both types of analysis. The division of the boiler into parts aims at evaluating each of its components and identifying irreversibility. Thus, proposals for improvements were made to increase energy and exergy efficiency of components so that the energy and exergy efficiency of the entire boiler increases as well. The results of the energy and exergy analysis of these volume controls were presented through Sankey and Grassmann diagrams. As most of bagasse boilers have the same components, it is expected that this work will serve as a standard for the analysis and the development of projects for more efficient bagasse boilers.

Key-words: water-tube boiler, energy analysis, exergy analysis, Sankey diagram, Grassmann diagram.

ÍNDICE

SIMBOLOGIA	VIII
LISTA DE FIGURAS	XI
LISTA DE TABELAS	XII
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – GENERALIDADES	1
1.2 – MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	5
1.3 – OBJETIVOS GERAIS	6
1.4 – OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
CAPÍTULO 3 – GERADORES DE VAPORES	18
3.1 – TIPOS DE GERADORES DE VAPOR DE ÁGUA	18
3.2 – PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR	20
3.2.1 – Tubulão	20
3.2.2 – Coletor Inferior	20
3.2.3 – Fornalha	20
3.2.4 – Paredes de Água	21
3.2.5 – Superaquecedor	22
3.2.6 – Economizador	23
3.2.7 – Pré-aquecedor de Ar	23
3.2.8 – Ventiladores e Exaustores	24
CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA	25
4.1 – CONCEITOS TERMODINÂMICOS	25
4.1.2 – Balanço de Massa	26

4.1.3 – Balanço de Energia	27
4.1.4 – Balanço de Exergia	28
4.1.5 – Eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica	32
4.1.6 – Eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica	32
4.1.7 – Considerações Gerais Sobre Misturas	33
4.1.8 – Cálculo das Propriedades dos Gases de Combustão	34
4.2 MODELAGEM DO BAGAÇO	35
4.2.1 – Combustão do Bagaço sem Excesso de Ar	36
4.2.2 – Combustão do Bagaço com Excesso de Ar	39
4.2.3 – Cálculo da Massa dos Componentes dos Gases de Combustão	40
4.2.4 – Cálculo da Exergia do Bagaço	42
4.2.4.1 – <i>Cálculo da Exergia da Água</i>	43
4.3 DESCRIÇÃO DA CALDEIRA	44
4.3.1 – Componentes da Caldeira	44
4.3.2 – Diagrama da Caldeira	47
4.3.3 – Câmara de Combustão	49
4.3.4 – Superaquecedor	52
4.3.5 – Evaporador	54
4.3.6 – Pré-ar Secundário	56
4.3.7 – Pré-ar Primário	59
4.3.8 – Economizador	61
4.3.9 – Caldeira Global	63
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	67
5.1 – SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL NO EES	67
5.2 – DIAGRAMAS DE SANKEY E GRASSMANN	67
5.3 – PARÂMETROS UTILIZADOS NA MODELAGEM	68
5.3.1 – Vazões em Massa nos Ventiladores	69
5.3.2 – Parâmetros da Caldeira	70
5.4 – RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS	71
5.5 – DIAGRAMAS DE SANKEY E GRASSMANN DOS VOLUMES DE CONTROLE	73
5.5.1 – Câmara de Combustão	73

5.5.2 – Superaquecedor	74
5.5.3 – Evaporador	75
5.5.4 – Pré-ar Secundário	77
5.5.5 – Pré-ar Primário	78
5.5.6 – Economizador	79
5.5.7 – Caldeira Global	80
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

SIMBOLOGIA

\dot{A}	taxa de exergia total [kW]
\dot{E}	taxa de energia [kW]
\dot{m}	vazão mássica [kg/s]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor [kW]
\dot{W}	potência [kW]

LETRAS LATINAS MAIÚSCULAS

A	exergia [kJ]
AF	razão ar/combustível
C	carbono
CO ₂	dióxido de carbono
E	energia [kJ]
GC	gases de combustão
H ₂	hidrogênio
M	massa molecular
N ₂	nitrogênio
O ₂	oxigênio
PCI	poder calorífico inferior
T	temperatura [°C]
VP	ventilador primário
VPN	ventilador pneumático
VS	ventilador secundário

LETRAS LATINAS MINÚSCULAS

a	exergia específica [kJ/kg]
a, b, c, d, e	coeficientes da equação química
bag	bagaço
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
h	entalpia específica [kJ/kg]

m	massa [kg]
mf	fração mássica [kg/kg]
n	número de mols [kmol]
p	pressão [kPa]
s	entropia específica [kJ/(kg.K)]
t	tempo [s]
y	fração molar [kmol/kmol]
z	cota [m]

LETRAS GREGAS

ϵ	cinzas
Σ	somatório
η	eficiência
β	coeficiente

SOBRESCRITOS

-	base molar
ec	energia cinética
ep	energia potencial
fis	física
q	química

SUBSCRITOS

0	estado morto
a	ambiente
acc	água câmara de combustão
aeva	água evaporador
agua	água
ar	ar
ae	ar espargidor

ap	ar primário
as	ar secundário
b	temperatura de superfície
bag	bagaço
c	cinzas
calor	calor
cald	caldeira
cc	câmara de combustão
comb	combustível
d	destruído
e	entrada
eco	economizador
eva	evaporador
f	fluxo
gc	gases de combustão
i	componente de uma mistura
I	primeira lei
II	segunda lei
j	número de componentes
lv	diferença entre as propriedades para a condição de vapor saturado e líquido saturado
massa	massa
pap	pré-ar primário
pas	pré-ar secundário
s	saída
se	seco
sup	superaquecedor
trabalho	trabalho
v	vapor
vc	volume de controle
vcc	vapor na câmara de combustão
veva	vapor evaporado

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Representação de uma caldeira flamotubular horizontal.	18
Figura 3.2 – Representação de uma caldeira aquatubular.	19
Figura 3.3 – Tipos de paredes de água.	22
Figura 4.1 – Exergia química da água	43
Figura 4.2 – Representação da caldeira.	45
Figura 4.3 – Diagrama da caldeira.	48
Figura 4.4 – Câmara de combustão.	49
Figura 4.5 – Superaquecedor.	52
Figura 4.6 – Evaporador.	54
Figura 4.7 – Pré-ar secundário.	57
Figura 4.8 – Pré-ar primário.	59
Figura 4.9 – Economizador.	61
Figura 4.10 – Diagrama da caldeira global.	64
Figura 5.1 – Diagrama de Sankey da câmara de combustão.	73
Figura 5.2 – Diagrama de Grassmann da câmara de combustão.	74
Figura 5.3 – Diagrama de Sankey do superaquecedor.	74
Figura 5.4 – Diagrama de Grassmann do superaquecedor.	75
Figura 5.5 – Diagrama de Sankey do evaporador.	75
Figura 5.6 – Diagrama de Grassmann do evaporador.	76
Figura 5.7 – Diagrama de Sankey do pré-ar secundário.	77
Figura 5.8 – Diagrama de Grassmann do pré-ar secundário.	77
Figura 5.9 – Diagrama de Sankey do pré-ar primário.	78
Figura 5.10 – Diagrama de Grassmann do pré-ar primário.	78
Figura 5.11 – Diagrama de Sankey do economizador.	79
Figura 5.12 – Diagrama de Grassmann do economizador.	79
Figura 5.13 – Diagrama de Sankey da caldeira global.	80
Figura 5.14 – Diagrama de Grassmann da caldeira global.	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Composição do bagaço seco.	36
Tabela 4.2 – Composição aproximada do ar seco.	36
Tabela 4.3 – Parâmetros do ar seco considerado nesse estudo.	37
Tabela 4.4 – Parâmetros químicos do bagaço.	37
Tabela 4.5 – Massa dos componentes dos gases de combustão.	41
Tabela 5.1 – Vazões mássicas nominais dos ventiladores.	69
Tabela 5.2 – Vazões mássicas operacionais de ar dos ventiladores.	69
Tabela 5.3 – Parâmetros da caldeira.	70
Tabela 5.4 – Resultados obtidos com a simulação.	71

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 – GENERALIDADES

A cana-de-açúcar é uma planta perene e própria de climas tropicais e subtropicais. A sua origem tem sido relatada por diversos autores, porém, a hipótese mais aceita é que tenha sido cultivada inicialmente na região do Golfo de Bengala e posteriormente outros povos foram conhecendo e expandindo seu cultivo. A origem da denominação da cana-de-açúcar veio da palavra açúcar derivada da antiga língua da Índia o sânscrito (MIRANDA, VASCONCELOS E LANDELL, 2008). A cana-de-açúcar foi se difundido por novos territórios através das grandes navegações a procura de novas terras. Os exploradores levavam consigo suas culturas, incluindo animais e plantas.

Em 1420 a cana-de-açúcar chegou à região do Algarve em Portugal. A primeira expedição portuguesa enviada para conquistar as ilhas Canárias fracassou, porém, foram descobertas as ilhas da Madeira e Açores. Os portugueses impossibilitados de investir na ocupação dessas ilhas transformaram-nas em Capitania Hereditárias e implantaram nas ilhas os primeiros canaviais do Atlântico. No século XV, no ápice da navegação portuguesa, ocorreu a expansão da cultura da cana-de-açúcar para outras ilhas do Atlântico como Canárias, Cabo Verde e São Tomé, onde foi estabelecido um centro de expansão da cana para África Ocidental e para as Américas (MIRANDA, VASCONCELOS E LANDELL, 2008).

Em 1493 ocorreu a introdução da cana-de-açúcar no continente americano por Cristóvão Colombo que levou colmos de cana da Ilha da Madeira para a região onde hoje é a República Dominicana. Porém, historiadores relatam que essa introdução perdeu-se e foram introduzidas novamente em 1509 com o início da colonização espanhola em São Domingos. Em 1520 o movimento colonizador levou a cana para o México, e daí ela foi expandindo por toda a América. Há dúvidas quanto à chegada da cana no Brasil, mas o que se relata é que as primeiras canas foram introduzidas em 1502. A partir de então, sementes de produtos agrícolas e mudas de cana-de-açúcar foram trazidas da ilha da Madeira por arrendatários que estavam instalados aqui. O cultivo permaneceu estagnado devido a pouca mão de

obra e os moradores daquela época estarem interessados na descoberta de minas de ouro e prata e no extrativismo de madeira (MIRANDA, VASCONCELOS E LANDELL, 2008).

Após três décadas, Portugal iniciou a colonização real motivada pelas frequentes invasões das novas terras e pelo aumento da demanda de açúcar na Europa. Com isso D. João III formulou um projeto de povoação da costa brasileira baseado em Capitânicas Hereditárias adotada anteriormente na Ilha da Madeira que havia dado certo. Em 1532, Martim Afonso de Souza foi oficialmente o primeiro a trazer mudas de cana-de-açúcar originárias da Ilha da Madeira. Em seguida em 1535, Duarte Coelho chega ao Brasil como donatário da Capitania de Pernambuco com objetivo de construir os engenhos. Passados dezessete anos já existiam 23 engenhos em Pernambuco. Na década de 1580 o Brasil conquistou o monopólio mundial da produção de açúcar assegurando a Portugal elevada lucratividade (MIRANDA, VASCONCELOS E LANDELL, 2008).

Com a chegada de Dom João VI ao Rio de Janeiro, novas tecnologias foram empregadas no cultivo da cana, como a intensificação do uso do bagaço nas fornalhas, uso do arado e o cultivo de uma nova variedade de cana mais rica em açúcar vinda da Guiana Francesa. Com a descoberta de ouro nas Minas Gerais no final do século XVII a produção de açúcar retraiu até o final do século XIX. Devido à expansão da produção em outros países com tecnologias mais avançadas do que a utilizada no Brasil e a descoberta do açúcar vindo da beterraba, o Brasil perdeu o monopólio, mas continuava entre os cinco maiores produtores (MACHADO, 2003).

Em 1857, D. Pedro II elaborou um programa de modernização na produção de açúcar que deu origem aos Engenhos Centrais. Eles tinham como função moer a cana e processar o açúcar e o cultivo era realizado pelos fornecedores. Foram implantados doze engenhos, sendo que o primeiro entrou em operação em 1877 e está em operação até os dias atuais. Com as dificuldades encontradas a maioria dos engenhos fracassou e acabou sendo arrematado pelos próprios fornecedores de equipamentos ou por seus prepostos. O engenho de Lorena foi um exemplo disso, ele foi adquirido pelos próprios franceses que os montaram e deu origem a Companhia Sucrerie no início do século XX e se tornou a maior produtora de açúcar de São Paulo (MACHADO, 2003).

As novas indústrias formadas foram denominadas de “usinas de açúcar” elas tinham mais autonomia, pois possuíam cana própria e não dependiam de

fornecedores. Mesmo com essas novas usinas não foi possível competir com o açúcar de beterraba que em 1900 ultrapassava 50 % da produção mundial. A eclosão da primeira Guerra Mundial em 1914 provocou destruição na indústria açucareira na Europa, e com isso provocou o aumento do preço do açúcar e incentivou a criação de novas usinas no Brasil, principalmente em São Paulo (MACHADO, 2003).

O Brasil vivia a euforia do café no final do século XIX, com a abolição da escravatura o governo brasileiro incentivou a vinda de imigrantes para trabalharem nas lavouras de café que se concentravam no interior paulista. Com o passar do tempo esses imigrantes foram adquirindo glebas de terras e desenvolvendo sua própria atividade agrícola. A maioria dos imigrantes era de origem italiana, e optaram por produzir aguardente a partir da cana-de-açúcar, pois era de fácil comercialização e boa rentabilidade. Nas vizinhanças de Ribeirão Preto e na região compreendida no quadrilátero formado entre Campinas, Itu, Mogi Guaçu e Piracicaba formaram-se novos engenhos (MACHADO, 2003).

Com terras menos adequadas para o plantio do café na virada do século, Piracicaba tornou-se o maior centro produtor de açúcar do estado de São Paulo. Em 1910 os engenhos de aguardente foram transformados em usinas de açúcar impulsionados pelo crescimento da economia paulista. Nessa mesma época Pedro Morganti, os irmãos Carbone e outros pequenos refinadores de açúcar formaram uma das primeiras refinarias de grande porte do Brasil a Companhia União dos Refinadores. Em 1920, Mario Dedini um imigrante italiano com experiência em usinas de açúcar tomou uma iniciativa fundamental para o desenvolvimento da indústria açucareira nacional, fundou em Piracicaba a primeira fábrica de equipamentos para produção de açúcar no Brasil.

Além do estado de São Paulo a expansão da produção ocorria nos estados de Pernambuco e Alagoas. A produção dos estados do sul não era suficiente para atender o consumo, sendo assim, as usinas nordestinas complementavam a demanda nos estados do sul e era responsável por toda a exportação brasileira (MACHADO, 2003). A produção de Campos no norte fluminense somada a produção do nordeste e a expansão das usinas paulistas acenavam para o risco da superprodução, com objetivo de evitar a superprodução foi criado em 1933 pelo governo de Getúlio Vargas o Instituto do Açúcar e Alcool (IAA). O IAA controlava o

mercado através do sistema de cotas, onde era atribuída a cada usina a quantidade de cana a ser moída, produção de álcool e a produção de açúcar.

Em função da segunda guerra mundial as usinas paulistas reivindicaram o aumento da produção para evitar o desabastecimento dos estados do sul. Essa reivindicação era devido ao risco representado pelos submarinos alemães à navegação na costa brasileira. Com a solicitação aceita as usinas paulistas expandiram e no início da década de cinquenta ultrapassaram a produção do Nordeste, encerrando a hegemonia do Nordeste que foi o berço para o desenvolvimento açucareiro no Brasil. Esse foi o único episódio para o aumento de cotas de produção durante a existência do IAA que finalizou sua atividade em 1990 (MACHADO, 2003).

Na década de 1960 deu-se a modernização do setor sucroalcooleiro brasileiro impulsionado pelo preço do açúcar no mercado internacional que atingiu cotações históricas. Em 1973 foi criado o Fundo Pró-açúcar pelo IAA que financiou a modernização das usinas açucareiras. A criação da Cooperativa de Produtores de Cana-de-açúcar, Açúcar e Álcool do Estado de São Paulo (COPERSUCAR) e Programa Nacional de Melhoramento da Cana-de-açúcar (PLANALSUCAR) fortaleceram as ações no campo com novas variedades através dos programas de melhoramento genético.

Na primeira crise do petróleo em 1973 o Brasil importava 79 % de suas necessidades de petróleo e a elevação dos preços foi responsável pelo acentuado desembolso de divisas com importação. A fim de evitar o desembolso com divisas o governo brasileiro criou o programa Proálcool em 1975 para estimular o aumento da oferta de álcool e substituir parte do petróleo importado. A produção de cana que era de 68 milhões de toneladas moídas passou para 223 milhões na safra de 1990/1991 (MIRANDA, VASCONCELOS E LANDELL, 2008). Hoje em dia o panorama para a agroindústria da cana-de-açúcar tem se mostrado favorável devido o preço do petróleo e a questão ambiental da emissão de CO₂ na atmosfera. O setor sucroalcooleiro tem como diferencial a produção de combustível de fontes renováveis e também produzir energia elétrica cogenerada.

A geração de energia elétrica cogenerada não é uma novidade no setor sucroalcooleiro, pois vem sendo utilizada há décadas para suprir a demanda interna de energia elétrica das usinas. Segundo UNICA 2011, desde a década 1980 o Brasil produz energia cogenerada. A novidade está em exportar o excedente de energia para

o sistema elétrico nacional. A discussão sobre a comercialização de energia cogenerada deu-se com maior intensidade em 2001 quando o Brasil passou por uma crise energética. A energia cogenerada possui vantagens de ser limpa, renovável e de baixo custo. A produção de energia elétrica cogenerada ocorre entre os meses de abril e novembro que coincide com o período de seca onde o sistema elétrico mais precisa de energia. Em 2010 a produção de energia cogenerada para o sistema elétrico brasileiro foi equivalente à energia necessária para atender 20 milhões de pessoas (UNICA, 2011).

Pouco se sabia qual era o potencial de cogeração do Brasil, mas um estudo realizado pela CONAB 2011 mostra que as usinas cogeneradoras têm uma potência instalada de 5.915 MW e que tem capacidade de chegar a 13.346 MW. Fazendo um comparativo com a usina de Itaipu que tem uma potência instalada de 14.000 MW (inclusive a parte Paraguaia) pode-se observar a capacidade que tem o setor de energia cogenerada e que não é explorada.

Uma tonelada de bagaço pode gerar 300 kWh de energia e uma tonelada de palha pode gerar 500 kWh. Sabendo que o consumo médio de energia elétrica em uma residência em 2010 foi de 154 kWh, um hectare de cana pode gerar energia para abastecer até oito residências durante o ano todo (UNICA, 2011).

Os dados apresentados só reforçam o potencial da energia cogenerada no Brasil, sendo que esse potencial pode ser ainda maior com a utilização de equipamentos mais eficientes nas plantas de cogeração.

1.2 – MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Visto que o consumo de energia vem aumentando a cada ano e a participação da energia cogenerada também, há uma necessidade em reavaliar as unidades de cogeração a fim de obter a máxima produção de energia cogenerada com a mesma quantidade de combustível (bagaço). Para uma análise de desempenho de uma unidade de cogeração utiliza-se da primeira e segunda leis da termodinâmica, sendo que a segunda lei fornece as irreversibilidades do sistema. Identificadas às irreversibilidades, é possível realizar mudanças no sistema para que ocorra uma redução dessas irreversibilidades e conseqüentemente um aumento da eficiência da unidade de cogeração.

Os trabalhos mencionados na revisão bibliográfica relacionados à análise de desempenho de unidades cogeração e análise de caldeiras demonstraram que a caldeira é o maior gerador de irreversibilidades. Porém, a caldeira é composta por vários componentes como pré-aquecedor, economizador, superaquecedor, câmara de combustão e lavador de gases. Para se obter uma maior eficiência da caldeira é necessário conhecer as origens e mensurar quais irreversibilidades, atuando no sentido de se obter uma melhor eficiência.

Nos estudos analisados, não existem avaliações minuciosas de cada componente da caldeira para obter suas irreversibilidades, e dessa forma, esse trabalho visa analisar cada um dos componentes de uma caldeira aquatubular de bagaço para se obter suas irreversibilidades. Como as caldeiras para queima de bagaço em sua maioria possuem os mesmos componentes, espera-se que este trabalho sirva como referência para projetos de caldeiras mais eficientes.

1.3 – OBJETIVOS GERAIS

O presente trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho de uma caldeira aquatubular para a queima de bagaço. A caldeira será dividida em seis volumes de controle, sendo eles: câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador. Será feita uma análise energética e exergética com objetivo de se obter as eficiências de primeira e segunda leis da termodinâmica de cada um dos equipamentos e a eficiência global da caldeira. Como será visto na revisão bibliográfica, o maior gerador de irreversibilidades em uma planta de cogeração é normalmente a caldeira, porém, ela é composta de várias partes, sendo assim, é necessário considerar cada uma das partes para identificar as irreversibilidades e assim possibilitar projetos de caldeiras mais eficientes. A análise energética é bem difundida para avaliar caldeiras, porém, será efetuada nesse trabalho para efeito de comparação com outros trabalhos e com o manual da caldeira analisada. A análise exergética de caldeiras ainda é pouco difundida para análise de eficiências de caldeiras, porém, é uma ferramenta eficaz que permite identificar as irreversibilidades do processo. Os resultados da análise energética e exergética serão apresentados através dos diagramas de Sankey e Grassman, respectivamente.

1.4 – OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Dividir a caldeira em subvolumes de controle;
- Realizar uma análise energética e exérgica de cada subvolume de controle da caldeira;
- Obter a eficiência energética e exérgica de cada subvolume de controle;
- Apresentar os resultados da análise energética através do diagrama de Sankey;
- Apresentar os resultados da análise exérgica através do diagrama de Grassman;
- Obter a eficiência energética e exérgica global da caldeira.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O consumo de energia elétrica vem aumentando a cada ano que passa no Brasil, devido ao crescimento da economia que advém do aumento da produção industrial e do aumento do poder aquisitivo do brasileiro. Em 2001 o Brasil viveu um momento ímpar, o racionamento de energia. Essa crise energética foi um reflexo da falta de investimento no setor elétrico por muitos anos. Diante desse problema o governo teve que tomar iniciativas para amenizar o problema. Porém, esse problema não se resolve de um dia para o outro. Com isso foram feitos investimentos em hidrelétricas e termoeletricas.

Entretanto, o Brasil tem tradição em produção de energia elétrica através de hidrelétricas por ser beneficiado por recursos naturais e devido à política governamental. Com isso têm-se dificuldades na difusão de novas formas de produção de energia, principalmente advinda da queima do bagaço (cogeração).

Atualmente, tem-se uma grande preocupação com a emissão de gás carbônico proveniente da queima de combustíveis fósseis, principalmente quando se menciona a queima de combustível para produção de energia elétrica nas termoeletricas. Além do mais, o custo da energia proveniente das termoeletricas é bem superior ao proveniente de hidrelétricas. Devido a grande preocupação ambiental e também com o custo de produção de energia elétrica através de termoeletricas pode-se optar por fontes alternativas de energia como a proveniente da cogeração. O baixo custo e a facilidade de se obter energia cogerada é devido ao combustível empregado, o bagaço, que é um subproduto do processo.

A queima do bagaço para geração de energia elétrica está difundida há muito tempo nas usinas produtoras de açúcar e álcool. Porém, a venda do excedente de energia proveniente da queima do bagaço surgiu de forma bastante tímida no final da década de 80. Entretanto, passou a ser discutida como uma fonte alternativa de energia a partir de 2001 quando o Brasil passou por uma crise energética (CONAB, 2011). Dados da CONAB (2011) mostram que o Brasil possui 313 usinas que fornecem energia para o sistema elétrico brasileiro a partir da queima do bagaço com uma capacidade instalada de 6.011,6 MW com uma participação 5% na produção de energia elétrica do país.

Nagaoka (2002) em seu estudo destacou o elevado potencial de comercialização da energia cogenerada pelo setor sucroalcooleiro em regiões do estado de São Paulo que não estão sendo devidamente aproveitadas. Também, analisou os obstáculos do setor sucroalcooleiro e das distribuidoras em comercializar a energia cogenerada pelo setor, à luz da existência dos custos de transação econômica. Concluiu seu trabalho mostrando que a existência dos custos de transação e econômicos entre os agentes (usina/distribuidora) podem estar gerando obstáculos à comercialização da energia elétrica cogenerada.

Com a crise energética de 2001, houve um aumento na procura por energia cogenerada e com isso as usinas tiveram de fazer adequações em suas plantas.

Conforme Fiomari (2004) diversas usinas que utilizam turbinas para acionamento mecânico e geração de energia elétrica para consumo próprio possuem caldeiras operando à pressão de 2,16 MPa e temperatura 290 °C. Com o advento da cogeração, as usinas passaram a se preocupar com a eficiência das suas máquinas térmicas. Com isso, passou-se a repensar na substituição de acionamentos mecânicos de baixa eficiência por motores elétricos e na geração de energia elétrica através de máquinas térmicas mais eficientes. Para atender esse novo cenário nas usinas (cogeração), os níveis de pressão e temperatura nas caldeiras tiveram que ser alterados passando de 2,16 MPa para 4,21 MPa e de 290 °C para 420 °C, para se obter eficiências térmicas mais altas.

Uma forma de se analisar os processos de produção de energia é por meio da primeira e segunda leis da termodinâmica. A seguir são descritos alguns trabalhos já desenvolvidos para avaliar eficiência de plantas de potências e caldeiras utilizando-se da primeira e segunda leis da termodinâmica.

Cortez e Gómez (1998) desenvolveram um método para a análise exérgica de caldeiras de bagaço de cana. O estudo foi desenvolvido baseado em um volume de controle (caldeira) considerando as correntes de entrada como sendo: ar, bagaço e água; e correntes de saída como sendo: gases de combustão, vapor e cinzas. Uma análise completa da composição do bagaço foi feita em laboratório. As propriedades do ar de combustão foram consideradas como sendo: temperatura de bulbo seco igual a 25 °C, umidade relativa do ar igual a 60%, pressão barométrica igual 100 kPa e pressão parcial do vapor d'água igual a 1,902 kPa. Para o cálculo da eficiência da primeira lei da termodinâmica foi utilizado código ASME PTC 4.1 (1964) obtendo-se um rendimento igual a 84,05 %. A eficiência exérgica obtida foi de

27,6 %. O estudo demonstrou que cerca de 70 % da exergia do combustível é destruída no processo de combustão.

Campo (1999) realizou uma análise termoeconômica em um sistema de cogeração em uma usina sucroalcooleira. Para desenvolver a análise termoeconômica, realizou uma análise do sistema utilizando a primeira e segunda lei da termodinâmica e obteve as eficiências dos principais equipamentos. O sistema é composto por sete caldeiras, sendo cinco caldeiras de média pressão (2,06 MPa) e duas de alta pressão (4,31 MPa). Para as caldeiras de baixa pressão, o autor obteve eficiências de primeira e segunda leis iguais a 77 % e 22 %, respectivamente, e para as caldeiras de alta pressão, o autor obteve eficiências de primeira e segunda leis iguais a 77 % e 24,8 %, respectivamente.

SASTA (2001) desenvolveu um estudo diferenciando para a eficiência de projeto e eficiência de operação da caldeira. Para realizar o estudo utilizou os conceitos do método direto e o método de perdas para o cálculo da eficiência. Foram analisadas caldeiras de usinas sucroalcooleiras da África do Sul que operam a pressões de 3,1 MPa e temperaturas de 400 °C. As caldeiras utilizam como combustível bagaço ou carvão, sendo que o carvão é utilizado quando há falta de bagaço. O cálculo da eficiência da caldeira pelo método de perdas é visto como eficiência de projeto e a eficiência de operação da caldeira é a relação entre a eficiência pelo método direto e a eficiência pelo método de perdas. As eficiências foram avaliadas utilizando o poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI) do bagaço e do carvão. A eficiência da caldeira (primeira lei) utilizando o PCS foi de 62,90 % para o bagaço e 82,59 % para o carvão e a eficiência utilizando o PCI foi de 79,15 % para o bagaço e 85,89 % para o carvão.

Barroso *et al.* (2003) realizaram um estudo para otimizar a eficiência de caldeiras utilizadas em usinas açucareiras em Cuba. A caldeira estudada tem capacidade nominal para produzir 12,5 kg/s (45 t/h) de vapor, que é obtida a partir do consumo aproximado de bagaço de 6,16 kg/s (22 t/h), sendo que, o vapor superaquecido possui pressão de 1,9 MPa e temperatura 320 °C. A metodologia usada foi o código ASME PTC 4.1 (1964) e a metodologia GOST (1979). O projeto de otimização levou em consideração o ponto de vista térmico e econômico. Uma atenção especial foi dada para a otimização da razão estequiométrica ar/combustível assim como a temperatura dos gases de exaustão e sua influência na perda de calor, e conseqüentemente a influência na eficiência global da caldeira.

Os autores buscaram uma forma de reduzir a perda de calor através dos gases de exaustão, que pode atingir até 30 % do valor energético total do combustível. Para aproveitar a energia contida nos gases de exaustão é necessário utilizar superfícies adicionais de troca de calor, tais como, economizador, aquecedor de ar, secador de bagaço ou uma combinação entre eles. Para a análise em questão foram considerados cinco esquemas de combinações dos equipamentos mencionados. Levando em consideração análise econômica e térmica, o melhor esquema de recuperação de calor dos gases de exaustão foi o esquema formado por economizador e um aquecedor de ar na direção do fluxo de gás de exaustão, obtendo-se uma eficiência global da caldeira de 87,8 %.

Em seu estudo, Fiomari (2004) realizou uma análise energética e exérgica em uma usina sucroalcooleira com sistema de cogeração em expansão. Para representar a expansão, foi avaliado o desempenho de cinco plantas de potência a vapor que consideram: caldeira, todas as turbinas instaladas na usina (turbinas utilizadas no acionamento dos ternos das moendas, turbinas de acionamento do gerador e turbina de acionamento do exaustor), bombas, condensador (evaporador de caldo) e desaerador. Para as cinco plantas estudadas obtiveram-se, respectivamente, as seguintes eficiências globais (baseadas na primeira lei da termodinâmica): 60,5 %, 70,4 %, 64,5 %, 65,6 % e 65,8 %.

Martin (2005) realizou análises energéticas e exérgicas para avaliar o desempenho de usinas sucroalcooleiras. Foram estudadas três configurações de unidades de cogeração, denominadas Caso 1, Caso 2 e Caso 3. Após a análise termodinâmica obtiveram-se as eficiências energéticas e exérgicas das unidades de cogeração estudadas. As eficiências energéticas encontradas dos casos estudados foram, respectivamente, iguais a 69,5 %, 71 % e 77,7 % e as eficiências exérgicas, respectivamente, iguais a 18,8 %, 23,2 % e 30,5 %.

Fiomari *et al.* (2006) realizaram uma análise termodinâmica e termoeconômica de uma planta de cogeração de energia de uma usina sucroalcooleira. A avaliação foi feita utilizando a primeira e segunda leis da termodinâmica. A planta é composta por uma caldeira de alta pressão com capacidade de geração de vapor de 39,20 kg/s (140 t/h) a pressão de 6,6 MPa e temperatura de 530 °C. Ao final do estudo obteve-se a eficiência da caldeira avaliada pela primeira e segunda leis, respectivamente iguais a 83,4 % e 28,6 %.

Uchôa *et al.* (2006) realizaram uma análise termodinâmica e termoeconômica de uma planta de cogeração em uma usina sucroalcooleira utilizando a primeira e segunda leis da termodinâmica. A planta é composta por seis caldeiras que produzem 142,24 kg/s (508 t/h) de vapor à pressão 2,2 MPa e temperatura de 300 °C. A temperatura e pressão foram consideradas as mesmas para as seis caldeiras e no final do estudo obtiveram-se as eficiências das caldeiras avaliadas pela primeira e segunda leis iguais a 72 % e 9,5 %, respectivamente.

Hernández, Jean e Cerón (2007) aplicaram o método exerético para a análise de caldeira de bagaço desenvolvido por Lozano (1987) em uma caldeira com capacidade nominal de produção de vapor de 10,17 kg/s (36,32 t/h) a pressão 1,28 MPa e temperatura 255 °C. Esse método consiste em dividir a caldeira em subsistemas sendo eles: câmara de combustão, gerador de vapor, “funil de cinzas”, aquecedor de ar e ciclone. Em cada um dos subsistemas aplicou-se os balanços de massa, energia e exergia. Com a análise energética do sistema verificou-se que a maior perda de energia, 32,7 %, está relacionada com os gases de exaustão e obteve-se uma eficiência global de 53,9 %. Com a análise exerética verificaram-se perdas por irreversibilidades de 43,7 % devido à combustão, 16 % devido à transferência de calor nas superfícies evaporativas, 8 % devido aos gases de exaustão e obteve-se uma eficiência exerética global de 18,4 %.

Golato *et al.* (2008) desenvolveram um método matemático determinístico para o cálculo da eficiência térmica de geradores de vapor. A metodologia é baseada na aplicação dos balanços de massa e energia nos diferentes equipamentos que compõem o sistema. Essa metodologia é aplicável a geradores de vapor que empregam como combustível bagaço, gás natural ou ambos. A metodologia foi aplicada em três unidades geradoras de vapor que utilizam diferentes combustíveis: bagaço, gás natural, bagaço e gás natural simultaneamente. A primeira caldeira analisada é do tipo aquatubular e utiliza de bagaço como combustível. Tem uma produção nominal de vapor de 22,40 kg/s (80 t/h) a uma pressão manométrica de 1,76 MPa e uma temperatura de vapor de 330 °C. A segunda caldeira analisada é do tipo aquatubular compacta e utiliza gás natural como combustível. Tem uma produção nominal de vapor de 13,44 kg/s (48 t/h) a uma pressão manométrica de 1,76 MPa e uma temperatura de vapor de 320 °C. A terceira caldeira possui as mesmas especificações da primeira caldeira, com uma diferença, utiliza dois combustíveis simultaneamente (bagaço e gás

natural). Para a validação da metodologia, os autores compararam os resultados com o método direto (relação da energia aproveitada com a energia fornecida) do código ASME PTC 4.1 (1964). Observaram-se desvios pouco significativos entre os dois métodos. A caldeira que queima bagaço deu como resultado um rendimento térmico de 53,2 % e um índice de geração de 1,38 kg de vapor por kg de bagaço.

Para a caldeira que queima gás natural, obteve-se um rendimento térmico de 76,7 % e um índice de geração de 9,8 kg de vapor por Nm^3 de gás natural. Para a caldeira que queima simultaneamente bagaço e gás natural, obteve-se um rendimento térmico de 68,3 % e um índice de geração de 1,87 kg de vapor por kg de bagaço equivalente.

Kamate e Gangavati (2009) realizaram uma análise exérgica de uma planta de cogeração utilizando um sistema com turbina de contrapressão e outro sistema com turbina de condensação com extração. A planta de cogeração é de uma fábrica de açúcar que realiza a moagem de 2.500 toneladas de cana por dia e possui uma produção de vapor de 14,45 kg/s (52,02 t/h). A análise foi realizada para uma ampla gama de condições de entrada de vapor na turbina, selecionada em torno das fábricas de açúcar. Além da análise energética convencional, uma análise exérgica foi utilizada para avaliar a eficiência dos componentes (turbina, caldeira), a eficiência global e identificar e avaliar perdas termodinâmicas. Com os resultados obtidos verificou-se que há um aumento significativo na eficiência energética e exérgica da planta com o aumento da pressão e temperatura na entrada da turbina para ambos os sistemas. Verificou-se também que as perdas de exérgia nos componentes da planta de cogeração e as irreversibilidades totais diminuem com o aumento da pressão e temperatura de entrada na turbina, sendo a caldeira o componente que mais contribui para ineficiência total da planta. Finalmente, as eficiências mais altas foram obtidas no sistema de cogeração com turbina de contrapressão, sendo a eficiência energética de 93% e eficiência exérgica de 34,4 % com condições de entrada de 11 MPa e 545 °C.

Regulagadda, Dincer e Naterer (2010) realizaram uma análise energética e exérgica de uma termoelétrica de 32 MW de capacidade que utiliza carvão como combustível. A análise foi realizada utilizando balanços de energia e exérgia sob várias condições de operação (temperatura/pressão) a fim de determinar a máxima eficiência energética e exérgica da planta de potência. Os autores mostraram que um aumento da pressão e temperatura do vapor resulta em maior potência de saída

com a mesma vazão mássica de vapor e entrada de combustível na caldeira. Os resultados da análise energética mostraram que o processo de combustão é altamente eficiente e a maior perda de energia ocorre no condensador, sendo assim, a otimização do ciclo deve focar no condensador. Os resultados da análise exergética mostraram que a máxima destruição de exergia ocorre na caldeira, particularmente devido à transferência de calor para o fluido de trabalho e a perdas de calor com os gases de exaustão. Assim, a redução da destruição de exergia conduzirá a um menor consumo e melhor utilização do carvão na caldeira. A eficiência energética e exergética da planta são, respectivamente, iguais a 30,12 % e 25,38 %.

Saidur, Ahamed e Masjuki (2010) apresentaram uma análise energética, exergética e econômica de caldeiras industriais. A caldeira foi dividida em duas partes: trocador de calor e combustor. O combustível considerado na análise foi o metano. Nesse estudo algumas medidas para economizar energia foram utilizadas, tais como: a utilização de variadores de velocidades nos equipamentos auxiliares (bombas, ventiladores) e o reaproveitamento da energia contida nos gases de exaustão com o objetivo de reduzir o consumo de energia da caldeira. Os autores mostraram que o combustor é o maior contribuidor para a taxa de destruição de exergia, e que o reaproveitamento da energia dos gases de exaustão é uma maneira efetiva de se economizar energia na caldeira. Para a caldeira analisada, obteve-se que 82.856 kWh de energia pode ser economizada por ano com o uso de variadores de velocidade. Obtiveram-se eficiências energética e exergética da caldeira iguais a 72,46 % e 24,89 %, respectivamente.

Dantas (2010) realizou uma análise energética, exergética e ambiental de dois sistemas de geração de energia elétrica em duas usinas sucroalcooleiras, definidas como usina A e usina B. Para a análise o autor utilizou os princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica. A usina A possui duas caldeiras definidas por caldeiras A1 e A2. A caldeira A1 é uma caldeira de média pressão com capacidade de produção de vapor de 28 kg/s (100 t/h) a temperatura de 310 °C e pressão de 2,1 MPa. A caldeira A2 é uma caldeira de alta pressão com capacidade de produção de vapor de 42 kg/s (150 t/h) a temperatura de 480 °C e pressão de 6,4 MPa. A usina B possui cinco caldeiras definidas por B1, B2, B3, B4 e B5. Todas as caldeiras operam a pressão de 2,1 MPa e a temperatura de 300 °C. As caldeiras B1, B2 e B3 possuem uma capacidade de geração de vapor de 22,40 kg/s (80 t/h) e

as caldeiras B4 e B5 possuem capacidade de geração de vapor de 28 kg/s (100 t/h). Ao final da análise obtiveram-se as eficiências de primeira e segunda leis para as caldeiras conforme descrito a seguir: a caldeira A1 obteve eficiência de primeira e segunda leis de 78,05 % e 38,52 % respectivamente; a caldeira A2 obteve eficiência de primeira e segunda leis de 83,35 % e 44,72 % respectivamente; as caldeiras B1, B2 e B3 obtiveram eficiências de primeira e segunda leis de 75,31 % e 37,22 % respectivamente; as caldeiras B4 e B5 obtiveram eficiências de primeira e segunda leis de 75,44 % e 37,29 % respectivamente.

Arnao e Nebra (2011) desenvolveram uma análise de desempenho de caldeiras de bagaço de cana utilizando a primeira e segunda leis da termodinâmica. A análise de primeira lei da termodinâmica foi baseada em dois métodos distintos: entrada/saída e balanço de energia. O balanço de energia foi obtido através de duas propostas: método Béaton e Lora (1991) e o código ASME PTC 4.1 (1998). O método Béaton e Lora considera o poder calorífico inferior (PCI) nos cálculos enquanto que o código ASME PTC 4.1 (1998) utiliza o poder calorífico superior (PCS) e é adaptado para caldeiras de bagaço de cana, pois o mesmo foi desenvolvido para avaliar caldeiras de carvão. A análise de segunda lei da termodinâmica também foi baseada em dois métodos: entrada/saída e balanço de exergia. Para análise da caldeira, a mesma foi dividida em sete volumes de controle, sendo eles: combustão, mistura, gerador de vapor, economizador, aquecedor de ar, secador e chaminé. Com o objetivo de mostrar a aplicação do cálculo da eficiência da caldeira, os autores analisaram quatro casos distintos: um sistema composto por gerador de vapor, economizador de alta e baixa temperatura e aquecedor de ar; um sistema composto por gerador de vapor, aquecedor de ar e economizador; um sistema composto por gerador de vapor, aquecedor de ar e secador de bagaço; um sistema composto por gerador de vapor, economizador, aquecedor de ar e secador de bagaço. Foi observado que com o aumento da pressão e da temperatura na caldeira, aumenta a eficiência exérgica. Resultados da eficiência da primeira lei mostraram-se mais adequados com o uso do poder calorífico superior do que com o poder calorífico inferior.

Colombres *et al.* (2011) realizaram um estudo com três caldeiras modernas localizadas em usinas açucareiras da Argentina. A metodologia de cálculo da eficiência térmica da caldeira foi a proposta por Golato *et al.* 2008. A definição de caldeira moderna mencionado pelo autor é dada a caldeiras que possuem sistema

de pré-aquecimento de ar, economizador e que trabalham a pressões maiores que as convencionais, o qual possibilita maior rendimento térmico. A primeira caldeira avaliada possui produção nominal de vapor 33,60 kg/s (120 t/h), com uma pressão manométrica 2,16 MPa e temperatura do vapor de 350 °C. As outras duas caldeiras possuem uma produção nominal de vapor de 33,60 kg/s (120 t/h) a uma pressão manométrica de 4,12 MPa e temperatura de vapor de 450 °C. Essas duas caldeiras são similares, a única diferença é que uma trabalha a média pressão (3,3 MPa) e a outra a alta pressão (4,2 MPa). A eficiência térmica encontrada para cada uma das três caldeiras é igual a 73,5 %, 75,2 % e 77,3 % respectivamente.

Li e Liu (2012) realizaram uma análise exergética de uma usina termoelétrica que utiliza carvão como combustível e possui uma potência 300 MW. Para a análise da planta utilizou-se dos conceitos da primeira e segunda leis da termodinâmica e o conceito termodinâmico de “combustível-produto” desenvolvido pelo espanhol A. Valero em 1994. Pela análise observou-se que a caldeira corresponde a mais de 80 % das irreversibilidades, devido aos processos de combustão, troca de calor e perda de calor. De acordo com os autores, a eficiência exergética da planta é de 41,23 %.

Queiroz (2012) realizou uma análise energética e exergética do ciclo Rankine de potência a vapor de uma usina sucroalcooleira. Cada equipamento analisado foi considerado um volume de controle e aplicou-se o conceito de primeira e segunda leis da termodinâmica. Os equipamentos analisados foram: duas caldeiras aquatubulares, nove turbinas de contrapressão, uma turbina de condensação, um condensador, duas bombas e um tanque de armazenamento da água de alimentação da caldeira. Com a análise obteve-se uma eficiência de primeira lei do ciclo igual a 67,47 % e uma eficiência exergética da caldeira igual a 75,17 %.

Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013) apresentaram uma metodologia para a análise da exergia química e física em uma caldeira. Nesse estudo foi apresentada uma metodologia para avaliar as propriedades termodinâmicas e o desempenho das seguintes variáveis: vazão mássica, temperatura, entalpia, entropia, transferência de exergia e energia com interações químicas, calor e materiais e perda exergia na caldeira. As variáveis em estudo foram classificadas em duas categorias: variáveis de operação e variáveis de desempenho. Variáveis de operação são parâmetros relacionados com o funcionamento da caldeira. Elas indicam propriedades mensuráveis (diretas) e calculáveis (indiretas) que descrevem as atividades

termodinâmicas que ocorrem na caldeira. Variáveis de desempenho estão relacionadas com o desempenho da caldeira, servindo como índices para determinar e analisar vários níveis de desempenho do equipamento. Elas incluem variação de valores de energia e exergia, eficiência da caldeira em relação à entrada e saída de recursos, as magnitudes e tipos de irreversibilidade (perdas de exergia) e os locais que ocorrem na caldeira. A caldeira foi dividida em duas partes: a unidade de combustão e a unidade de troca de calor. A unidade de combustão tem como correntes de entrada combustível e ar e como correntes de saída produtos aquecidos. A unidade de troca de calor tem como correntes de entrada os produtos aquecidos e água e como correntes de saída vapor, gases combustão e perdas de calor. A análise desenvolvida pelos autores indica que a maior parte da destruição de exergia ocorre na unidade de combustão em relação à unidade de troca de calor e a eficiência exérgica é maior na unidade de troca de calor em comparação com a unidade de combustão.

Como visto na revisão bibliográfica, o maior gerador de irreversibilidades em uma planta de cogeração é a caldeira. Porém, a caldeira é composta por vários componentes, sendo assim, é necessário identificar as origens da irreversibilidade para que se possa diminuí-las. O trabalho a ser realizado tem como objetivo desenvolver uma metodologia para a análise de uma caldeira aquatubular para a queima de bagaço. O método consiste em dividir a caldeira em subvolumes de controle e aplicar os conceitos termodinâmicos com objetivo de identificar a origem das irreversibilidades da caldeira e assim, sirva como referência para desenvolver projetos de caldeiras mais eficientes.

CAPÍTULO 3

GERADORES DE VAPORES

Segundo Torreira (1995), gerador de vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a pressão superior à atmosférica a partir da energia térmica de um combustível e de um elemento comburente (ar), constituído por diversos equipamentos associados, perfeitamente integrados, para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível. Esta definição abrange todos os tipos de geradores de vapores, sejam os que vaporizam a água, mercúrio ou fluidos térmicos como as mais simples unidades geradoras de vapor de água, comumente conhecidas por caldeiras de vapor.

3.1 – TIPOS DE GERADORES DE VAPOR DE ÁGUA

Há uma grande variedade de caldeiras existente no mercado, porém, as caldeiras podem ser classificadas como flamotubulares ou aquatubulares. Será dada maior enfoque nas caldeiras aquatubulares, que é o objeto de estudo desse trabalho.

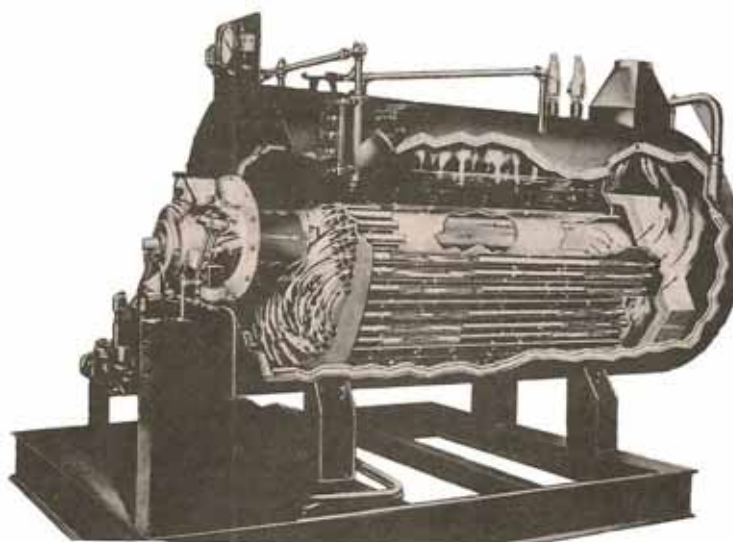


Figura 3.1 – Representação de uma caldeira flamotubular horizontal (PERA, 1990).

As caldeiras flamotubulares são utilizadas normalmente para baixas pressões e pequena demanda de vapor. Podem ser horizontais ou verticais e de simples ou

múltiplas passagens (gases de combustão). São caldeiras compactas e de fácil operação não necessitando de equipamentos auxiliares para seu funcionamento. É constituída de um invólucro dentro do qual encontram-se a fornalha, câmara de combustão e tubos vaporizadores, conforme a Figura 3.1.

Os tubos vaporizadores estão submersos em água. No interior dos tubos vaporizadores escoam os gases da combustão em direção à chaminé, que realiza a troca de calor, fazendo com que a água vaporize. As caldeiras flamotubulares possuem rendimento térmico de 75 % a 78 % nas melhores condições de limpeza (TORREIRA, 1995).

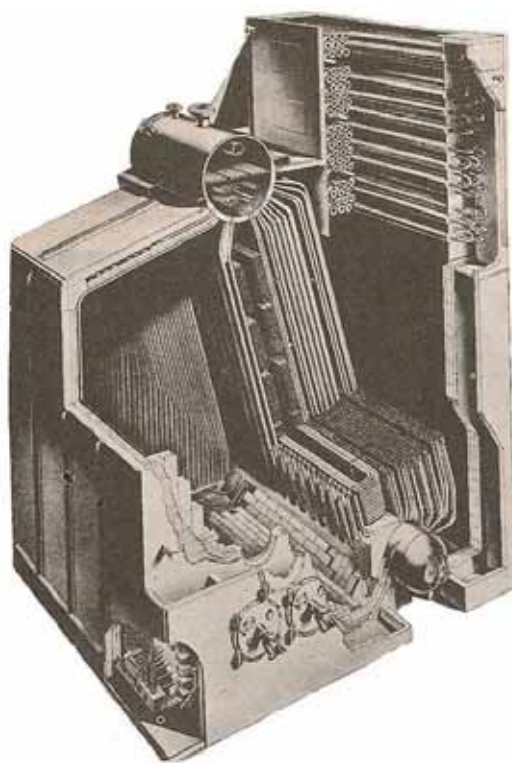


Figura 3.2 – Representação de uma caldeira aquatubular (PERA,1990).

As caldeiras aquatubulares são utilizadas quando há necessidade de altas pressões e alta demanda de vapor. São caldeiras mais complexas em relação às flamotubulares, e necessitam de equipamentos auxiliares para seu funcionamento (ventiladores, exaustores, bombas, alimentadores).

Devido sua estrutura interna ser dividida em coletores e tubos de pequeno diâmetro, tem como características: suportarem altas pressões, vaporização

especifica maior e possuir melhor transmissão de calor em relação às caldeiras flamatubulares (TORREIRA, 1995).

Nas caldeiras aquatubulares a água e vapor circulam no interior dos tubos vaporizadores, e a superfície externa dos tubos está em contato com os gases da combustão, conforme Figura 3.2. O rendimento térmico é de 80 % a 82 % ou maiores em caldeiras que possuem superaquecedores, economizadores e aquecedores de ar (TORREIRA, 1995).

3.2 – PRINCIPAIS COMPONENTES DE UMA CALDEIRA AQUATUBULAR

Os principais componentes de uma caldeira aquatubular são: tubulão, coletor inferior, fornalha, paredes de água, superaquecedor, economizador, pré-aquecedor de ar, ventiladores e exaustores.

3.2.1 – Tubulão

Corpo cilíndrico de aço localizado na parte superior da caldeira que recebe a água de alimentação já tratada para ser distribuída para as paredes de água e feixes de tubos. As caldeiras podem ter um ou mais tubulões interligados por feixes de tubos. À medida que a água vai passando pelos feixes de tubos e parede de água ela vai evaporando, retornando ao tubulão no estado de vapor saturado.

3.2.2 – Coletor Inferior

Corpo cilíndrico de aço localizado na parte inferior da caldeira, de menor diâmetro que o tubulão, tem como função auxiliar na distribuição de água pelos tubos da caldeira.

3.2.3 – Fornalha

Pera (1990) define fornalha como sendo a denominação genérica que se dá para o local onde se queima o combustível. As fornalhas podem ser classificadas em duas categorias: fornalhas de queima sobre suporte e fornalhas de queima em suspensão. As fornalhas de queima sobre suporte englobam as fornalhas que

queimam combustíveis sólidos (carvão, lenha) a granel, grosseiramente divididos, picados e britados. As fornalhas sob suportes são subdivididas em dois grupos: de suporte estático e suporte movimentado. Nas fornalhas de suportes estáticos o combustível introduzido permanece praticamente em repouso até sua combustão completa, já as fornalhas de suporte movimentado distinguem da anterior por possuir alimentação contínua e mecanizada de combustível (PERA, 1990).

As fornalhas de queima em suspensão queimam combustíveis líquidos, gasosos ou sólidos pulverizados. A queima de combustível líquido e gasoso é efetuada através de queimadores. Já os combustíveis sólidos como carvão mineral, são previamente preparados em moinhos, onde são realizados os processos de moagem e de secagem, a fim de obter a granulometria desejada para a queima. É transportado pneumaticamente até a câmara de combustão utilizando o ar primário (LORA e NASCIMENTO, 2004).

3.2.4 – Paredes de Água

As grandes caldeiras possuem fornalhas resfriadas por água (paredes de água) que podem absorver até 60 % do calor transmitido (TORREIRA, 1995). As paredes de água são tubos verticais que interligam o coletor superior com o inferior revestindo a parte interna da fornalha. Várias formas construtivas de paredes de água são mostradas na Figura 3.3.

Na Figura 3.3a pode-se observar o projeto de parede de água quando é exigido um moderado resfriamento. Neste tipo de projeto os tubos encontram-se espaçados uns dos outros apoiado em um refratário com pré-formas dos tubos. O refratário encontra-se revestido por mais dois isolantes. Na Figura 3.3b observa-se os tubos dispostos tangencialmente, podendo em alguns casos serem dispostos alternadamente. Esta disposição permite obter uma superfície com elevada absorção de calor.

Na Figura 3.3c observam-se tubos aletados que em alguns projetos as aletas podem ser revestidas com material refratário base cromo ou cimento. Para se obter uma melhor vedação da fornalha às vezes efetua-se a solda das aletas adjacentes.

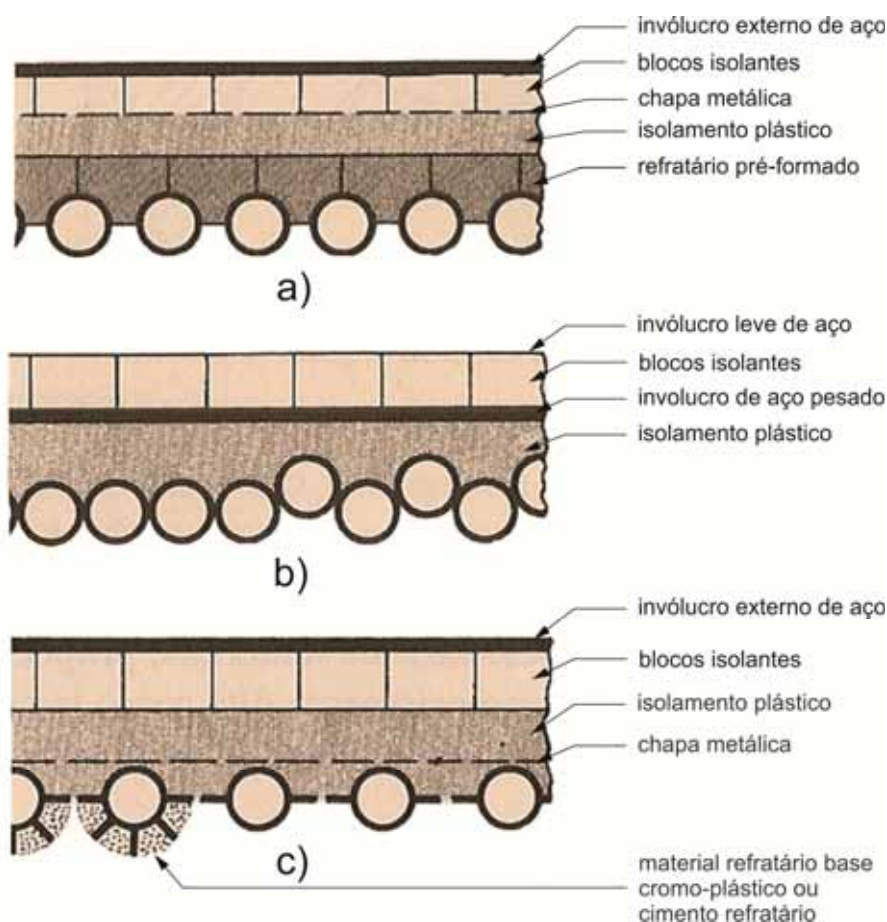


Figura 3.3 – Tipos de paredes de água (TORREIRA, 1995).

3.2.5 – Superaquecedor

Os superaquecedores são trocadores de calor que tem função de aumentar a temperatura do vapor saturado a fim de tornar vapor superaquecido. Segundo Torreira (1995) existem vários motivos para superaquecer o vapor, sendo eles: aumento da eficiência térmica e eliminação do risco de se obter um elevado teor de umidade nos últimos estágios da turbina, que pode causar erosões nas palhetas da turbina. Os superaquecedores podem ser classificados como de convecção, radiação ou combinados.

Os superaquecedores por convecção estão localizados na área de convecção da caldeira, sendo próxima a saída de gases da fornalha. A temperatura do vapor se eleva com aumento da carga da caldeira, isso se deve ao aumento do fluxo de gases de exaustão. Os superaquecedores por radiação estão localizados na fornalha, e sendo assim, recebem calor por radiação direta. A temperatura do vapor

diminui com o aumento da carga da caldeira, isso se deve a alta capacidade de absorção de calor das paredes da fornalha (TORREIRA, 1995).

Os tubos dos superaquecedores trabalham em condições limites de temperatura, sendo assim, devem possuir elevada resistência às altas temperaturas e possuir controle de temperatura. Segundo Torreira (1995) vários são os métodos para controle da temperatura do vapor superaquecido sendo eles: derivação dos gases da fornalha, inclinação dos queimadores na fornalha, emprego de queimadores auxiliares, esfriador de vapor usando aspensão de água ou serpentinas de resfriamento, controle de pré-condensação do vapor saturado, recirculação dos gases de combustão e fornalhas separadas.

3.2.6 – Economizador

O economizador tem como função aumentar a temperatura da água de alimentação antes de entrar no tubulão. Para obter esse aumento de temperatura da água de alimentação utiliza-se de um trocador de calor (economizador), tendo como fluido a temperatura mais alta os gases de exaustão e o fluido a temperatura mais baixa água de alimentação. Esse artifício é utilizado para aumentar a eficiência térmica da caldeira. Segundo Torreira (1995) para cada 3 °C a 4 °C de aumento na temperatura da água de alimentação tem um aumento na eficiência da caldeira de cerca de 1%. Os economizadores estão localizados no fluxo de saída dos gases de exaustão e geralmente antes do aquecedor de ar.

3.2.7 – Pré-aquecedor de Ar

O pré-aquecedor de ar tem como função elevar a temperatura do ar de combustão antes de injetá-lo na fornalha. Para o pré-aquecimento utiliza-se de um trocador de calor, tendo como fluido a temperatura mais alta os gases de exaustão e o fluido a temperatura mais baixa o ar de alimentação. Segundo Torreira (1995) os pré-aquecedores podem ser classificados em tubulares, regenerativos ou rotativos e de placa. Assim como os economizadores os pré-aquecedores diminuem a temperatura dos gases de exaustão, com isso tem-se um aumento na eficiência térmica da caldeira. Segundo Pera (1990) a redução de cada 20 °C na temperatura

dos gases de exaustão significa um aumento do rendimento da caldeira da ordem de 1%.

3.2.8 – Ventiladores e Exaustores

Os ventiladores são responsáveis pelo fornecimento de ar necessário para a combustão. Como a maioria das caldeiras possuem economizadores e pré-aquecedores, é necessário o uso de exaustores para auxiliar no processo de retirada dos gases de exaustão devido à perda de carga que ocorre da passagem dos gases de exaustão pelo economizador e pré-aquecedor de ar.

CAPÍTULO 4

METODOLOGIA

4.1 – CONCEITOS TERMODINÂMICOS

Para analisar o desempenho de dispositivos tais como bombas, compressores e trocadores de calor pode-se utilizar da primeira e segunda leis da termodinâmica. A primeira lei da termodinâmica se limita ao princípio da conservação de energia, enquanto que a segunda lei está relacionada à qualidade da energia e demonstra as irreversibilidades presentes no dispositivo analisado. Uma análise termodinâmica completa de um dispositivo é feita com o uso em conjunto da primeira e segunda leis da termodinâmica.

Para realizar a análise de um dispositivo é necessário delimitar uma região para facilitar o estudo, essa região é chamada de sistema. Segundo Çengel e Boles (2006) um sistema é uma quantidade de matéria ou região no espaço selecionado para estudo. Um sistema pode ser classificado como fechado ou aberto (volume de controle), sendo que a diferença entre um e outro é se a quantidade de massa é fixa ou há fluxo de massa cruzando a fronteira do sistema.

O volume de controle inclui os dispositivos que envolvem fluxo de massa cruzando a fronteira tais como compressores, turbinas, bombas e trocadores de calor. O que se deve observar é que massa e energia pode cruzar a fronteira do volume de controle, já no sistema apenas energia pode cruzar a fronteira.

Depois de delimitado o volume de controle é necessário saber se este realiza um processo em regime permanente ou em regime transiente. Durante um processo em regime permanente, nenhuma variação temporal ocorre dentro do volume de controle. Já um processo em regime transiente envolve variações com o tempo dentro do volume de controle (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Muitos dispositivos operam sob as mesmas condições por longos períodos, sendo assim, esses dispositivos podem ser analisados com escoamento em regime permanente, como será o caso dos dispositivos analisados nesse trabalho. Os balanços de massa, energia e exergia serão apresentados nos próximos tópicos apenas para volumes de controle, visto que todos os dispositivos analisados nesse trabalho possuem fluxo de massa em suas fronteiras.

Nas análises termodinâmicas dos volumes de controle serão desconsideradas as variações de energia cinética e potencial. Serão consideradas taxas de perda de calor nos volumes de controle, que serão determinadas a partir de um balanço de massa e energia em cada volume de controle. Os dados obtidos do manual da caldeira serão necessários para o cálculo das taxas de perda de calor nos volumes de controle da caldeira. O motivo da desconsideração das variações da energia cinética é devido ao pequeno valor dessa energia comparado com os demais, visto que uma variação de apenas 1 kJ/kg na energia cinética corresponde uma velocidade de 45 m/s. A velocidade da água e dos gases nos dispositivos analisados estão bem abaixo desse valor. A desconsideração das variações da energia potencial pode ser feita através do mesmo raciocínio da energia cinética, visto que, uma variação de 1 kJ/kg na energia potencial corresponde a uma diferença de altura de 102 m. Nos equipamentos analisados nesse trabalho a diferença de altura entre a entrada e saída dos dispositivos está bem abaixo desse valor.

4.1.2 – Balanço de massa

A equação do balanço de massa para um volume de controle com várias entradas e saídas é expressa por:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (4.1)$$

O termo do lado esquerdo da Equação (4.1) representa a taxa de variação da massa contida dentro do volume de controle com o tempo. Considerando que o dispositivo opera em regime permanente, esse termo é igual à zero, sendo assim, a Equação (4.1) pode ser reescrita como:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4.2)$$

A Equação (4.2) pode ser interpretada como sendo a taxa total de massa que entra no volume de controle é igual à taxa total de massa que sai do volume de controle.

4.1.3 – Balanço de energia

O balanço de energia em um volume de controle (ÇENGEL e BOLES, 2006) é expresso pela equação:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (4.3)$$

Os termos do lado esquerdo da Equação (4.3) representam a taxa líquida de transferência de energia por calor, trabalho e fluxo de massa e o termo do lado direito representa a taxa de variação das energias interna, cinética e potencial com o tempo. Sabendo que os dispositivos analisados nesse trabalho operam em regime permanente, a Equação (4.3) pode ser reescrita como:

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s \quad (4.4)$$

O termo do lado esquerdo da Equação (4.4) representa a taxa líquida de entrada de energia e o termo do lado direito representa a taxa líquida de saída de energia. Sabendo que a energia pode ser transferida por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de energia da Equação (4.4) aplicado a um volume de controle pode ser expresso como:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (4.5)$$

Desprezando os termos relacionados às variações de energia cinética e potencial, a Equação (4.5) é então reescrita como:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum \dot{m}_s h_s \quad (4.6)$$

4.1.4 – Balanço de Exergia

Para calcular a quantidade de energia disponível (potencial de trabalho útil) no sistema em um estado específico utilizamos o conceito de exergia, também chamado de disponibilidade. Quando um processo entre dois estados especificado é executado de maneira reversível obtêm-se o máximo trabalho útil, e sendo assim, todas as irreversibilidades são desprezadas na determinação do potencial de trabalho. Para maximizar o trabalho produzido o sistema deve estar no estado morto ao final do processo (ÇENGEL e BOLES, 2006). Um sistema está no estado morto quando está à pressão e temperatura do seu ambiente (equilíbrio mecânico e térmico). Para efeito de cálculo, nesse trabalho, a pressão e a temperatura do estado morto serão consideradas, respectivamente, $p_0 = 101,32 \text{ kPa}$ e $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

Assim como a energia, a exergia possui diversas formas. Sendo assim, é necessário contabilizar todas as formas de exergia que possam existir em um sistema. Na ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão superficial, Kotas (1985) considera que a taxa de exergia total de um volume de controle é composta por:

$$\dot{A} = \dot{A}^{ec} + \dot{A}^{ep} + \dot{A}^{fis} + \dot{A}^q \quad (4.7)$$

Os três primeiros termos do lado direito da Equação (4.7) correspondem à contribuição termomecânica da exergia e o último termo representa a contribuição química da exergia. Visto que a energia cinética e potencial são formas de energia mecânica e, por isso, podem ser convertidas totalmente em trabalho, as exergias da energia cinética e potencial de um sistema são as próprias energias cinética e potencial, independente da temperatura e pressão do ambiente (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Considerando a afirmação que as exergias da energia cinética e potencial são as próprias energias cinética e potencial e a consideração feita anteriormente que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis com relação às outras formas de energia, a exergia da energia cinética e potencial será desprezada nas análises realizadas nesse trabalho, e sendo assim, a Equação (4.7) pode ser reescrita como:

$$\dot{A} = \dot{A}^{fis} + \dot{A}^q \quad (4.8)$$

A exergia física é obtida pela diferença de temperatura e pressão do sistema em relação ao estado de referência (estado morto), e a exergia química pela diferença da composição química dos componentes do volume de controle e a composição química padrão do estado de referência.

Uma das formas de se calcular a exergia química é utilizando a exergia química padrão. Os valores de exergia química padrão são baseados em um ambiente de referência com $p_0 = 101,32 \text{ kPa}$ e $T_0 = 25^\circ\text{C}$. O ambiente de referência também consiste em um conjunto de substâncias de referência com concentrações padrão que demonstrem a maior proximidade possível à composição química do ambiente natural. Geralmente as substâncias de referência são classificadas em três grupos: substâncias iônicas e não iônicas dos oceanos, substâncias sólidas da crosta terrestre e componentes gasosos da atmosfera (MORAN *et al.*, 2013).

Deve ser mencionado que o termo referente à exergia química na Equação (4.8) será calculado somente para o bagaço, ou seja, para o estado 1 das Figuras 4.4 e 4.10. Nos demais estados, somente a exergia física será considerada já que a composição química desses estados é a mesma composição química do ambiente de referência da exergia.

A exergia física pode ser transferida de ou para um sistema de três formas: trabalho, calor e fluxo de massa. Sendo assim, o balanço de exergia física para qualquer sistema passando por qualquer processo pode ser expresso na forma de taxa como:

$$\dot{A}_e - \dot{A}_s - \dot{A}_d = \frac{dA_{vc}}{dt} \quad (4.9)$$

onde \dot{A}_d é a taxa de destruição de exergia decorrente das irreversibilidades no interior do sistema, representando o potencial de trabalho perdido. Irreversibilidades como transferência de calor com diferença de temperatura finita, atrito, reações químicas e misturas são fontes de destruição de exergia. Todo processo que gera entropia sempre destrói exergia (ÇENGEL e BOLES, 2006). Sabendo que os dispositivos analisados trabalham em regime permanente, a Equação (4.9) pode ser reescrita em termos da taxa de destruição de exergia:

$$\dot{A}_d = \dot{A}_e - \dot{A}_s \quad (4.10)$$

Os dispositivos analisados nesse trabalho envolvem fluxo de massa em suas fronteiras, sendo assim, é necessário realizar um balanço de exergia para volume de controle. Sabendo que exergia pode ser transferida por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de exergia da Equação (4.10) aplicado a um volume de controle pode ser expresso como:

$$\dot{A}_d = \dot{A}_{calor} - \dot{A}_{trabalho} + \dot{A}_{massa,e} - \dot{A}_{massa,s} \quad (4.11)$$

A taxa de transferência de exergia líquida por taxa de transferência de calor líquida é expressa por:

$$\dot{A}_{calor} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q} \quad (4.12)$$

A Equação (4.12) representa a taxa de transferência de exergia líquida que acompanha a taxa de transferência de calor líquida nas fronteiras de um sistema cuja temperatura é T_b . A taxa de transferência de exergia líquida que acompanha a potência líquida é expressa por:

$$\dot{A}_{trabalho} = \dot{W} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \quad (4.13)$$

O primeiro termo do lado direito da Equação (4.13) representa potência de eixo ou potência elétrica e o segundo termo representa o trabalho de expansão ou compressão de fronteira por unidade de tempo, que é nulo em regime permanente. A taxa de transferência de exergia por fluxo de massa é expressa por:

$$\dot{A}_{massa} = \dot{m} a_f \quad (4.14)$$

onde a_f é a exergia específica de fluxo. Substituindo as Equações (4.12), (4.13) e (4.14) na Equação (4.11) obtêm-se:

$$\dot{A}_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e a_{f,e} - \sum \dot{m}_s a_{f,s} \quad (4.15)$$

Sabendo que os dispositivos a serem analisados operam em regime permanente, a Equação (4.15) pode ser reescrita como:

$$\dot{A}_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e a_{f,e} - \sum \dot{m}_s a_{f,s} \quad (4.16)$$

Podemos interpretar a Equação (4.16) como a taxa líquida de transferência de exergia através das fronteiras de um volume de controle por trabalho, calor e fluxo de massa. A taxa de exergia de fluxo pode ser calculada como:

$$\dot{A}_f = \dot{m} \left[(h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (4.17)$$

Desprezando os termos relacionado à energia cinética e potencial na Equação (4.17), obtêm-se:

$$\dot{A}_f = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (4.18)$$

A Equação (4.18) pode ser expressa em termos da exergia específica de fluxo:

$$a_f = \frac{\dot{A}_f}{\dot{m}} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4.19)$$

4.1.5 – Eficiência de Primeira Lei da Termodinâmica

Segundo Çengel e Boles (2006) a eficiência de primeira lei da termodinâmica indica o grau de sucesso com o qual um processo de conversão ou transferência de

energia é realizado. Sendo assim, em geral, a eficiência de primeira lei pode ser expressa como uma relação entre o resultado desejado e o fornecimento necessário:

$$\eta_I = \frac{\text{Resultado desejado}}{\text{Fornecimento necessário}} \quad (4.20)$$

4.1.6 – Eficiência de Segunda Lei da Termodinâmica

É conhecido que a eficiência de primeira lei não é uma medida de desempenho realista para os dispositivos, sendo assim, é necessário utilizar uma eficiência de segunda lei para suprir essa deficiência (ÇENGEL e BOLES, 2006). Segundo Çengel e Boles (2006) existe uma controvérsia sobre uma definição geral da eficiência de segunda lei, por isso, podem-se encontrar definições diferentes para uma mesma análise. A eficiência de segunda lei deve servir como aproximação para uma operação reversível, então seu valor deve variar de zero até um melhor caso, ou seja, da destruição completa de exergia até nenhuma destruição de exergia. Partindo da afirmação acima, uma eficiência de segunda lei de um sistema durante um processo pode ser definida como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia recuperada}}{\text{Exergia fornecida}} \quad (4.21)$$

A exergia pode ser recuperada ou fornecida em diversas quantidades e formas, como energia interna, entalpia, energia potencial, energia cinética, calor e trabalho. Sendo assim, pode ocorrer divergência sobre o que constitui a exergia fornecida. O que se deve ter em mente é que a soma da exergia recuperada e da exergia destruída deve ser igual à exergia fornecida (ÇENGEL e BOLES, 2006).

4.1.7 – Considerações Gerais Sobre Misturas

Como será visto no tópico 4.2, o bagaço possui vários componentes, sendo assim é necessário conhecer as frações mássicas, frações molares e número de mols de

cada componente para que se possam desenvolver os cálculos relacionados à combustão do bagaço. A seguir serão apresentadas algumas definições de equações baseadas em Moran *et. al* (2013), que serão utilizadas como referência no cálculo de combustão do bagaço. As quantidades relativas dos componentes presentes em uma mistura podem ser especificadas em termos de frações mássicas. A fração mássica de um componente i é definida como:

$$mf_i = \frac{m_i}{m} \quad (4.22)$$

As quantidades relativas de componentes presentes em uma mistura podem ser descrita em termos de frações molares. A fração molar de um componente i é definida como:

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (4.23)$$

A massa molecular de um componente é definida como a razão entre a massa do componente e número de mols do componente, expressa por:

$$M = \frac{m}{n} \quad (4.24)$$

A massa molecular de uma mistura é definida como sendo a somatória do produto entre a fração molar e massa molecular de cada componente i da mistura:

$$M = \sum_{i=1}^j y_i M_i \quad (4.25)$$

4.1.8 – Cálculo das Propriedades dos Gases de Combustão

Como será visto no tópico 4.2.3 os gases de combustão são compostos de nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono, cinzas(ϵ) e vapor d'água. Para o cálculo

das propriedades dos gases de combustão, os mesmos serão considerados como uma mistura de gases ideais. As propriedades das misturas de gases ideais podem ser encontradas por meio da adição das contribuições de cada componente nas condições em que o componente existe na mistura (MORAN *et al.*, 2013).

Visto que a entalpia dos gases ideais é uma função apenas de temperatura, a propriedade de cada elemento (i) presente na mistura é determinada apenas pela temperatura da mistura, sendo assim, a entalpia específica de uma mistura é definida como:

$$h = \sum_{i=1}^j \left(\frac{y_i \bar{h}_i}{M_i} \right) \quad (4.26)$$

A entropia específica da mistura pode ser encontrada por meio da soma das contribuições de cada componente na condição em que o componente existe na mistura. A entropia específica de um gás ideal depende de duas propriedades, que pode ser a temperatura da mistura e à pressão parcial ou temperatura e volume. A pressão parcial de um componente *i* de uma mistura pode ser estimada em termos de fração molar e da pressão da mistura como:

$$p_i = y_i p \quad (4.27)$$

A entropia específica de uma mistura é definida então como:

$$s = \sum_{i=1}^j \left(\frac{y_i \bar{s}_i}{M_i} \right) \quad (4.28)$$

A entropia em base molar da Equação (4.28) é calculada à temperatura da mistura e a pressão parcial p_i .

4.2 - MODELAGEM DO BAGAÇO

Para realizar um balanço energético e exergético completo na caldeira é necessário conhecer as propriedades do bagaço que é utilizado como combustível. As

propriedades do bagaço variam de acordo com a variedade da cana-de-açúcar e também com as condições de moagem da usina. Para se obter as corretas propriedades do bagaço foram utilizados como referência os conceitos desenvolvidos por Hugot (1986). Apesar de ser uma referência relativamente antiga, é a mais utilizada quando se deseja desenvolver estudos relacionados com usinas sucroalcooleiras. Com objetivo de facilitar o entendimento, as nomenclaturas utilizadas nesse trabalho diferem em alguns pontos com relação à nomenclatura utilizada por Hugot (1986) e as unidades de medidas foram convertidas para o Sistema Internacional de unidades (SI).

Segundo Hugot (1986) bagaço é um material sólido fibroso que deixa o último terno de moagem após ser extraído o caldo, sendo considerado um resíduo da moagem da cana-de-açúcar. Atualmente o bagaço é considerado um subproduto e não mais um resíduo. Do ponto de vista da produção de vapor, o teor de umidade é a principal propriedade do bagaço. O teor de umidade do bagaço está relacionado com o processo de moagem da cana, sendo assim, varia de usina para usina. Hugot (1986) considera processo de moagem ineficiente quando se obtêm um teor de umidade do bagaço de 50 % e um processo de moagem eficiente quando se obtêm um teor de umidade de 45 %. Para cálculos gerais a umidade do bagaço pode ser considerada 48 % sem obter grandes erros (HUGOT, 1986).

Além da água, o bagaço é composto por material insolúvel e substâncias em solução na água. O material insolúvel consiste principalmente da celulose e do conteúdo de fibra do bagaço. Já as substâncias em solução na água consistem de açúcar e impurezas e estão presentes em pequenas quantidades na faixa de 2 % a 4 % (HUGOT, 1986).

A densidade do bagaço depende principalmente do teor de umidade, sendo mais leve quando possui baixa umidade. Para uma umidade de 48 % pode-se considerar a densidade do bagaço amontoado como sendo 200 kg/m^3 e para o bagaço solto 120 kg/m^3 (HUGOT, 1986). A composição química do bagaço varia levemente de acordo com diferentes autores. Como as variações não são grandes, Hugot (1986) adota a composição média do bagaço livre de umidade como sendo:

Tabela 4.1– Composição do bagaço seco. Fonte: Hugot (1986)

C	=	47 %
H ₂	=	6,5 %
O ₂	=	44 %

€	=	2,5 %
		100 %

4.2.1 – Combustão do Bagaço sem Excesso de Ar

Nesse tópico serão feitas as deduções referente à combustão do bagaço com a necessidade teórica de ar, ou seja, sem excesso de ar. É de conhecimento que para ocorrer reações de combustão é necessária a presença de oxigênio. O oxigênio para combustão pode ser obtido do ar atmosférico, porém, o ar atmosférico não contém apenas oxigênio. Para melhor entendimento da composição do ar atmosférico seco a Tabela 4.2 apresenta a fração molar de cada componente contido no ar:

Tabela 4.2 – Composição aproximada do ar seco. Fonte: Moran *et al.* (2013)

Componente	Fração Molar (%)
Nitrogênio	78,08
Oxigênio	20,95
Argônio	0,93
Dióxido de carbono	0,03
Neônio, Hélio, Metano, outros	0,01

Para simplificar os cálculos de combustão do bagaço utilizará de algumas simplificações adotadas por Moran *et al.* (2013) nos cálculos de combustão. Todos os componentes do ar seco que não o oxigênio serão agrupados com o nitrogênio. Sendo assim, considera-se que o ar tem 21 % de oxigênio e 79 % de nitrogênio. Também será admitido que o nitrogênio presente no ar de combustão não participa da reação química, sendo assim, é considerado como inerte. A Tabela 4.3 representa os parâmetros do ar seco que serão considerados nos cálculos de combustão. A partir dos parâmetros apresentados na Tabela 4.3, toda vez que for mencionado ar subentende-se ar seco composto de oxigênio e nitrogênio com suas respectivas frações molares.

Tabela 4.3 – Parâmetros do ar seco considerado nesse estudo.

Componente	Fração molar (y_i) [kmol i /kmol ar]	**Massa molecular (M) [kg/kmol]
O ₂	0,21	32

N ₂	0,79	28,01
Ar	1	28,84*

* A massa molecular do ar foi calculada com base na Equação (4.28)

** A massa molecular dos componentes do ar foi retirada Moran *et. al* (2013).

Para realizar os cálculos da combustão do bagaço, será considerada a composição do bagaço apresentada pela Tabela 4.1 e umidade de 52 %. A Tabela 4.4 representa às frações mássicas do bagaço seco e úmido, a massa molecular de cada componente e o número de mols de cada componente presente no bagaço.

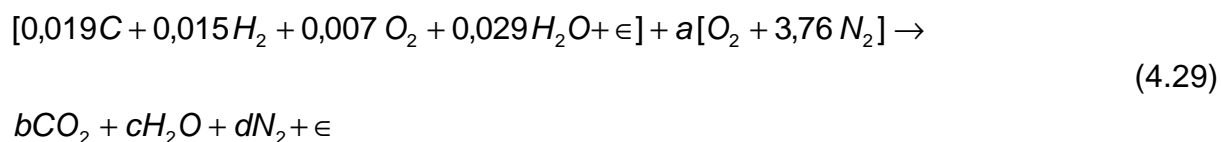
Tabela 4.4 – Parâmetros químicos do bagaço.

Comp.	Fração mássica (mf _{se}) [kg i/kg bag]	Fração mássica (mf _u) [kg i/kg bag]	*Massa molecular (M) [kg/kmol]	Número de mols (n _i) [kmol]	Fração molar (y _i) [kmol i/kmol bag]
C	0,47	0,23	12,01	0,019	0,271
H ₂	0,065	0,03	2,016	0,015	0,214
O ₂	0,44	0,21	32	0,007	0,10
ε	0,025	0,01	-	-	-
H ₂ O	1,08	0,52	18,02	0,029	0,414
Total	2,08	1	14,346**	0,07	1

* A massa molecular dos componentes foi retirada Moran *et. al* (2013).

**A massa molecular do bagaço foi calculada com base na Equação (4.28)

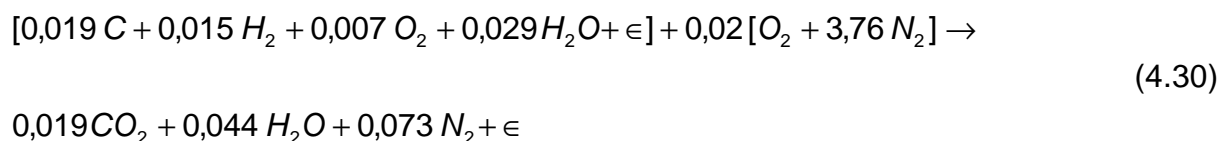
Os cálculos demonstrados na Tabela 4.4 foram realizados considerando 1 kg de bagaço, sendo assim, a fração mássica do componente é igual à massa do componente. Como pode ser visto na Tabela 4.4, não foi considerada a massa molecular da cinza, visto que sua composição é complexa de ser estimada. As cinzas serão consideradas nos balanços de massa, energia e exergia. Com base na Tabela 4.4 pode-se montar a equação química de combustão do bagaço sem excesso de ar e considerando a combustão completa do bagaço, é expressa por:



Para o cálculo da quantidade de ar teórico necessária para a combustão completa do bagaço e os produtos da combustão é necessário aplicar o princípio da conservação de massa para a determinação dos coeficientes da Equação (4.29). Aplicando o princípio da conservação de massa obtêm-se:

$$\begin{array}{ll} \text{C} & b = 0,019 \\ \text{H}_2 & c = 0,015 + 0,029 = 0,044 \\ \text{O} & 2b + c = 0,014 + 0,029 + 2a \\ \text{N}_2 & d = 3,76a \end{array}$$

Resolvendo as equações da conservação da massa mostradas anteriormente obtêm-se $a = 0,02$ e $d = 0,073$ e substituindo os coeficientes na Equação (4.29) obtêm-se a equação química da combustão do bagaço balanceada:



O coeficiente 0,02 antes do termo $[\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2]$ na Equação (4.30) é o número de kmol do oxigênio no ar de combustão e não a quantidade de ar. A quantidade teórica de ar de combustão são 0,02 kmol de oxigênio somados ao produto de $(0,02 \times 3,76)$ kmol de nitrogênio, o que fornece 0,095 kmol de ar. Para obter a razão molar de ar/combustível basta realizar a divisão de 0,095 kmol de ar por 0,07 kmol de bagaço onde se obtêm uma razão de 1,357 kmol de ar por kmol de bagaço. Moran *et al.* (2013) define a razão ar/combustível em uma base mássica como sendo:

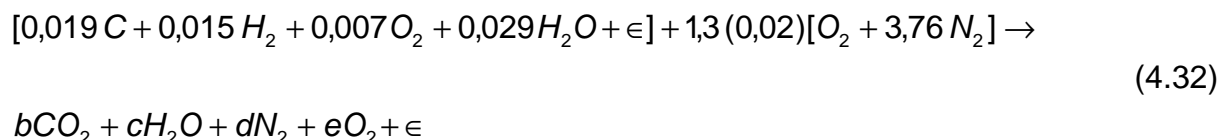
$$AF = \overline{AF} \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right) \quad (4.31)$$

Substituindo o valor referente da massa molecular do ar proveniente da Tabela 4.3, o valor da massa molecular do bagaço proveniente da Tabela 4.4 e a razão ar/combustível em base molar encontrada anteriormente na Equação (4.31), obtêm-se a razão ar/combustível em uma base mássica como sendo 2,72 kg ar por kg de bagaço.

4.2.2 – Combustão do Bagaço com Excesso de Ar

É conhecido que na prática a queima de combustível em condições industriais fornecendo somente a quantidade teórica de ar resultará em uma combustão pobre e incompleta. Sendo assim, é necessário fornecer uma quantidade de ar maior, denominada excesso de ar. Uma grande parte do calor disponível no combustível é perdida se não ocorrer à combustão completa. Quando ocorre a combustão gerando CO (combustão incompleta) tem-se a liberação de calor de 10.111,12 kJ/kg de carbono ao invés de 33.494,4 kJ/kg de carbono quando se tem a combustão completa gerando CO₂ (HUGOT, 1986). Nesse trabalho será considerado um excesso de ar de 30 %, valor obtido do manual da caldeira.

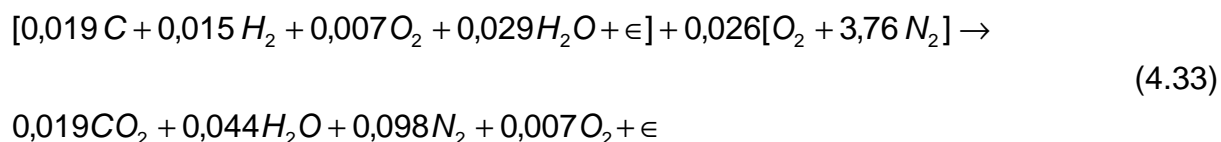
Pode-se expressar o excesso de ar de 30 % como sendo 130 % de ar teórico, ou seja, 1,3 vezes a quantidade de ar teórico obtido (2,72 kg ar por kg de bagaço). Utilizando como referência a Equação (4.30) acrescida do coeficiente 1,3 ao termo referente ao ar, obtêm-se:



Para o cálculo da quantidade de ar necessária para combustão completa do bagaço com excesso de ar e os produtos da combustão, é necessário aplicar o princípio da conservação de massa para a determinação dos coeficientes da Equação (4.32). Aplicando o princípio da conservação de massa obtêm-se:

$$\begin{array}{ll} C & b = 0,019 \\ H_2 & c = 0,015 + 0,029 = 0,044 \\ O & 2b + c + 2e = 0,014 + 0,029 + 0,052 \\ N_2 & d = 0,098 \end{array}$$

Resolvendo as equações da conservação da massa mostradas anteriormente obtêm-se $e = 0,007$ e substituindo os coeficientes na Equação (4.32) obtêm-se a equação química da combustão do bagaço com excesso de ar balanceada:



O coeficiente 0,026 antes do termo $[O_2 + 3,76N_2]$ na Equação (4.33) é o número de kmol do oxigênio no ar de combustão e não a quantidade de ar. A quantidade de ar de combustão com excesso de ar são 0,026 kmol de oxigênio somados ao produto de $(0,026 \times 3,76)$ kmol de nitrogênio, o que fornece 0,124 kmol de ar. Para obter a razão molar de ar/combustível basta realizar a divisão de 0,124 kmol de ar por 0,07 kmol de bagaço onde se obtêm uma razão de 1,77 kmol de ar por kmol de bagaço. Substituindo o valor referente da massa molecular do ar proveniente da Tabela 4.3, o valor da massa molecular do bagaço proveniente da Tabela 4.4 e a razão ar/combustível em base molar encontrada anteriormente na Equação (4.31), obtêm-se razão ar/combustível em uma base mássica como sendo 3,56 kg ar por kg de bagaço.

4.2.3 – Cálculo da Massa dos Componentes dos Gases de Combustão

Após realizar os cálculos estequiométricos da combustão do bagaço é possível calcular a massa dos gases de combustão que serão necessárias para os balanços de massa, energia e exergia. As massas dos componentes dos gases de combustão serão calculadas em relação à combustão de um quilo de bagaço. Os coeficientes que precedem os componentes da Equação (4.33) é o número de kmol de cada componente. Para calcular a massa de cada componente basta utilizar a

Tabela 4.5 – Massa dos componentes dos gases de combustão.

Fração molar (y_i) [kmol i/kmol gc]	0,113	0,262	0,583	0,042	-	1
---	-------	-------	-------	-------	---	---

* A massa molecular dos componentes foi retirada Moran et. al (2013).

Componente	Número de mols (n_i) [kmol]	*Massa molecular (M_i) [kg/kmol]	Massa componente (m_i) [kg i/kg gc]	Fração mássica (m_{fi}) [kg i/kg gc]
CO ₂	0,019	44,01	0,836	0,181
H ₂ O	0,044	18,02	0,793	0,172
N ₂	0,098	28,01	2,745	0,596
O ₂	0,007	32	0,224	0,049
€	-	-	0,01**	0,002
Total	0,168	-	4,608	1

Equação (4.27). A Tabela 4.5 representa informações necessárias para o cálculo da massa dos gases de combustão.

Como mencionado anteriormente, o número de kmol e a massa molecular das cinzas não foram calculados visto a complexidade de se obterem dados precisos. A soma da coluna massa do componente resulta na massa total de gases de combustão produzido pela combustão de um quilo de bagaço com excesso de ar de 30 %, sendo assim, tem-se 4,608 kg de gases de combustão por kg de bagaço queimado.

4.2.4 – Cálculo da Exergia do Bagaço

Visto que o bagaço encontra-se em condições ambiente (temperatura e pressão) a exergia física do mesmo é nula. Sendo assim, a exergia específica do bagaço é igual à parcela da exergia química do mesmo. Para determinar a exergia química do bagaço será utilizada a metodologia desenvolvida por Szargut, Morris e Steward (1988). Essa metodologia foi desenvolvida para cálculo da exergia química de “combustíveis técnicos” como a madeira, de acordo com os autores. A metodologia, apesar de ser utilizada para o cálculo da exergia química da madeira, pode ser utilizada para o bagaço, visto que sua composição é semelhante a da madeira e vem sendo adotada por diversos pesquisadores, apresentando resultados coerentes.

Essa metodologia utiliza da relação da exergia química padrão de cada elemento do combustível com o poder calorífico inferior (PCI), sendo assim, é necessário conhecer as frações mássicas dos elementos do combustível (bagaço) e seu PCI. As nomenclaturas da equação proposta por Szargut, Morris e Steward (1988) para cálculo da exergia foram alteradas a fim de manter o padrão de nomenclatura adotada nesse trabalho, sendo expressa por:

$$a_{bag}^q = \beta(PCI + h_{iv}mf_{agua}) + a_{agua}^q mf_{agua} \quad (4.34)$$

O cálculo da exergia química da água (a_{agua}^q) está descrito no próximo tópico e a entalpia de vaporização da água (h_{iv}) foi avaliada nas condições da referência (25 °C e 101,32 kPa). O coeficiente β da Equação (4.34) é uma razão que é função

das frações mássicas do hidrogênio, oxigênio, carbono e nitrogênio presentes no combustível (bagaço), sendo expresso por:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{mf_{H_2}}{mf_C} \right) - 0,2499 \left(\frac{mf_{O_2}}{mf_C} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{mf_{H_2}}{mf_C} \right) \right] + 0,0450 \left(\frac{mf_{N_2}}{mf_C} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{mf_{O_2}}{mf_C} \right)} \quad (4.35)$$

Visto que a composição do bagaço adotada neste trabalho não considera a presença de nitrogênio (Tabela 4.1), o termo referente à fração mássica do nitrogênio na Equação (4.35) será desconsiderado nos cálculos.

4.2.4.1 – Cálculo da Exergia da Água

Para o cálculo da exergia química da água presente na Equação (4.34) utilizou-se o gráfico apresentado por Szargut, Morris e Steward (1988), o qual depende da umidade relativa do ar atmosférico e da temperatura de referência. A Figura 4.1 representa o gráfico utilizado para cálculo da exergia química.

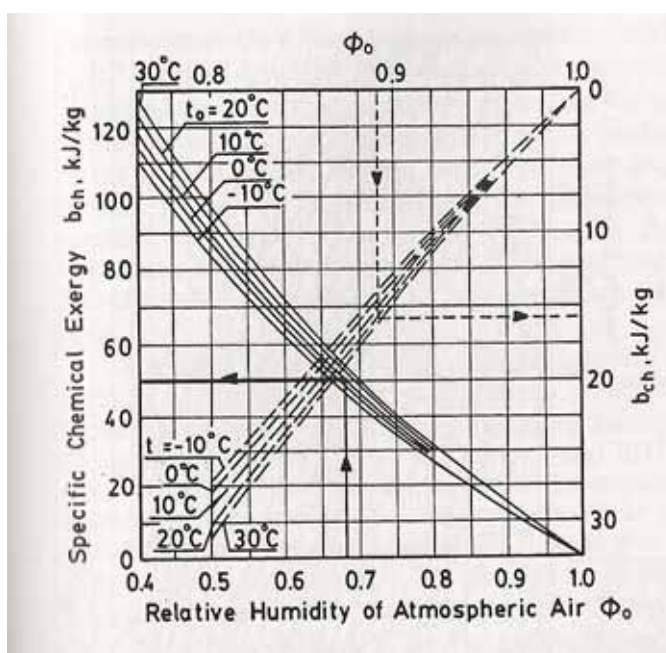


Figura 4.1 – Exergia química da água (Szargut, Morris e Steward, 1988).

A temperatura de referência considerada foi de 25 °C e a umidade relativa do ar atmosférico considerada 70 %. De posse desses valores e utilizando a Figura 4.1 obtêm-se que a exergia química da água é de 49 kJ/kg.

4.3 - DESCRIÇÃO DA CALDEIRA

4.3.1 – Componentes da Caldeira

A caldeira analisada nesse trabalho faz parte da planta de geração de vapor composta por quatro caldeiras com uma capacidade nominal de produção de vapor de 105,55 kg/s (380 t/h) sendo que a caldeira analisada possui capacidade 38,88 kg/s (140 t/h) e as três outras caldeiras tem uma capacidade individual de 22,22 kg/s (80 t/h). A produção de vapor da unidade é para fins do processo e para geração de energia elétrica para consumo próprio. A caldeira em análise é a caldeira mais moderna da planta de geração de vapor e com maior capacidade de produção de vapor.

Essa planta de geração de vapor está instalada em uma usina produtora de cana, etanol, açúcar e levedura seca no interior paulista. A usina esmaga 3,6 milhões de toneladas de cana para produzir 230 mil toneladas de açúcar, 150 milhões de litros de etanol e 2.100 toneladas de levedura por ano. Os parâmetros utilizados (temperaturas, pressões e vazões) para as análises energéticas e exergéticas foram retirados do manual da caldeira. As informações sobre o funcionamento da caldeira bem como o manual da caldeira foi obtido juntamente com o responsável pela planta de geração de vapor da usina.

A caldeira analisada nesse trabalho é do tipo aquatubular *monodrum*, com capacidade de produção de vapor a uma vazão mássica de 38,88 kg/s (140 t/h) a uma pressão de 2.255,53 kPa (23 kgf/cm²) e a temperatura de 330 °C. A caldeira aquatubular *monodrum* tem como características básicas possuir um único tubulão localizado fora do circuito dos gases de combustão, queima do combustível em suspensão, fornalha (câmara de combustão) membranada sem cobertura de refratário e superaquecedores horizontais e drenáveis fora da região de radiação da fornalha. A Figura 4.2 representa a caldeira em estudo com os principais componentes e equipamentos que serão estudados na análise termodinâmica.

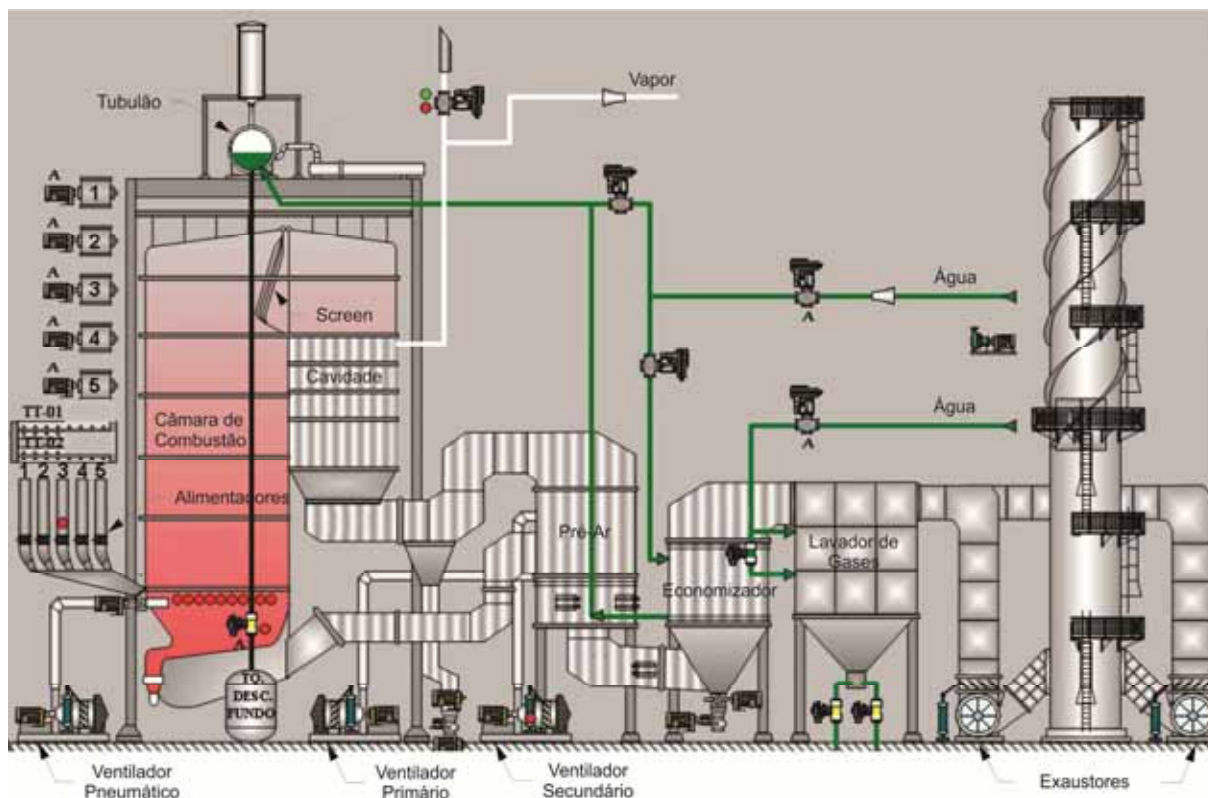


Figura 4.2 - Representação da caldeira.

Os componentes da caldeira que serão considerados são: câmara de combustão, cavidade, pré-ar e economizador. Os principais equipamentos da caldeira que serão considerados no estudo são: ventilador pneumático, ventilador primário, ventilador secundário e dois exaustores. O sistema de combustão é composto de alimentadores, espargidores pneumáticos, ar secundário, ar primário e grelha tipo *pinhole*.

A caldeira é composta por cinco alimentadores mecânicos que alimentam a caldeira com bagaço provindo de uma esteira transportadora. Os espargidores pneumáticos são conjugados aos alimentadores. Os espargidores recebem o bagaço e fazem a aspersão por meio de ar forçado proveniente de um ventilador pneumático. A caldeira recebe a injeção de ar primário e secundário, sendo que ambos são pré-aquecidos através dos gases da combustão respectivamente no pré-ar primário e secundário.

O ventilador primário é utilizado para fornecer o ar primário, sendo que o ar admitido pelo ventilador primário está sob condições atmosféricas (25 °C e 101,32 kPa) e é forçado a passar pelo pré-ar primário, saindo com uma temperatura de cerca de 267

°C. A injeção do ar primário na câmara de combustão é feita por baixo da grelha e tem como objetivo auxiliar na suspensão do bagaço para a combustão.

O ventilador secundário é utilizado para fornecer o ar secundário para queima em suspensão com alta pressão e alta temperatura que tem como objetivo aumentar a queima quase total do combustível em suspensão. O ar admitido pelo ventilador secundário está sob condições atmosféricas (25 °C e 101,32 kPa) e é forçado a passar pelo pré-ar secundário, saindo com uma temperatura de cerca de 339 °C. O ar secundário é injetado na câmara de combustão através de bicos injetores instalados tangencialmente na câmara de combustão. A câmara de combustão possui trinta e seis bicos injetores de ar secundário, porém, nem sempre trabalha com todos os bicos. A quantidade de bicos injetores funcionando depende da condição do bagaço, mais especificamente de sua umidade.

A grelha tipo *pinhole* tem seus elementos fixos, o que minimiza a manutenção do conjunto. Os elementos da grelha são planos fabricados em ferro fundido. Possui um sistema de limpeza com injeção de vapor que evita a sinterização das cinzas. O sistema de limpeza “empurra” as cinzas até a canaleta localizada na parte frontal da caldeira e posteriormente são descarregadas próximo ao nível do solo.

O *screen* está instalado na saída dos gases da câmara de combustão. Os tubos *screen* são da parede traseira da câmara de combustão, sem aletas e devidamente espaçados para possibilitar a passagem dos gases de combustão para a cavidade e reduzir a incidência da radiação luminosa. A cavidade é uma continuação da câmara de combustão, em forma de paralelepípedo é similar à câmara de combustão. De construção totalmente membranada, contém a superfície convectiva da caldeira composta por superaquecedor e evaporador. O fluxo de gases de combustão na cavidade é vertical e descendente.

O superaquecedor está localizado na cavidade antes do evaporador. As serpentinas são horizontais e drenáveis com fluxo de gases combustão/vapor em contra corrente com troca de calor convectiva. O controle de temperatura do superaquecedor é feito mediante o controle de entrada de bagaço e de ar. O evaporador está localizado na cavidade logo após o superaquecedor e seus tubos estão posicionados horizontalmente.

O economizador está localizado logo após o pré-ar primário e tem como função pré-aquecer a água da caldeira. O trocador de calor do economizador é de fluxo contracorrente com aletas na parte externa dos tubos por onde passa o fluxo de

gases de combustão, sendo que água passa na parte interna dos tubos. A água que entra no economizador vem do desaerador com uma temperatura de 105 °C e sai do economizador com uma temperatura de 170 °C.

O lavador de gases está localizado entre o economizador e os exaustores. O sistema de lavagem é de contato direto entre os gases e a água de lavagem, com a finalidade de separar as cinzas dos gases de combustão. Os gases de combustão são admitidos no lavador de gases através de dutos, nesse trecho *sprays* lavam os gases de combustão provocando um aumento na umidade, uma diminuição na temperatura e conseqüentemente um aumento na densidade. Ao passar pela seção de reversão no lavador de gases, as partículas dispersas nos gases de combustão ficam retidas pela gravidade e pela cortina de água presente nas chapas laterais. Deste ponto, os gases de combustão atingem uma região de velocidade muito baixa e com temperatura reduzida, o que faz que as partículas que não tenham sido retidas na reversão tendam a cair para o cone inferior.

A temperatura de saída dos gases de combustão não deve ser inferior a 100 °C, a fim de evitar a condensação do vapor d'água presente nos gases de combustão e assim evitar a diminuição da vida útil dos dutos de ligação, do exaustor e chaminé. O controle de temperatura dos gases de combustão no lavador de gases é feito através da regulação da pressão da água nos bicos de lavagem. À medida que aumenta a pressão nos bicos há uma diminuição na temperatura e vice-versa. A temperatura da água de lavagem deve estar próxima dos 65 °C. Para auxiliar a retirada dos gases de combustão a caldeira conta com dois exaustores que estão localizados após o lavador de gases e direcionam os gases de combustão para a chaminé.

4.3.2 – Diagrama da Caldeira

No item anterior foi realizada uma descrição do funcionamento da caldeira a ser estudada, a fim de entender o seu funcionamento e a função de cada componente e equipamento da mesma. Para realizar a análise energética e exergética da caldeira foi desenvolvido um diagrama da caldeira mostrando os

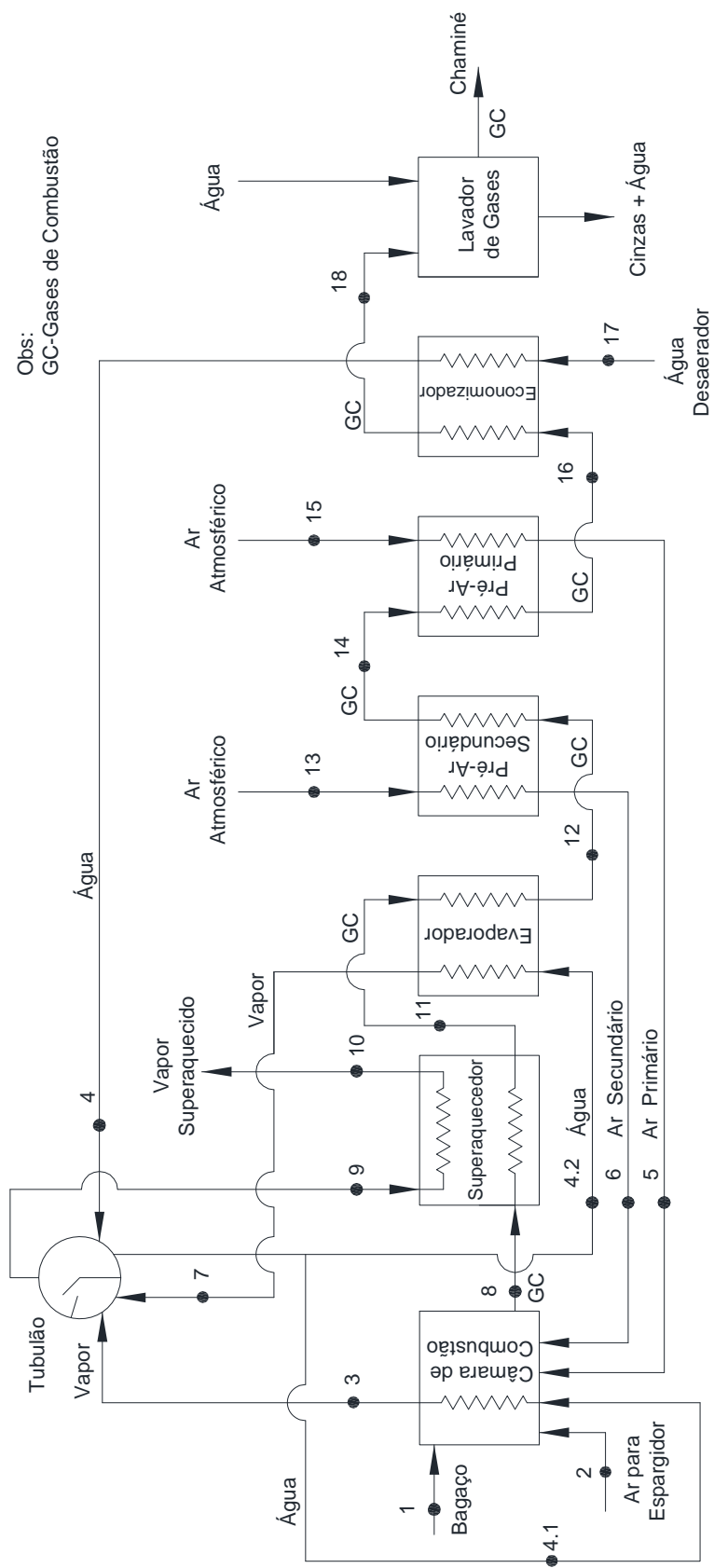


Figura 4.3 - Diagrama da Caldeira.

componentes considerados no estudo e os fluxos de ar, gases de combustão, água e vapor. Conforme discutido na revisão bibliográfica, a maioria das caldeiras analisadas foram divididas em câmara de combustão e trocador de calor. Prezando por uma representação mais realista do funcionamento da caldeira a ser estudada, a mesma será dividida de acordo com os componentes apresentados no item anterior. O tubulão da caldeira e o lavador de gases serão considerados no diagrama, porém, não serão realizados balanços de energia e exergia nos mesmos, visto que no tubulão não ocorrem processos relevantes e pode ser considerado apenas como um acumulador de água e vapor e o lavador de gases tem apenas a função de reter material particulado.

O diagrama de equipamentos da caldeira foi elaborado baseado no fluxo de gases de combustão e no fluxo de vapor. A Figura 4.3 representa o diagrama geral da caldeira a ser estudada. Nos itens seguintes será feita a descrição de cada um dos componentes presentes no diagrama para elucidar seus princípios de funcionamento para posteriormente realizar as análises energética e exérgica.

4.3.3 – Câmara de Combustão

A câmara de combustão com suas respectivas entradas e saídas está representada na Figura 4.4. A câmara de combustão é o componente da caldeira que mais possui entradas.

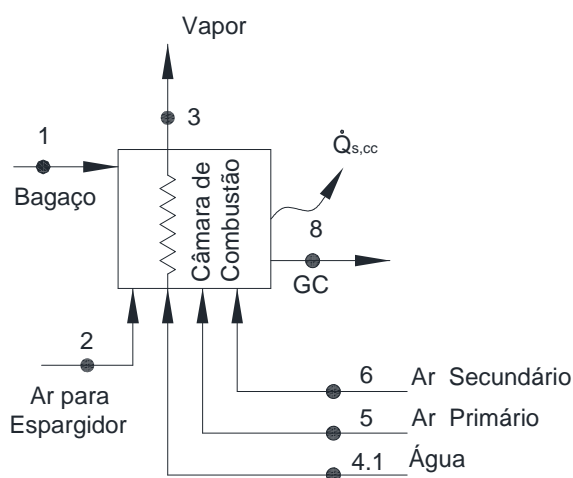


Figura 4.4 - Câmara de combustão.

A água admitida na câmara de combustão (estado 4.1) é proveniente do tubulão. Água é distribuída para as paredes da câmara de combustão através de dois *dowcomers* que estão localizados na parte externa da caldeira. Os *dowcomers* alimentam os coletores inferiores das paredes de água laterais, frontais e traseira da câmara de combustão. Após passar pelas paredes laterais, frontais e traseira da câmara de combustão, a água transforma-se em vapor e é encaminhada para o tubulão (estado 3) que está localizado na parte superior da caldeira. O bagaço proveniente da esteira transportadora (estado 1) é injetado na câmara de combustão com auxílio do espargidor (estado 2, entrada de ar). O ar primário (estado 5) é proveniente do pré-ar primário e é injetado na câmara de combustão por baixo da grelha. O ar secundário (estado 6) é injetado na câmara de combustão através de bicos injetores distribuídos nas paredes de água. Os gases provenientes da combustão saem da câmara de combustão (estado 8) com destino ao superaquecedor.

Como pode ser observada a câmara de combustão possui uma corrente de fluido entre os estados 4.1 e 3 que não se mistura com as demais correntes. As outras correntes entram em combustão originando os gases de combustão. Utilizando a Equação (4.2) para a corrente de fluido entre os estados 4.1 e 3, obtêm-se:

$$\dot{m}_{acc} = \dot{m}_{4,1} = \dot{m}_3 = \dot{m}_{vcc} \quad (4.36)$$

Os estados 1, 2, 5 e 6 se misturam e ocorre a combustão dando origem aos gases de combustão (estado 8). Aplicando a Equação (4.2) nos estados mencionados, obtêm-se:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_8 \quad (4.37)$$

Analisando o volume de controle da câmara de combustão, concluímos que:

$\dot{m}_1 = \dot{m}_{bag}$, $\dot{m}_2 = \dot{m}_{ae}$, $\dot{m}_6 = \dot{m}_{as}$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_{ap}$ e $\dot{m}_8 = \dot{m}_{gc}$. Substituindo esses resultados na Equação (4.37), obtêm-se:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{bag} + \dot{m}_{ae} + \dot{m}_{ap} + \dot{m}_{as} \quad (4.38)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle da câmara de combustão, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,cc} = \dot{m}_{acc} h_{4.1} + \dot{m}_{ae} h_2 + \dot{m}_{bag} PCI + \dot{m}_{as} h_6 + \dot{m}_{ap} h_5 - \dot{m}_{acc} h_3 - \dot{m}_{gc} h_8 \quad (4.39)$$

Aplicando a Equação (4.16) no volume de controle da câmara de combustão e combinando as Equações (4.36) e (4.38) obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,cc} = & \dot{m}_{bag} a_{bag}^q + \dot{m}_{vcc} (a_{f,4.1} - a_{f,3}) + \dot{m}_{ae} a_{f,2} + \dot{m}_{ap} a_{f,5} + \dot{m}_{as} a_{f,6} - \dot{m}_{gc} a_{f,8} \\ & - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,cc}}\right) \dot{Q}_{s,cc} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Inserindo os termos referentes à exergia de fluxo na Equação (4.40) e rearranjando obtêm-se:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,cc} = & \dot{m}_{bag} a_{bag}^q + \dot{m}_{vcc} [(h_{4.1} - h_3) - T_0 (s_{4.1} - s_3)] + \dot{m}_{ae} [(h_2 - h_{0,ar}) - T_0 (s_2 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_{ap} [(h_5 - h_{0,ar}) - T_0 (s_5 - s_{0,ar})] + \dot{m}_{as} [(h_6 - h_{0,ar}) - T_0 (s_6 - s_{0,ar})] \\ & - \dot{m}_{gc} [(h_8 - h_{0,gc}) - T_0 (s_8 - s_{0,gc})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,cc}}\right) \dot{Q}_{s,cc} \end{aligned} \quad (4.41)$$

Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle da câmara de combustão e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{bag} PCI$ e o resultado desejado é $\dot{m}_{vcc} (h_3 - h_{4.1})$, a eficiência de primeira lei para a câmara de combustão é expressa por:

$$\eta_{l,cc} = \frac{\dot{m}_{vcc} (h_3 - h_{4.1})}{\dot{m}_{bag} PCI} \quad (4.42)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle da câmara de combustão e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{bag} a_{bag}^q$ e a exergia recuperada é

$\dot{m}_{vcc}(a_{f,3} - a_{f,4.1})$, a eficiência de segunda lei para a câmara de combustão é expressa por:

$$\eta_{II,CC} = \frac{\dot{m}_{vcc}(a_{f,3} - a_{f,4.1})}{\dot{m}_{bag} a_{bag}^q} \quad (4.43)$$

4.3.4 – Superaquecedor

O superaquecedor com suas respectivas entradas e saídas está representado na Figura 4.5. O vapor proveniente do tubulão (parte superior do tubulão) entra no superaquecedor (estado 9), troca calor com os gases de combustão e sai com destino ao consumo (estado 10) como vapor superaquecido. Os gases provenientes da câmara de combustão entram no superaquecedor (estado 8), trocam calor com vapor e saem com destino ao evaporador (estado 11).

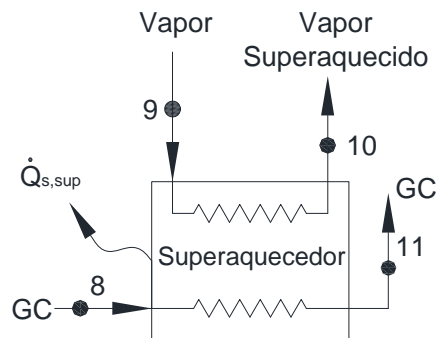


Figura 4.5 – Superaquecedor.

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 9 e 10, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais baixa:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_v \quad (4.44)$$

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 8 e 11, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais alta:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{gc} \quad (4.45)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle do superaquecedor, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,\text{sup}} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} \quad (4.46)$$

Combinando as Equações (4.44) e (4.45) com a Equação (4.46) e rearranjando, obtêm-se:

$$\dot{Q}_{s,\text{sup}} = \dot{m}_{gc} (h_8 - h_{11}) - \dot{m}_v (h_{10} - h_9) \quad (4.47)$$

A Equação (4.47) representa o balanço de energia no superaquecedor. Aplicando a Equação (4.16) ao volume de controle do superaquecedor, obtêm-se a taxa de destruição de exergia:

$$\dot{A}_{d,\text{sup}} = \dot{m}_9 a_{f,9} + \dot{m}_8 a_{f,8} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,\text{sup}}}\right) \dot{Q}_{s,\text{sup}} - \dot{m}_{10} a_{f,10} - \dot{m}_{11} a_{f,11} \quad (4.48)$$

Combinando as Equações (4.44) e (4.45) com a Equação (4.48), obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,\text{sup}} = \dot{m}_v (a_{f,9} - a_{f,10}) + \dot{m}_{gc} (a_{f,8} - a_{f,11}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,\text{sup}}}\right) \dot{Q}_{s,\text{sup}} \quad (4.49)$$

Inserindo os termos referentes à exergia de fluxo na Equação (4.49) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,\text{sup}} = \dot{m}_v [(h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10})] + \dot{m}_{gc} [(h_8 - h_{11}) - T_0 (s_8 - s_{11})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,\text{sup}}}\right) \dot{Q}_{s,\text{sup}} \quad (4.50)$$

A Equação (4.50) representa a taxa de destruição de exergia no superaquecedor. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle do superaquecedor e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{gc} (h_8 - h_{11})$ e o resultado desejado é $\dot{m}_v (h_{10} - h_9)$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{I,\text{sup}} = \frac{\dot{m}_v (h_{10} - h_9)}{\dot{m}_{gc} (h_8 - h_{11})} \quad (4.51)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle do superaquecedor e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{gc} (a_{f,8} - a_{f,11})$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_v (a_{f,10} - a_{f,9})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,\text{sup}} = \frac{\dot{m}_v (a_{f,10} - a_{f,9})}{\dot{m}_{gc} (a_{f,8} - a_{f,11})} \quad (4.52)$$

4.3.5 – Evaporador

O evaporador com suas respectivas entradas e saídas está representado na Figura 4.6. Água proveniente do tubulão entra no evaporador (estado 4.2) troca calor com gases de combustão e sai como vapor saturado com destino ao tubulão (estado 7). É importante ressaltar que a alimentação de água do evaporador é feita através de uma derivação dos *dowcomers* que alimentam as paredes de água da câmara de combustão. Os gases de combustão entram no evaporador (estado 11), trocam calor com a água e saem com destino ao pré-ar secundário (estado 12).

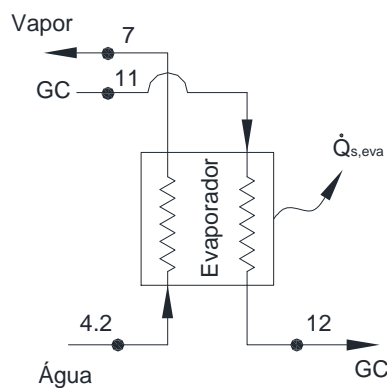


Figura 4.6 – Evaporador.

Aplicando a Equação (4.2) ao fluxo entre os estados 4.2 e 7, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais baixa:

$$\dot{m}_{4,2} = \dot{m}_{aeva} = \dot{m}_7 = \dot{m}_{veva} \quad (4.53)$$

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 11 e 12, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais alta:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{gc} \quad (4.54)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle do evaporador, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,eva} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{4,2}h_{4,2} - \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{12}h_{12} \quad (4.55)$$

Combinando as Equações (4.53) e (4.54) com a Equação (4.55) e rearranjando, obtêm-se:

$$\dot{Q}_{s,eva} = \dot{m}_{veva}(h_{4,2} - h_7) + \dot{m}_{gc}(h_{11} - h_{12}) \quad (4.56)$$

A Equação (4.56) representa o balanço de energia no evaporador. Aplicando a Equação (4.16) no volume de controle do evaporador, obtêm-se o balanço de exergia expresso por:

$$\dot{A}_{d,eva} = \dot{m}_{4,2}a_{f,4,2} + \dot{m}_{11}a_{f,11} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eva}}\right)\dot{Q}_{s,eva} - \dot{m}_7a_{f,7} - \dot{m}_{12}a_{f,12} \quad (4.57)$$

Combinando as Equações (4.53) e (4.54) com a Equação (4.57), obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,eva} = \dot{m}_{veva}(a_{f,4,2} - a_{f,7}) + \dot{m}_{gc}(a_{f,11} - a_{f,12}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eva}}\right)\dot{Q}_{s,eva} \quad (4.58)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica de fluxo na Equação (4.58) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,eva} = \dot{m}_{veva} [(h_{4.2} - h_7) - T_0 (s_{4.2} - s_7)] + \dot{m}_{gc} [(h_{11} - h_{12}) - T_0 (s_{11} - s_{12})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eva}}\right) \dot{Q}_{s,eva} \quad (4.59)$$

A Equação (4.59) representa a taxa de exergia destruída no evaporador. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle do evaporador e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{gc}(h_{11} - h_{12})$ e o resultado desejado é $\dot{m}_{veva}(h_7 - h_{4.2})$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{I,eva} = \frac{\dot{m}_{veva}(h_7 - h_{4.2})}{\dot{m}_{gc}(h_{11} - h_{12})} \quad (4.60)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle do evaporador e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{gc}(a_{f,11} - a_{f,12})$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_{veva}(a_{f,7} - a_{f,4.2})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,eva} = \frac{\dot{m}_{veva}(a_{f,7} - a_{f,4.2})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,11} - a_{f,12})} \quad (4.61)$$

4.3.6 – Pré-ar Secundário

O pré-ar secundário com suas respectivas entradas e saídas está representado na Figura 4.7. Ar atmosférico entra no pré-ar secundário (estado 13), troca calor com os gases de combustão e sai com destino à câmara de combustão (estado 6). Os gases de combustão proveniente do evaporador entram no pré-ar secundário (estado 12) trocam calor com ar atmosférico e saem com destino ao pré-ar primário (estado 14).

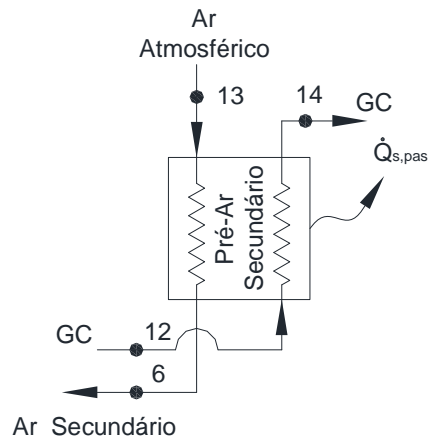


Figura 4.7 – Pré-ar secundário.

Aplicando a Equação (4.2) ao fluxo entre os estados 12 e 14, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais alta, expressa por:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{gc} \quad (4.62)$$

Aplicando a Equação (4.2) ao fluxo entre os estados 13 e 6, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais baixa, expressa por:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 = \dot{m}_{as} \quad (4.63)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle do pré-ar secundário, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,pas} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{14} h_{14} \quad (4.64)$$

Combinando as Equações (4.62) e (4.63) com a Equação (4.64) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{Q}_{s,pas} = \dot{m}_{as} (h_{13} - h_6) + \dot{m}_{gc} (h_{12} - h_{14}) \quad (4.65)$$

A Equação (4.65) representa o balanço de energia no pré-ar secundário. Aplicando a Equação (4.16) no volume de controle do pré-ar secundário, obtêm-se o balanço de exergia expresso por:

$$\dot{A}_{d,pas} = \dot{m}_{13} a_{f,13} + \dot{m}_{12} a_{f,12} - \dot{m}_6 a_{f,6} - \dot{m}_{14} a_{f,14} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pas}}\right) \dot{Q}_{s,pas} \quad (4.66)$$

Combinando as Equações (4.62) e (4.63) com a Equação (4.66), obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,pas} = \dot{m}_{as} (a_{f,13} - a_{f,6}) + \dot{m}_{gc} (a_{f,12} - a_{f,14}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pas}}\right) \dot{Q}_{s,pas} \quad (4.67)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica de fluxo na Equação (4.67) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,pas} = \dot{m}_{as} [(h_{13} - h_6) - T_0 (s_{13} - s_6)] + \dot{m}_{gc} [(h_{12} - h_{14}) - T_0 (s_{12} - s_{14})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pas}}\right) \dot{Q}_{s,pas} \quad (4.68)$$

A Equação (4.68) representa a taxa de destruição de exergia no pré-ar secundário. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle do pré-ar secundário e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{gc}(h_{12} - h_{14})$ e o resultado desejado é $\dot{m}_{as}(h_6 - h_{13})$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{I,pas} = \frac{\dot{m}_{as}(h_6 - h_{13})}{\dot{m}_{gc}(h_{12} - h_{14})} \quad (4.69)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle do pré-ar secundário e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{gc}(a_{f,12} - a_{f,14})$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_{as}(a_{f,6} - a_{f,13})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,pas} = \frac{\dot{m}_{as}(a_{f,6} - a_{f,13})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,12} - a_{f,14})} \quad (4.70)$$

4.3.7 – Pré-ar Primário

O pré-ar primário com suas respectivas entradas e saídas está representado na Figura 4.8. O ar atmosférico é admitido no pré-ar primário (estado 15) troca calor com os gases de combustão e sai com destino à câmara de combustão (estado 5). Gases de combustão proveniente do pré-ar secundário (estado 14) entram no pré-ar primário, trocam calor com ar atmosférico e seguem para o economizador (estado 16).

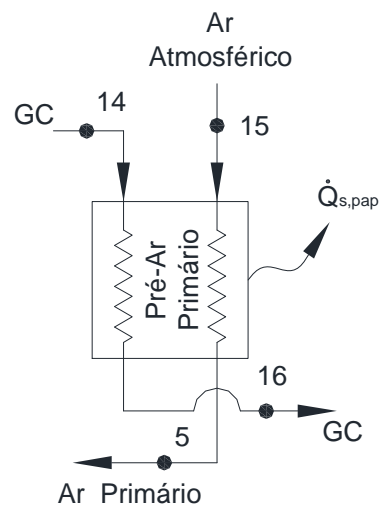


Figura 4.8 – Pré-ar primário.

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 14 e 16, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido com temperatura mais alta, expresso por:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{gc} \quad (4.71)$$

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 15 e 5, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido com temperatura mais baixa, expresso por:

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_5 = \dot{m}_{ap} \quad (4.72)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle do pré-ar primário, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,pap} = \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (4.73)$$

Combinando as Equações (4.71) e (4.72) com a Equação (4.73), obtêm-se:

$$\dot{Q}_{s,pap} = \dot{m}_{ap}(h_{15} - h_5) + \dot{m}_{gc}(h_{14} - h_{16}) \quad (4.74)$$

A Equação (4.74) representa o balanço de energia no pré-ar primário. Aplicando a Equação (4.16) no volume de controle do pré-ar primário, obtêm-se o balanço de exergia expresso por:

$$\dot{A}_{d,pap} = \dot{m}_{14}a_{f,14} + \dot{m}_{15}a_{f,15} - \dot{m}_{16}a_{f,16} - \dot{m}_5a_{f,5} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pap}}\right)\dot{Q}_{s,pap} \quad (4.75)$$

Combinando as Equações (4.71) e (4.72) com a Equação (4.75), obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,pap} = \dot{m}_{gc}(a_{f,14} - a_{f,16}) + \dot{m}_{ap}(a_{f,15} - a_{f,5}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pap}}\right)\dot{Q}_{s,pap} \quad (4.76)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica de fluxo na Equação (4.76) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,pap} = \dot{m}_{gc}[(h_{14} - h_{16}) - T_0(s_{14} - s_{16})] + \dot{m}_{ap}[(h_{15} - h_5) - T_0(s_{15} - s_5)] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,pap}}\right)\dot{Q}_{s,pap} \quad (4.77)$$

A Equação (4.77) representa a taxa de destruição de exergia no pré-ar primário. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle do pré-ar primário e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{gc}(h_{14} - h_{16})$ e o resultado desejado é $\dot{m}_{ap}(h_5 - h_{15})$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{l,pap} = \frac{\dot{m}_{ap}(h_5 - h_{15})}{\dot{m}_{gc}(h_{14} - h_{16})} \quad (4.78)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle do pré-ar primário e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{gc}(a_{f,14} - a_{f,16})$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_{ap}(a_{f,5} - a_{f,15})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,pap} = \frac{\dot{m}_{ap}(a_{f,5} - a_{f,15})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,14} - a_{f,16})} \quad (4.79)$$

4.3.8 – Economizador

O economizador com suas respectivas entradas e saídas está representado na Figura 4.9. Os gases de combustão proveniente do pré-ar primário entram no economizador (estado 16), trocam calor com a água e saem com destino ao lavador de gases (estado 18). A água proveniente do desaerador (estado 17) entra no economizador, troca calor com os gases de combustão e segue para o tubulão (estado 4).

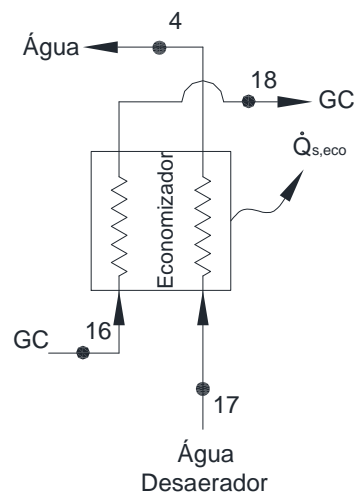


Figura 4.9 – Economizador.

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 16 e 18, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais alta, expresso por:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{gc} \quad (4.80)$$

Aplicando a Equação (4.2) no fluxo entre os estados 17 e 4, obtêm-se o balanço de massa para a corrente de fluido a temperatura mais baixa, expresso por:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_4 = \dot{m}_{\text{agua}} \quad (4.81)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle do economizador obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,eco} = \dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_4h_4 \quad (4.82)$$

Combinando as Equações (4.80) e (4.81) com a Equação (4.82), obtêm-se:

$$\dot{Q}_{s,eco} = \dot{m}_{gc}(h_{16} - h_{18}) + \dot{m}_{\text{agua}}(h_{17} - h_4) \quad (4.83)$$

A Equação (4.83) representa o balanço de energia no economizador. Aplicando a Equação (4.16) no volume de controle do economizador, obtêm-se o balanço de exergia expresso por:

$$\dot{A}_{d,eco} = \dot{m}_{16}a_{f,16} + \dot{m}_{17}a_{f,17} - \dot{m}_{18}a_{f,18} - \dot{m}_4a_{f,4} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eco}}\right)\dot{Q}_{s,eco} \quad (4.84)$$

Combinando as Equações (4.80) e (4.81) com a Equação (4.84), obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,eco} = \dot{m}_{gc}(a_{f,16} - a_{f,18}) + \dot{m}_{\text{agua}}(a_{f,17} - a_{f,4}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eco}}\right)\dot{Q}_{s,eco} \quad (4.85)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica de fluxo na Equação (4.85) e rearranjando obtêm-se:

$$\dot{A}_{d,eco} = \dot{m}_{gc}[(h_{16} - h_{18}) - T_0(s_{16} - s_{18})] + \dot{m}_{\text{agua}}[(h_{17} - h_4) - T_0(s_{17} - s_4)] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eco}}\right)\dot{Q}_{s,eco} \quad (4.86)$$

A Equação (4.86) representa a taxa de destruição de exergia no economizador. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle do economizador e sabendo que o fornecimento de energia necessário é $\dot{m}_{gc}(h_{16} - h_{18})$ e o resultado desejado é $\dot{m}_{agua}(h_4 - h_{17})$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{I,eco} = \frac{\dot{m}_{agua}(h_4 - h_{17})}{\dot{m}_{gc}(h_{16} - h_{18})} \quad (4.87)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle do economizador e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{gc}(a_{f,16} - a_{f,18})$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_{agua}(a_{f,4} - a_{f,17})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,eco} = \frac{\dot{m}_{agua}(a_{f,4} - a_{f,17})}{\dot{m}_{gc}(a_{f,16} - a_{f,18})} \quad (4.88)$$

4.3.9 – Caldeira Global

A fim de realizar uma análise energética e exérgica da caldeira como um todo (câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador) utilizou-se o volume de controle mostrado na Figura 4.10. Deve ser ressaltado que a metodologia de análise termodinâmica de caldeiras considerando o agrupamento da câmara de combustão e trocadores de calor é a forma mais comum encontrada na literatura, conforme trabalhos de Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013) e Saidur, Ahamed e Masjuki (2010). A diferença principal desse trabalho é a subdivisão da caldeira em vários volumes de controle, conforme descrito anteriormente.

O volume de controle representado pela Figura 4.10 engloba câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador.

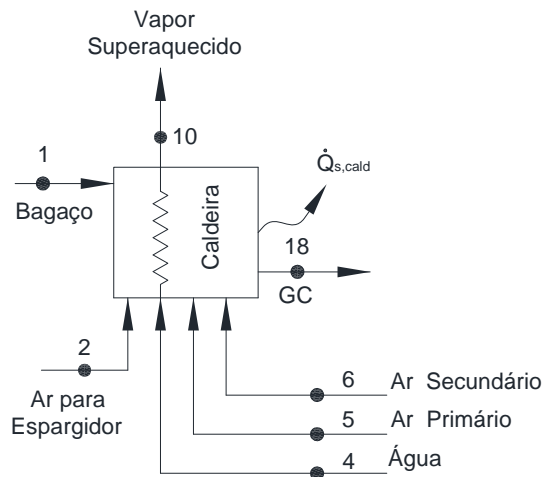


Figura 4.10 – Diagrama da caldeira global.

O lavador de gases não foi considerado visto que sua função é apenas reter material particulado contido nos gases de combustão. As temperaturas consideradas do ar secundário (estado 6) e ar primário (estado 5) são as temperaturas após ter passado pelo pré-ar secundário e pré-ar primário, ou seja, após ter ocorrido a troca de calor entre os gases de combustão e o ar atmosférico nos respectivos equipamentos.

Para os gases de combustão (estado 18), foi considerada a temperatura na saída do economizador. A temperatura da água (estado 4) é a temperatura da água após ter passado pelo economizador, ou seja, após ter ocorrido a troca de calor entre os gases de combustão e água proveniente do desaerador. Todo o vapor produzido pela câmara de combustão e evaporador passa pelo superaquecedor saindo como vapor superaquecido (estado 10) com destino ao consumo.

Como pode ser observado a caldeira possui uma corrente de fluido entre os estados 4 e 10 que não se mistura com as demais. As outras correntes entram em combustão originando os gases de combustão (estado 18). Aplicando a Equação (4.2) entre a corrente de fluido entre os estados 4 e 10, obtêm-se:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_{10} = \dot{m}_v \quad (4.89)$$

Os estados 1, 2, 5 e 6 se misturam e ocorre a combustão dando origem aos gases de combustão (estado 18). Aplicando a Equação (4.2) nos estados mencionados, obtêm-se:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_{18} \quad (4.90)$$

Analisando o volume de controle da caldeira global, concluímos que: $\dot{m}_1 = \dot{m}_{bag}$, $\dot{m}_2 = \dot{m}_{ae}$, $\dot{m}_6 = \dot{m}_{as}$, $\dot{m}_5 = \dot{m}_{ap}$ e $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{gc}$. Substituindo na Equação (4.90), obtêm-se:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{bag} + \dot{m}_{ae} + \dot{m}_{ap} + \dot{m}_{as} \quad (4.91)$$

Aplicando a Equação (4.6) no volume de controle da caldeira global, obtêm-se o balanço de energia expresso por:

$$\dot{Q}_{s,cald} = \dot{m}_{bag} PCI + \dot{m}_{ae} h_2 + \dot{m}_{agua} h_4 + \dot{m}_{ap} h_5 + \dot{m}_{as} h_6 - \dot{m}_v h_{10} - \dot{m}_{gc} h_{18} \quad (4.92)$$

A Equação (4.92) representa o balanço de energia na caldeira global. Aplicando a Equação (4.16) ao volume de controle da caldeira global e combinando as Equações (4.89) e (4.91), obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,cald} = & \dot{m}_{bag} a_{bag}^q + \dot{m}_{ae} a_{f,2} + \dot{m}_{agua} a_{f,4} + \dot{m}_{ap} a_{f,5} + \dot{m}_{as} a_{f,6} \\ & - \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{b,cald}} \right) \dot{Q}_{s,cald} + \dot{m}_v a_{f,10} + \dot{m}_{gc} a_{f,18} \right] \end{aligned} \quad (4.93)$$

Inserindo os termos referentes à exergia específica de fluxo na Equação (4.93) e rearranjando obtêm-se:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,cald} = & \dot{m}_{bag} a_{bag}^q + \dot{m}_v [(h_4 - h_{10}) - T_0 (s_4 - s_{10})] + \dot{m}_{ae} [(h_2 - h_{0,ar}) - T_0 (s_2 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_{ap} [(h_5 - h_{0,ar}) - T_0 (s_5 - s_{0,ar})] + \dot{m}_{as} [(h_6 - h_{0,ar}) - T_0 (s_6 - s_{0,ar})] \\ & - \dot{m}_{gc} [(h_{18} - h_{0,gc}) - T_0 (s_{18} - s_{0,gc})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,cald}} \right) \dot{Q}_{s,cald} \end{aligned} \quad (4.94)$$

A Equação (4.94) representa a taxa de destruição de exergia na caldeira global. Aplicando a Equação (4.20) ao volume de controle da caldeira global e sabendo que

o fornecimento necessário é $\dot{m}_{bag}PCI$ e o resultado desejado é $\dot{m}_v(h_{10} - h_4)$, a eficiência de primeira lei é expressa por:

$$\eta_{I,cald} = \frac{\dot{m}_v(h_{10} - h_4)}{\dot{m}_{bag}PCI} \quad (4.95)$$

Aplicando a Equação (4.21) ao volume de controle da caldeira global e sabendo que a exergia fornecida é $\dot{m}_{bag}a_{bag}^q$ e a exergia recuperada é $\dot{m}_v(a_{f,10} - a_{f,4})$, a eficiência de segunda lei é expressa por:

$$\eta_{II,cald} = \frac{\dot{m}_v(a_{f,10} - a_{f,4})}{\dot{m}_{bag}a_{bag}^q} \quad (4.96)$$

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 – SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL NO EES

O Software utilizado para simular a modelagem termodinâmica da caldeira foi o *Equation Engineering Solver* (EES). Esse software é comercializado pela empresa *F-Chart Software* e possui duas versões: a versão profissional e a comercial. A versão utilizada na simulação dos modelos desse trabalho foi à versão comercial. O EES pode resolver equações diferenciais, equações com variáveis complexas, realizar otimização e fornecer regressão linear e não linear. Há duas características que diferem o EES dos demais softwares para resolução de equações. A primeira o EES automaticamente identifica e agrupa as equações que devem ser resolvidas simultaneamente e a segunda o EES possui muitas funções matemáticas e funções de propriedades termo físicas embutidas úteis para cálculos de engenharia.

O EES possui uma interface amigável com o usuário que o torna um software muito utilizado quando se deseja realizar uma modelagem termodinâmica. Os motivos da escolha do software EES para simular a modelagem desse trabalho foram sua fácil interface e a disponibilidade das propriedades dos fluidos e gases simulados nesse trabalho.

5.2 - DIAGRAMAS DE SANKEY E GRASSMANN

Depois de realizada a simulação da modelagem da caldeira no *Equation Engineer Solver* (EES) foram obtidos diversos resultados para os volumes de controle analisados. A fim de se obter uma melhor interpretação dos resultados obtidos na simulação, podem ser utilizados os diagramas de Sankey e Grassmann para representar graficamente os resultados obtidos. O diagrama de Sankey pode ser utilizado para representar os fluxos de energia de um sistema; já o diagrama de Grassmann, uma variação do diagrama de Sankey, é utilizado para representar os fluxos de exergia de um sistema.

O diagrama de Sankey foi desenvolvido a mais de cem anos atrás pelo engenheiro irlandês Henry Phineas Riall Sankey para analisar a eficiência térmica de máquinas

a vapor e desde então tem sido aplicado para descrever balanços de energia e materiais de sistemas complexos (SCHMIDT, 2008). O diagrama frequentemente foca no fluxo de energia e sua distribuição para várias origens ou sumidouros, representado por setas, sendo a largura de cada uma das setas a representação da magnitude do fluxo de energia. Fluxos de materiais são também frequentemente mostrados a partir de diagramas de Sankey, sendo chamados de gráficos de fluxo de materiais.

O diagrama de Sankey pode ser flexível para diversas áreas e adaptadas às necessidades e condições empíricas. Sendo assim, há muitas formas possíveis de preparar esse gráfico. Sua característica essencial é a representação dos fluxos por meio de setas, ou seja, a largura das setas representa a intensidade do fluxo (SCHMIDT, 2008). O diagrama de Sankey cumpriu um importante papel na análise técnica de plantas na Alemanha nos anos seguintes a primeira guerra mundial, visto que a Alemanha necessitava lidar com seus recursos economicamente. O objetivo era de melhorar o rendimento de energia em processos de grande consumo como produção de cimento, fabricação de vidro ou produção de aço (SCHMIDT, 2008). Desde a década de noventa esse diagrama se tornou comum para avaliação do ciclo de vida de produtos.

Segundo Kotas (1995) o diagrama de Grassmann pode ser considerado como uma adaptação do diagrama de Sankey para a representação dos fluxos de exergia e perdas de um sistema. Para montar os diagramas utilizou-se o software *e!Sankey*. No tópico 5.5 serão demonstrados ambos os diagramas para cada um dos seis volumes de controle analisados bem como para a caldeira global.

5.3 – PARÂMETROS UTILIZADOS NA MODELAGEM

Nesse tópico serão apresentados os parâmetros utilizados na simulação dos volumes de controle. Os parâmetros foram retirados do manual da caldeira. Como o manual não apresenta a contribuição de ar de cada ventilador será realizado os cálculos das contribuições de cada ventilador no tópico 5.3.1.

5.3.1 - Vazões em Massa nos Ventiladores

Como foi visto no Capítulo 4, a caldeira possui um ventilador primário, um ventilador secundário e um ventilador pneumático. Cada um desses ventiladores contribui com uma parcela do ar necessário para a combustão completa do bagaço. Com os dados das características técnicas dos ventiladores realizará os cálculos para saber qual a contribuição de ar de cada ventilador. A Tabela 5.1 representa as vazões mássicas nominais de cada um dos ventiladores da caldeira. As vazões mássicas nominais foram retiradas das características técnicas dos ventiladores presente no manual da caldeira.

Tabela 5.1– Vazões mássicas nominais dos ventiladores.

Equipamento	Vazão mássica [kg/s]
Ventilador primário (VP)	24,4
Ventilador secundário (VS)	29,98
Ventilador pneumático (VPN)	5,57
Total	59,95

No Capítulo 4, obteve-se uma relação ar/bagaço de 3,56 kg de ar por kg bagaço. Sabendo que a vazão mássica de bagaço é de 16,36 kg/s (manual da caldeira) necessita-se de uma vazão mássica de ar de 58,24 kg por segundo para combustão completa do bagaço com excesso de ar de 30%. Utilizando uma regra de três simples com o cálculo percentual obtemos a contribuição de cada ventilador. Os resultados dos cálculos estão representados na Tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Vazões mássicas operacionais de ar dos ventiladores.

Equipamento	Contribuição	Equações	Vazão mássica [kg/s]
VP	0,41	$\dot{m}_{ap} = 0,41 \dot{m}_{ar}$	23,88
VS	0,50	$\dot{m}_{as} = 0,50 \dot{m}_{ar}$	29,12
VPN	0,09	$\dot{m}_{ae} = 0,09 \dot{m}_{ar}$	5,24
Total	1	-	58,24

5.3.2 – Parâmetros da Caldeira

A Tabela 5.3 representa os parâmetros da caldeira utilizados na simulação.

Tabela 5.3 – Parâmetros da caldeira.

Estado	Elemento	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]	Título [-]
1	Bagaço	25	101,32	16,36	-
2	Ar	25	101,32	5,24	-
3	Vapor saturado	218,6	2.255,53	31,97	0,98
4	Água	170	2.255,53	38,89	-
4.1	Água	170	2.255,53	31,97	-
4.2	Água	170	2.255,53	6,92	-
5	Ar	267	101,32	23,88	-
6	Ar	339	101,32	29,12	-
8	GC	715	101,32	75,39	-
9	Vapor saturado	218,6	2.255,53	38,89	0,98
10	Vapor Super	330	2.255,53	38,89	-
11	GC	585	101,32	75,39	-
12	GC	435	101,32	75,39	-
13	Ar	25	101,32	29,12	-
14	GC	334	101,32	75,39	-
15	Ar	25	101,32	23,88	-
16	GC	270	101,32	75,39	-
17	Água	105	2.255,53	38,89	-
18	GC	149	101,32	75,39	-

Algumas informações implícitas utilizadas na simulação serão apresentadas a seguir. O valor do PCI do bagaço considerado na análise foi de 7100,81 kJ/kg considerando a umidade do bagaço de 52 %, esse dado foi obtido do manual da caldeira. Para cálculo das propriedades da cinza (entalpia e entropia específicas) considerou-se calor específico de 0,836 kJ/kg °C, retirado Cortez e Gómez (1998).

5.4 - RESULTADOS NUMÉRICOS OBTIDOS

A Tabela 5.4 apresenta os resultados obtidos com a simulação dos volumes de controle no *software* EES para as variáveis termodinâmicas taxa de destruição de exergia, eficiência de primeira lei da termodinâmica, eficiência de segunda lei da termodinâmica e taxa de transferência de calor perdido. Para os cálculos de exergia dos volumes de controle considerou-se como temperatura de referência $T_0 = 298,15$ K, pressão de referência $p_0 = 101,32$ kPa e temperatura da superfície dos volumes de controle $T_b = 299,15$ K.

Tabela 5.4 – Resultados obtidos com a simulação.

Volume de controle	\dot{A}_d [kW]	η_I [%]	η_{II} [%]	\dot{Q} [kW]
Câmara de combustão	52.410	56,22	16,36	22.370
Superaquecedor	3.995	88,52	58,16	1.622
Evaporador	4.216	89,86	56,73	1.596
Pré-ar secundário	2.585	92,16	53,79	799,7
Pré-ar primário	1.469	93,43	52,03	417,2
Economizador	1.563	92,12	65,34	926,2
Caldeira global	73.696	79,16	23,47	53.928

Como era esperado, a câmara de combustão apresentou a maior taxa de destruição de exergia entre os equipamentos analisados. Isso ocorre devido ao processo de combustão ser um processo altamente irreversível. Em seus estudos Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013) e Saidur, Ahamed e Masjuki (2010) demonstraram que a câmara de combustão é o equipamento que apresenta a maior taxa de destruição de exergia, porém, em seus estudos a caldeira foi dividida em dois volumes de controle (câmara de combustão e trocador de calor).

Os trocadores de calor (superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador) apresentaram eficiências de primeira lei todas próximas de 90 %, coerentes com eficiências de trocadores de calor encontrados na prática de engenharia.

Como era esperada, a eficiência de segunda lei dos volumes de controle apresentaram-se todas inferiores a eficiência de primeira lei. Tanto a eficiência de primeira lei quanto a eficiência de segunda lei medem a eficácia com que o fornecimento necessário é convertido em resultado desejado, porém, a primeira lei realiza em uma base de energia enquanto que a segunda lei em uma base de exergia. Na realidade, a eficiência de primeira lei pode ser relacionada com a eficiência de segunda lei, podendo ser mostrado que esta última é menor do que aquela primeira (ÇENGEL e BOLES, 2006).

O valor da eficiência global da caldeira obtida pela modelagem mostrou-se coerente com o valor do manual da caldeira, que é de 80 %. A eficiência de segunda lei da caldeira global apresentou valor coerente com trabalhos apresentados nas referências bibliográficas, tais como Hernández, Jean e Cerón (2007) e Saidur, Ahamed e Masjuki (2010). Finalmente, de acordo com a Tabela 5.4, a maior taxa de calor perdido ocorre na câmara de combustão.

Do ponto de vista termodinâmica, para todos os equipamentos, uma fonte de irreversibilidades é a taxa de transferência de calor finita entre os equipamentos e o ambiente. Quanto maior a taxa de transferência de calor, maior a irreversibilidade relacionada a essa taxa. Na prática, podem-se utilizar isolantes térmicos para reduzir a taxa de calor perdido e conseqüentemente a taxa de destruição de exergia. Outra fonte de irreversibilidades, também para todos os equipamentos, mesmo que em menor magnitude, é devido a perda de carga dos escoamentos. Uma solução prática para reduzir essas irreversibilidades é a utilização de tubos de baixa rugosidade e a limpeza periódica dos tubos dos trocadores de calor para reduzir a incrustação.

Em particular, para a câmara de combustão, a principal fonte de irreversibilidades é o processo de combustão, que por definição é altamente irreversível. Para os trocadores de calor, isto é, para o superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador, a principal fonte de irreversibilidades é a troca de calor com uma diferença de temperaturas finita entre os fluidos. Em resumo, quando analisados do ponto de vista de volumes de controle independentes, o equipamento que mais contribui para a ineficiência da caldeira é a câmara de combustão, o qual apresenta o maior valor de taxa de destruição de exergia. Esforços no sentido da melhoria da eficiência global da caldeira podem então ser considerados a partir de possibilidades de melhorias nesse equipamento. Fica evidente então a vantagem da

análise da caldeira sob o ponto de vista de volumes de controle independentes, visto a maior facilidade de se identificarem fontes de irreversibilidades.

5.5 – DIAGRAMAS DE SANKEY E GRASSMAN DOS VOLUMES DE CONTROLE

5.5.1 – Câmara de Combustão

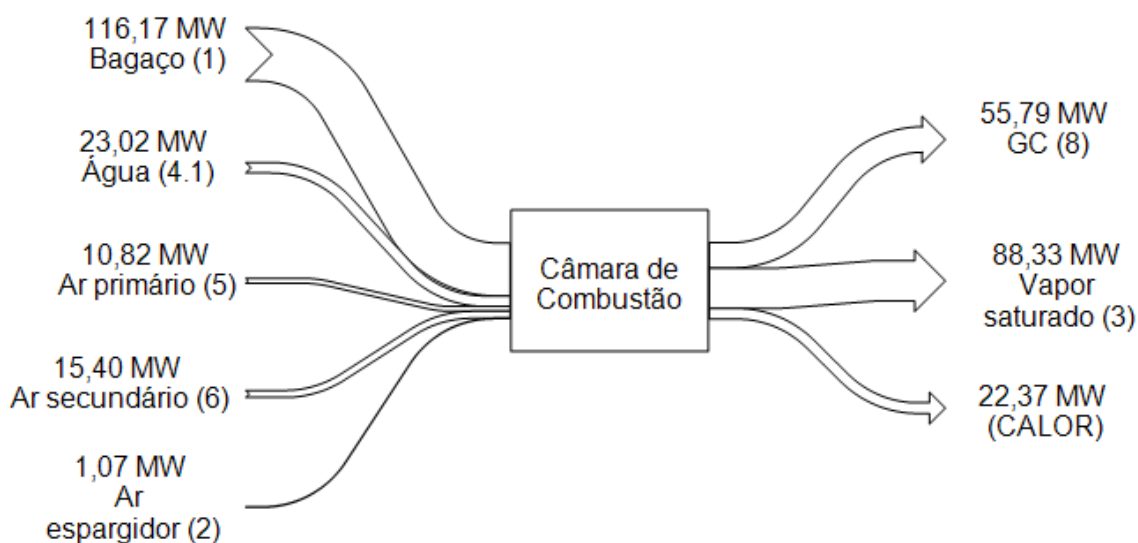


Figura 5.1 – Diagrama de Sankey da câmara de combustão.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.1 correspondem à taxa de energia dos fluxos na câmara de combustão. As taxas de energia que entram na câmara de combustão são:

- 116,17 MW de taxa de energia do fluxo de bagaço;
- 23,02 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação;
- 10,82 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário;
- 15,40 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário e
- 1,07 MW de taxa de fluxo de energia do ar espargidor.

Já as taxas de energia que saem da câmara de combustão são:

- 55,79 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão;
- 88,33 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado) e
- 22,37 MW de taxa de calor perdido pela câmara de combustão.

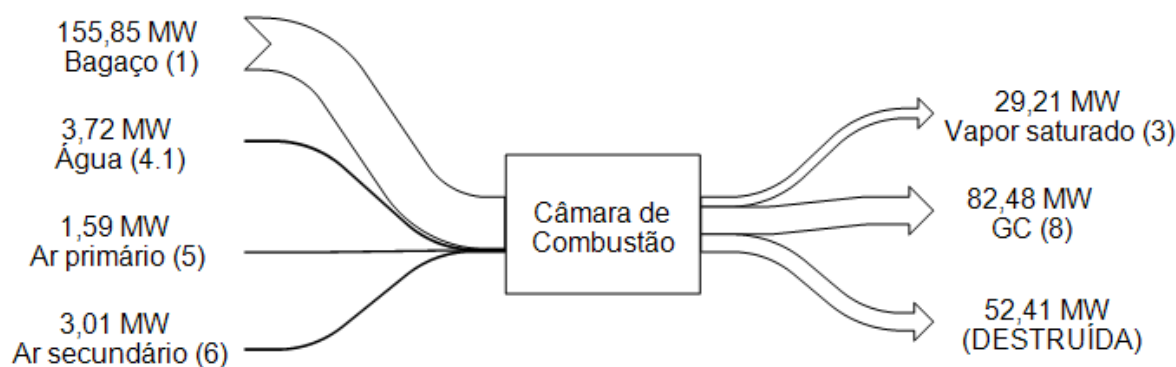


Figura 5.2 – Diagrama de Grassmann da câmara de combustão.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.2 correspondem a taxa de exergia dos fluxos na câmara de combustão. As taxas de exergia que entram na câmara de combustão são:

- 155,85 MW de taxa de exergia do fluxo de bagaço;
- 3,72 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação;
- 1,59 MW de taxa de exergia do fluxo de ar primário e
- 3,01 MW de taxa de exergia do fluxo de ar secundário.

Já as taxas de energia que saem da câmara de combustão são:

- 29,21 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado),
- 82,48 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- 52,41 MW de taxa de exergia destruída na câmara de combustão.

5.5.2 – Superaquecedor

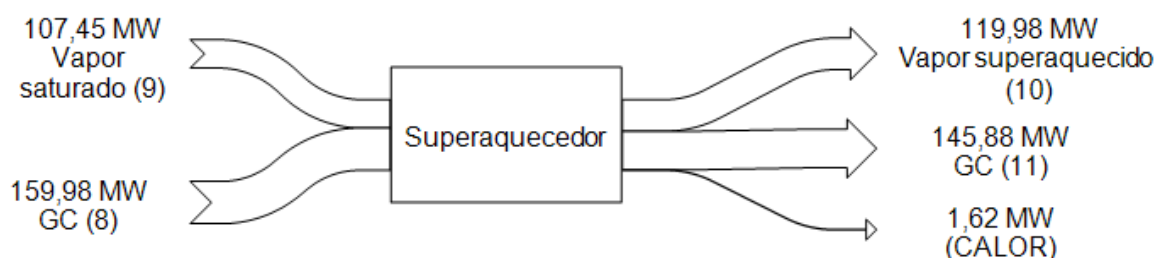


Figura 5.3 – Diagrama de Sankey do superaquecedor.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.3 correspondem à taxa de energia dos fluxos no superaquecedor. As taxas de energia que entram no superaquecedor são:

- 107,45 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado) e

- 159,98 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem do superaquecedor são:

- 145,88 MW taxa de energia do fluxo dos gases de combustão;
- 119,98 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (superaquecido) e
- 1,62 MW de taxa de calor perdido no superaquecedor.

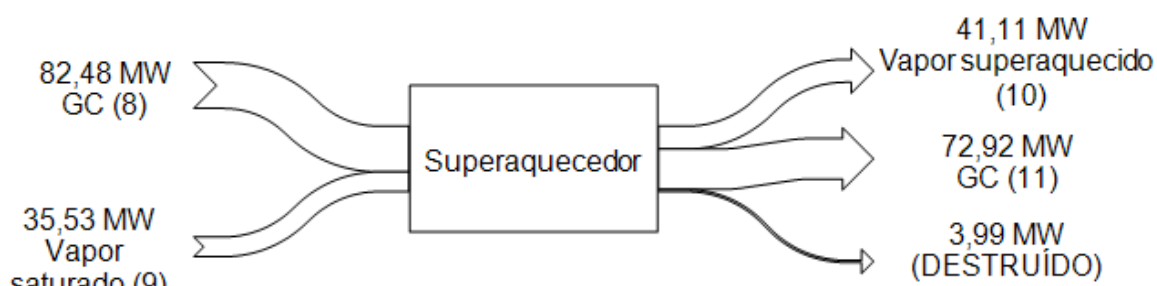


Figura 5.4 – Diagrama de Grassmann do superaquecedor.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.4 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no superaquecedor. As taxas de exergia que entram no superaquecedor são:

- 82,48 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- 35,53 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado).

Já as taxas de exergia que saem do superaquecedor são:

- 41,11 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (superaquecido);
- 72,92 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- 3,99 MW de taxa de exergia destruída no superaquecedor.

5.5.3 – Evaporador

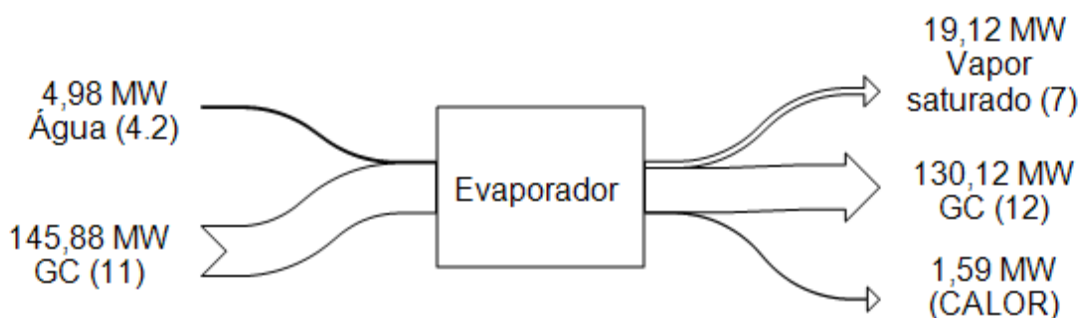


Figura 5.5 – Diagrama de Sankey do evaporador.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.5 correspondem à taxa de energia dos fluxos no evaporador. As taxas de energia que entram no evaporador são:

- 4,98 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação e
- 145,88 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem no evaporador são:

- 19,12 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado);
- 130,12 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- 1,59 MW de taxa de calor perdido no evaporador.

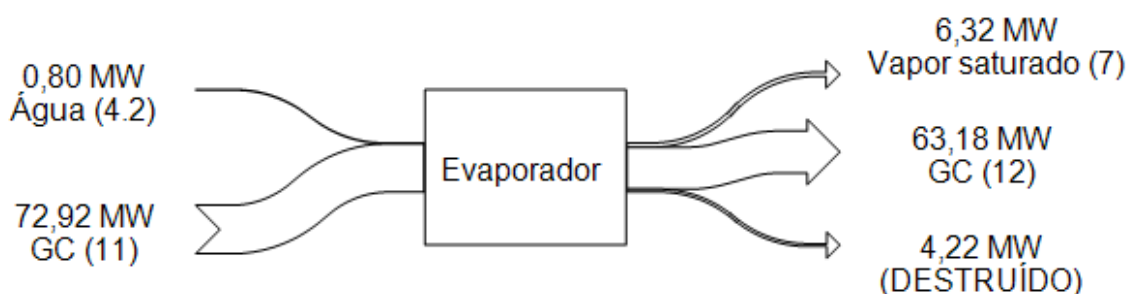


Figura 5.6 – Diagrama de Grassmann do evaporador.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.6 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no evaporador. As taxas de exergia que entram no evaporador são:

- 0,80 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação e
- 72,92 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do evaporador são:

- 6,32 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado);
- 63,18 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- 4,22 MW de taxa de exergia destruída no evaporador.

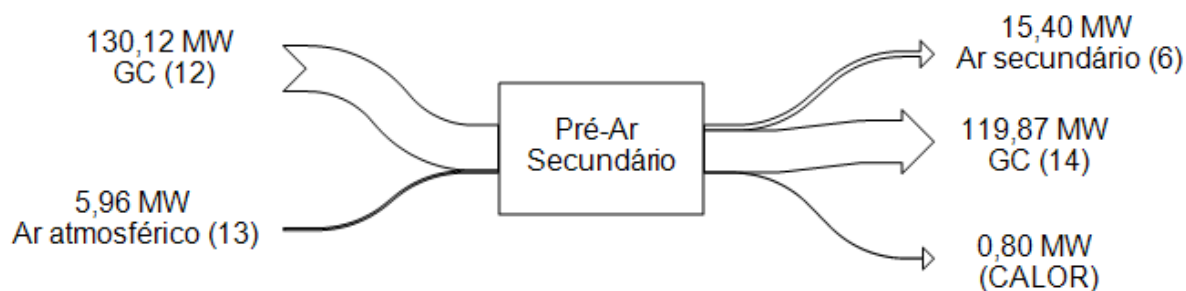


Figura 5.7 – Diagrama de Sankey do pré-ar secundário.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.7 correspondem à taxa de energia dos fluxos no pré-ar secundário. As taxas de energia que entram no pré-ar secundário são:

- 130,12 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- 5,96 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário.

Já as taxas de energia que saem do pré-ar secundário são:

- 15,40 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário;
- 119,87 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- 0,8 MW de taxa de calor perdido pelo pré-ar secundário.

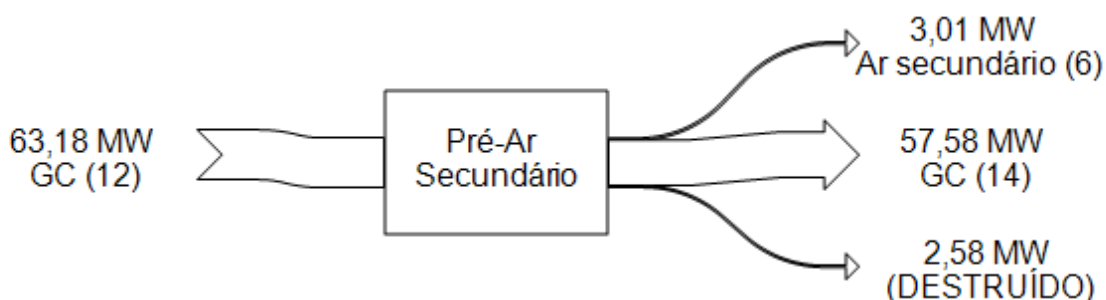


Figura 5.8 – Diagrama de Grassmann do pré-ar secundário.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.8 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no pré-ar secundário. A taxa de exergia que entram no pré-ar secundário é:

- 63,18 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do pré-ar secundário são:

- 3,01 MW de taxa de exergia do fluxo de ar secundário;
- 57,58 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e

- 2,58 MW de taxa de exergia destruída no pré-ar secundário.

5.5.5 – Pré-ar Primário

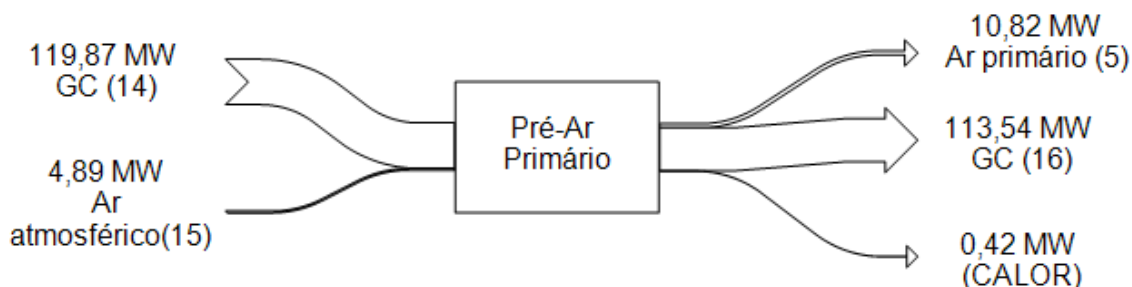


Figura 5.9 – Diagrama de Sankey do pré-ar primário.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.9 correspondem à taxa de energia dos fluxos no pré-ar primário. As taxas de energia que entram no pré-ar secundário são:

- 119,87 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- 4,89 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário.

Já as taxas de energia que saem do pré-ar secundário são:

- 10,82 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário;
- 113,54 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- 0,42 MW de taxa de calor perdido pelo pré-ar primário.

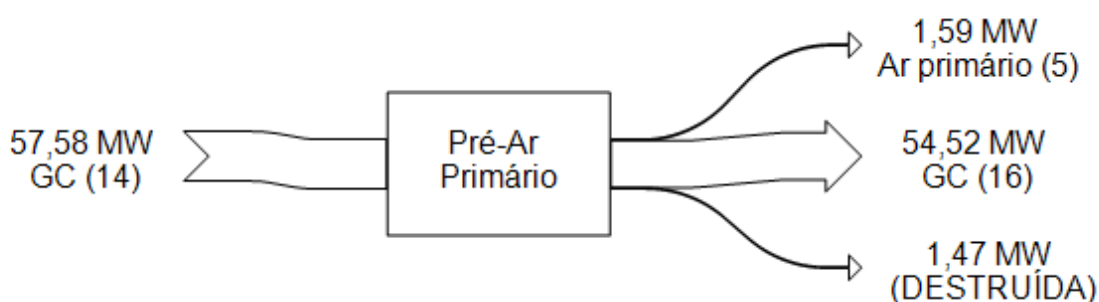


Figura 5.10 – Diagrama de Grassmann do pré-ar primário.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.10 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no pré-ar primário. A taxa de exergia que entram no pré-ar primário é:

- 57,58 de MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do pré-ar primário são:

- 1,59 MW de taxa de exergia do fluxo de ar primário;
- 54,52 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- 1,47 MW de taxa de exergia destruída no pré-ar primário.

5.5.6 – Economizador

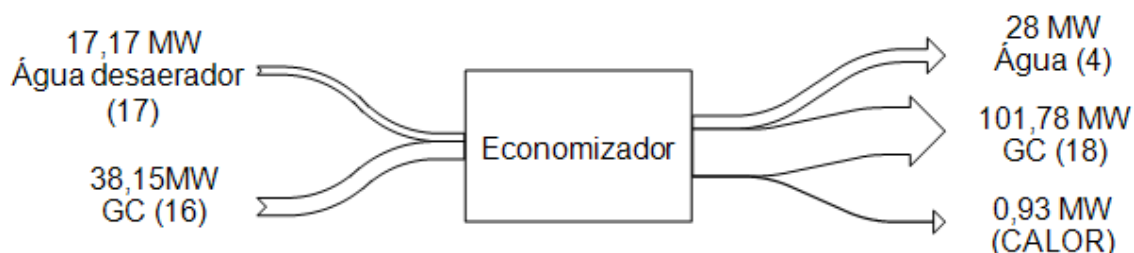


Figura 5.11 – Diagrama de Sankey do economizador.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.11 correspondem à taxa de energia dos fluxos no economizador. As taxas de energia que entram no economizador são:

- 17,17 MW de taxa de energia do fluxo de água do desaerador e
- 38,15 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem no economizador são:

- 28 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação;
- 101,78 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- 0,93 MW de taxa de calor perdido pelo economizador.

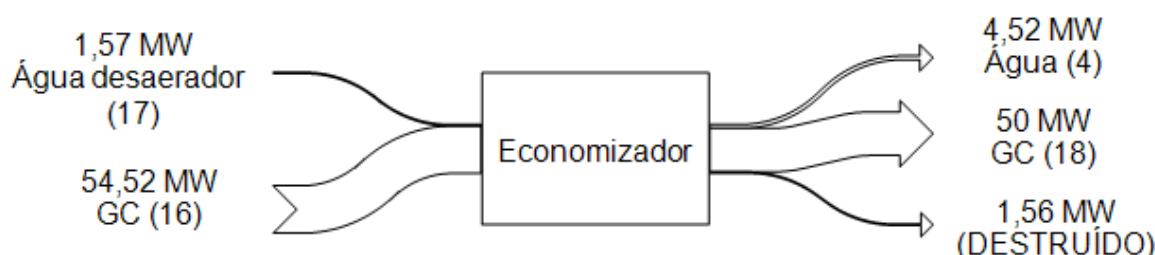


Figura 5.12 – Diagrama de Grassmann do economizador.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.12 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no economizador. As taxas de exergia que entram no economizador são:

- 1,57 MW de taxa de exergia do fluxo de água do desaerador e

- 54,52 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do economizador são:

- 4,52 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação;
- 50 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- 1,56 de taxa de exergia destruída no economizador.

5.5.7 - Caldeira Global

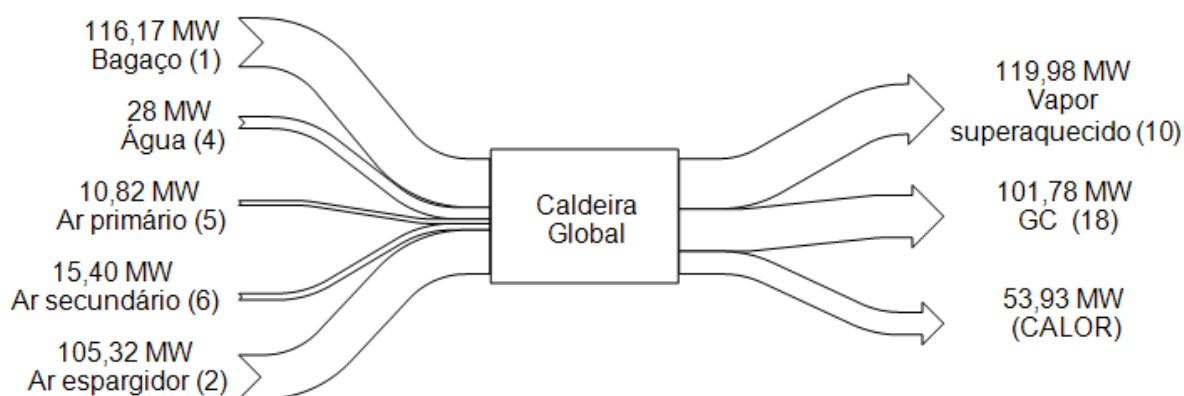


Figura 5.13 – Diagrama de Sankey da caldeira global.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.13 correspondem à taxa de energia dos fluxos na caldeira global. As taxas de energia que entram na caldeira global são:

- 116,17 MW de taxa de energia do fluxo de bagaço;
- 28 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação;
- 10,82 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário;
- 15,40 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário;
- 105,32 MW de taxa de energia do ar espargidor.

Já as taxas de energia que saem da caldeira global são:

- 119,98 MW de taxa de energia do vapor superaquecido;
- 101,78 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- 53,93 MW de taxa de calor perdido pela caldeira global.

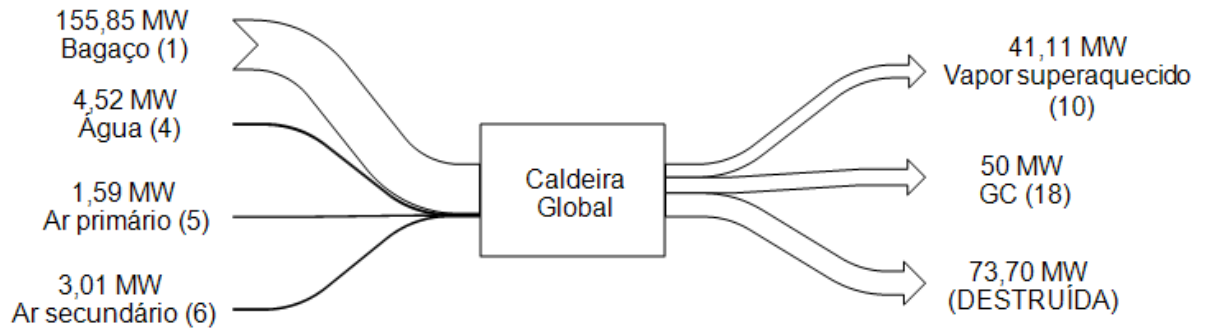


Figura 5.14 – Diagrama de Grassmann da caldeira global.

Os valores apresentados no diagrama da Figura 5.14 correspondem à taxa de exergia dos fluxos na caldeira global. As taxas de exergia que entram na caldeira global são:

- 155,85 MW de taxa de exergia do fluxo de bagaço;
- 4,52 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação;
- 1,59 MW de taxa de exergia do fluxo de ar primário e
- 3,01 MW de taxa de exergia do fluxo de ar secundário.

Já as taxas de exergia que saem da caldeira global são:

- 41,11 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (superaquecido);
- 50 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- 73,7 MW de taxa de destruição de exergia na caldeira global.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Uma metodologia para uma análise termodinâmica para uma caldeira aquatubular operando com bagaço de cana foi desenvolvida. Nesse modelo a caldeira foi dividida em sub-volumes de controle com objetivo de identificar as irreversibilidades presentes em cada um dos volumes de controle para que assim esforços possam ser feitos para melhorar suas eficiências. Os resultados obtidos da modelagem mostraram-se coerentes com a teoria e com os trabalhos apresentados na referência bibliográfica.

A análise global da caldeira comprovou também a eficiência de primeira lei da termodinâmica apresentada pelo prontuário da caldeira e a eficiência de segunda lei apresentou-se coerente com os trabalhos de Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013) e Saidur, Ahamed e Masjuki (2010) apresentados na referência bibliográfica.

Como era esperado, a câmara de combustão apresentou a maior taxa de destruição de exergia entre os equipamentos analisados. O motivo por ser o equipamento com a maior taxa de destruição de exergia é devido ao processo de combustão, que por definição é altamente irreversível. Os trocadores de calor (superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador) apresentaram eficiências de primeira lei próximas de 90 %, coerentes com eficiências de trocadores de calor encontrados na prática de engenharia. Como era esperado, a eficiência de segunda lei dos volumes de controle apresentaram-se todas inferiores a eficiência de primeira lei.

O valor da eficiência global da caldeira obtido pela modelagem mostrou-se coerente com o valor do manual da caldeira, que é de 80 %. Dessa forma, espera-se que esse trabalho sirva como uma ferramenta a mais além das que existem para a análise de caldeiras, possibilitando o projeto de caldeiras aquatubulares mais eficientes.

Para trabalhos futuros, os seguintes tópicos podem ser desenvolvidos:

- Utilizar do conceito desenvolvido nesse trabalho (divisão da caldeira em sub-volumes de controle) para outros tipos de caldeiras e/ou que utilizam outros tipos de combustíveis;

- Utilizar do conceito desenvolvido nesse trabalho (divisão da caldeira em sub-volumes de controle) avaliando os resultados (eficiências e taxas de destruição de exergia) com a variação da umidade do bagaço;
- Considerar a combustão incompleta do bagaço na modelagem;
- Considerar ar úmido na modelagem;
- Realizar um estudo termoeconômico baseado nos resultados obtidos nesse trabalho;
- Realizar um estudo de viabilidade de aproveitamento de energia térmica contido nos gases de combustão na saída do economizador utilizando um ciclo de Rankine orgânico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARNAO, J. H. S.; NEBRA, S. A. First and second law to analyze the performance of bagasse boilers. **International Journal of Thermodynamics**, v. 14, p. 51-58, 2011.

BARROSO, J. et al. On the optimization of boiler efficiency using bagasse as fuel. **Fuel**, v. 82, p. 1451-1463, 2003.

CAMPO, E. R. B. **Avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina vale do rosário**. 1999. 280 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CORTEZ, L. A. B.; GÓMEZ, E. O. A method for exergy analysis of sugarcane bagasse boilers. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 15, 1998.

COLOMBRES, F. J. F. et al. Rendimiento térmico de calderas bagaceras modernas en Tucumán, R. Argentina. **Revista Industrial y Agrícola de Tucumán**, v. 88, p.41-49, 2011.

COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO (CONAB). **A geração termelétrica com a queima do bagaço de cana-de-açúcar no Brasil: Análise do desempenho da safra 2009-2010**. 2011. Disponível em: http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/11_05_05_15_45_40_geracao_termo_baixa_res..pdf> Acesso em: 28 set. 2013.

DANTAS, D. N. **Uso da biomassa da cana-de-açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exérgica e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleirass do interior paulista**. 2010. 112 f. Dissertação (Mestrado em Ciências da Engenharia Ambiental) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

EES. Equation Engineering Solver. Commercial Version (6.883-3D). F-Chart Software, 2003.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Balço energético nacional 2012:** ano base 2011. Rio de Janeiro, 2012. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/galerias/arquivos/publicacoes/BEN/2_-_BEN_-_Ano_Base/1_-_BEN_Portugues_-_Inglxs_-_Completo.pdf> Acesso em: 28 set. 2013.

FIOMARI, M. C. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão.** 2004. 130 f. Dissertação (Mestrado em Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

FIOMARI, M. C. et al. **Análise termodinâmica e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira que produz excedente de energia para comercialização.** In: VI Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural, 2006, Campinas. Anais do VI Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural, 2006.

GOLATO, M. A. et al. Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor. **Revista Industrial y Agrícola de Tucumán**, v. 85, p.17-31, 2008.

HERNÁNDEZ, J. J. M.; JEAN, M. L. G. P.; CERÓN, J. R. M. Aplicación del método exergético para determinar pérdidas separadas e irreversibilidades em calderas bagaceiras. **Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica**, 8, Cusco, Perú, 2007. Disponível em: <<http://www.congreso.pucp.edu.pe/cibim8/pdf/29/29-13.pdf>> Acesso em: 04 dez. 2013.

HUGOT, E. **Handbook of cane sugar engineering.** 3 ed. Amsterdam: Elsevier, 1986.

KAMATE, S. C.; GANGAVATI, P. B. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1187-1194, 2009.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Florida: Krieger Publishing Company, 1985.

LI, Y.; LIU, L. Exergy analysis of 300 MW coal-fired power plant. **Energy Procedia**, v. 17, p. 926-932, 2012.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**, v. 1. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2004.

LOZANO, M. A. **Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor em centrales térmicas**. Tesis Doctoral. Universidad de Zaragoza, 1987.

MACHADO, F. B. P. **Açúcar, a doce terra-História do setor**. 2003. Disponível em: <http://ag20.cnptia.embrapa.br/Repositorio/historia_da_cana_000fhc62u4b02wyiv80efhb2attuk4ec.pdf>. Acesso em: 27 jan. 2014.

MARTIN, L. F. S. **Análise exergética da cogeração a partir de resíduos da cana-de-açúcar em usinas sucroalcooleiras**. 2005. 217 f. Dissertação (Mestrado em Ciências e Técnicas Nucleares) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

MIRANDA, L. L. D.; VASCONCELOS, A. C. M.; LANDELL, G. A. **Cana-de-açúcar**. Campinas: Instituto Agrônômico, 2008.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NAGAOKA, M. P. T. **A comercialização da energia elétrica cogerada pelo setor sucroalcooleiro em regiões do estado de São Paulo**. 2002. 82 f. Dissertação (Mestrado em Agronomia) – Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2002.

OHIJEAGBON, I. O.; WAHEED, M. A.; JEKAYINFA, S. O. Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers. **Energy**, v. 53, p. 153-164, 2013.

PERA, H. **Geradores de vapor**. 2 ed. São Paulo: Editora Fama, 1990.

QUEIROZ, W. F. **Análise energética e exérgica do ciclo Rankine de cogeração de uma usina de cana-de-açúcar**. 2012. 62 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Sergipe, São Cristóvão, 2012.

REGULAGADDA, P.; DINCER, I.; NATERER, G. F. Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 970-976, 2010.

SAIDUR, R.; AHAMED, J. U.; MASJUKI, H. H. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Police**, v. 38, p. 2188-2197, 2010.

SCHMIDT, M. The Sankey diagram in energy and material flow management. **Journal of industrial ecology**. v. 12, n. 1, p. 82-94, 2008.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988.

South African Sugar Technologists' Association (SASTA). **Boilers, boiler fuel and boiler efficiency**. South Africa, 2001. Disponível em:< http://www.sasta.co.za/wp-content/uploads/Proceedings/2000s/2001_wienese_BOILERS,%20BOILER%20FUEL%20AND.pdf>. Acesso em: 08 jan. 2014.

TORREIRA, R. P. **Geradores de vapor**. São Paulo: Companhia Melhoramentos, 1995.

UCHÔA, T. B. et al. **Análise termodinâmica e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira que produz excedente de bagaço para comercialização.** In: VI Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural, 2006, Campinas. Anais do VI Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural, 2006.

União da Indústria de Cana-de-Açúcar (UNICA). **Bioeletricidade: A energia verde e inteligente do Brasil.** 2011. Disponível em: <
<http://www.unica.com.br/documentos/publicacoes/pag=1>>. Acesso em: 31 jan. 2014.