

**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA
UTILIZANDO REDES NEURAS ARTIFICIAIS**

ANDRÉ LUIZ SALVAT MOSCATO

BAURU - SP
2019



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU**



**ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA
UTILIZANDO REDES NEURAS ARTIFICIAIS**

André Luiz Salvat Moscato

Orientador: Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira

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

BAURU - SP
2019

Moscato, André Luiz Salvat.

Análise exergética de uma caldeira de biomassa
utilizando redes neurais artificiais / André Luiz
Salvat Moscato, 2019

114 f. : il.

Orientador: Santiago del Rio oliveira

Tese (Doutorado)-Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2019

1. Caldeira. 2. Biomassa. 3. Borra de café. 4.
Exergia. 5. RNA. I. Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de E. II. Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA TESE DE DOUTORADO DE ANDRE LUIZ SALVAT MOSCATO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 05 dias do mês de julho do ano de 2019, às 09:30 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. DELSON LUIZ MODOLO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. ELSON AVALLONE do(a) Departamento de Indústria / Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo (IFSP) - Câmpus de Catanduva/SP, Prof. Dr. PAULO CESAR MIORALLI do(a) Departamento de Indústria / Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo (IFSP) - Câmpus de Catanduva/SP, Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da TESE DE DOUTORADO de ANDRE LUIZ SALVAT MOSCATO, intitulada **ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA UTILIZANDO REDES NEURAIS ARTIFICIAIS**. 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. DELSON LUIZ MODOLO 

Prof. Dr. ELSON AVALLONE 

Prof. Dr. PAULO CESAR MIORALLI 

Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO 

“A ciência atua na fronteira entre o conhecimento e a ignorância sem medo de admitir que não sabemos. Não há nenhuma vergonha nisso. A única vergonha é fingir que temos todas as respostas.”.

(Neil deGrasse Tyson)

AGRADECIMENTOS

A Deus pela vida, por me iluminar e guiar no meu caminho, dando-me motivação e equilíbrio necessário diante das dificuldades para realização de trabalho.

À minha esposa, Larissa Wolski Rennó Moscato, pelo seu amor, paciência e companheirismo de todas as horas, principalmente, nos momentos mais difíceis, que não foram raros durante a realização deste trabalho. Sou grato por todos os carinhos e sorrisos dedicados a mim, e em especial pelas palavras sempre bem colocadas, me acalmando e fazendo acreditar que chegaria ao final desta difícil, mas gratificante etapa de minha vida.

Aos meus pais, Darci Moscato e Marinice da Silva Salvat Moscato, meu irmão, Bruno Salvat Moscato, pelos cuidados, amor e carinho destinados a mim. Agradeço pelo suporte, motivação e dedicação não só nesta dura etapa, mas em todos os momentos da minha vida tanto pessoal quanto profissional, renunciando seus sonhos para que eu alcançasse os meus.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Santiago del Rio Oliveira, a quem tenho o mais profundo respeito e admiração, exemplo de ética e profissionalismo, tratando me sempre com cordialidade, respeito e paciência em todos os momentos. Sou grato pelos conselhos, e principalmente, por acreditar que eu poderia realizar este trabalho. Inspirando-me na sua conduta, sigo a carreira de docente tentando mudar a vida de meus estudantes como este Professor mudou a minha.

Aos Profs. Dr. Alcides Padilha, Dr. Vicente Luiz Scalon e Dr. Celso Luiz da Silva pelos ensinamentos que foram de grande valia tanto para vida profissional quanto pessoal.

Ao Instituto Federal do Paraná e de maneira especial ao *campus* Jacarezinho e seus servidores, pela oportunidade e suporte para realização deste trabalho.

Aos meus amigos e companheiros de trabalho, Instituto Federal do Paraná, Prof. Dr. Ricardo Breganon, Prof. Dr. Luís Fabiano Barone Martins, Prof. Dr. João Paulo Lima Silva de Almeida, Prof. Me. Gustavo Henrique Bazan e ao Técnico Fernando Sabino Fonteque Ribeiro com quem muitas vezes conversei e recebi conselhos, apoio e motivação para realização deste trabalho. Expresso aqui minha gratidão especial ao Prof. Me. João Paulo Lima Silva de Almeida e Prof. Me.

Gustavo Henrique Bazan, que contribuíram com seus conhecimentos, sendo essenciais para realização deste trabalho.

À companhia Iguazu de café solúvel pela oportunidade de realizar este trabalho em suas instalações e disponibilidade de seus colaboradores. Em especial aos seus colaboradores Ericsson Bernadino e Jaime Luiz Busquim que foram fundamentais para elaboração deste trabalho, auxiliando no entendimento do processo e fornecendo os dados necessários para realização deste trabalho. Ao colaborador Everton da Silva, juntamente com seus estagiários, pela aquisição dos dados do processo, que com toda certeza foi extremamente trabalhoso. Por fim, à colaboradora Lucimara Salvat Vanini, que acreditou neste trabalho e iniciou os contatos necessários para sua realização.

À minha esposa, meus familiares e mestres.

SIMBOLOGIA

<i>a</i>	Exergia específica [kJ/kg]
\dot{A}	Taxa de exergia [kW]
<i>C</i>	Teor de carbono da biomassa [adimensional]
<i>Cinzas</i>	Teor cinzas presente na biomassa [adimensional]
<i>FE</i>	Fator exergético [adimensional]
<i>FP</i>	Falta de produtividade [adimensional]
<i>IR</i>	Irreversibilidade relativa [adimensional]
<i>h</i>	Entalpia específica [kJ/kmol]
<i>H</i>	Teor de hidrogênio da biomassa [adimensional]
<i>IR</i>	Irreversibilidade relativa [adimensional]
<i>N</i>	Teor de nitrogênio da biomassa [adimensional]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
<i>M</i>	Massa molar [kg/kmol]
<i>O</i>	Teor de oxigênio obtido da biomassa [adimensional]
<i>p</i>	Pressão [kPa]
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
<i>PCS</i>	Poder calorífico superior [kJ/kg]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [kW]
<i>R</i>	Razão [adimensional]
<i>s</i>	Entropia específica [kJ/(kmol·K)]
<i>S</i>	Teor de enxofre obtido na análise elementar [adimensional]
<i>Sn</i>	Valor da leitura de um sensor presente na caldeira
<i>T</i>	Temperatura [K]
<i>TEC</i>	Taxa de esgotamento de combustível [adimensional]
<i>w</i>	Teor de umidade presente na biomassa obtido pela análise imediata [adimensional]
<i>x</i>	Número de mols [mols]
<i>Y</i>	Fração mássica [adimensional]
<i>y</i>	Fração molar [adimensional]

Símbolos gregos

α	Constante de proporção de borra de café na biomassa [adimensional]
β	Constante de proporção de cavaco de eucalipto na biomassa [adimensional]
ε	Constante de proporção de ar secundário [adimensional]
η	Eficiência térmica [adimensional]
λ	Excesso de ar [adimensional]
μ	Coefficiente da exergia química da biomassa [adimensional]
ν	Constante de proporção de ar primário [adimensional]
ρ	Constante de proporção de água da câmara de combustão [adimensional]

Subscritos

0	Referente ao ambiente
<i>Abs</i>	Referente a absoluto
<i>Água</i>	Referente à corrente de água da caldeira
<i>Ar</i>	Referente ao ar
<i>Ar</i> ^{1°}	Referente ao ar primário
<i>Ar</i> ^{2°}	Referente ao ar secundário
<i>b</i>	Referente à fronteira [kJ/kg]
<i>B.C.</i>	Referente à borra de café
<i>Bio</i>	Referente à biomassa
<i>Cinzas</i>	Referente às cinzas
<i>C</i>	Referente ao carbono
<i>Cald</i>	Referente à caldeira
<i>Com</i>	Referente à combustível
<i>Comb</i>	Referente à combustão
<i>CO₂</i>	Referente ao dióxido de carbono
<i>C.E.</i>	Referente ao cavaco de eucalipto
<i>C.C.</i>	Referente à câmara de combustão

<i>d</i>	Referente a destruição
<i>Ec</i>	Referente ao economizador
<i>Ev</i>	Referente ao evaporador
<i>Eq</i>	Referente ao equipamento
<i>F</i>	Referente a físico
<i>G.C.</i>	Referente aos gases de combustão
<i>H</i>	Referente ao hidrogênio
<i>II</i>	Referente ao balanço de segunda Lei
<i>N</i>	Referente ao nitrogênio
<i>O</i>	Referente ao oxigênio
<i>P.A.</i>	Referente ao pré-aquecedor de ar
<i>Prod</i>	Referente aos produtos
<i>Reag</i>	Referente aos reagentes
<i>ref</i>	Referente à referência
<i>Q</i>	Referente à química
<i>s</i>	Referente ao estado sólido
<i>T</i>	Referente ao Total
<i>Vapor</i>	Referente à corrente de vapor da caldeira
<i>w</i>	Referente à água
<i>wsc</i>	Referente à presença de água e sem cinzas

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Neurônio natural e modelo simplificado.	8
Figura 1.2 – RNA não recorrente.	9
Figura 1.3 – Rede neural recorrente de Hopfield.	9
Figura 3.1 – Composição típica da madeira e seus pré-tratados e do carvão, bem como seus respectivos PCI	24
Figura 3.2 – Diagrama esquemático do processo de combustão em grelha do combustível sólido	25
Figura 3.3 – Análise elementar ilustrativa típica da madeira e carvão.	26
Figura 3.4 – Vista em corte da caldeira.	34
Figura 3.5 – Diagrama esquemático da caldeira.	34
Figura 3.6 – Diagrama esquemático da câmara de combustão.	35
Figura 3.7 – Diagrama esquemático do evaporador.	42
Figura 3.8 – Diagrama esquemático do economizador.	44
Figura 3.9 – Diagrama esquemático do pré-aquecedor de ar.	46
Figura 3.10 – Diagrama esquemático da caldeira (global).	56
Figura 4.1 – Proposta de utilização das RNA's na modelagem da caldeira de biomassa.	62
Figura 4.2 – Diagrama da caldeira juntamente com estados de suas correntes.	62
Figura 4.3 – Arquitetura de treinamento.	64
Figura 4.4 – Comparação das saídas desejadas e da rede.	68
Figura 4.5 – Erro da RNA.	69
Figura 5.1 – Metodologia para obtenção dos resultados.	73
Figura 5.2 – Taxa de perda de calor como função do excesso de oxigênio na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	75
Figura 5.3 – Eficiência térmica como função do excesso de oxigênio na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	77
Figura 5.4 – Taxa de destruição de exergia como função do excesso de oxigênio na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	77
Figura 5.5 – Eficiência exérgica como função do excesso de oxigênio na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	78
Figura 5.6 – Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia como função do excesso de oxigênio em uma análise global da caldeira.	79

Figura 5.7 – Eficiência térmica e eficiência exergética como função do excesso de oxigênio em uma análise global da caldeira.	79
Figura 5.8 – Taxa de esgotamento de combustível como função do excesso de oxigênio nos equipamentos.	80
Figura 5.9 – Irreversibilidade relativa como função do excesso de oxigênio nos equipamentos.	81
Figura 5.10 – Falta de produtividade como função do excesso de oxigênio nos equipamentos.	82
Figura 5.11 – Fator exergético como função do excesso de oxigênio nos equipamentos.	83
Figura 5.12 – Taxa de perda de calor como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	85
Figura 5.13 – Eficiência térmica como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	86
Figura 5.14 – Taxa de destruição de exergia como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	86
Figura 5.15 – Eficiência exergética como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	87
Figura 5.16 – Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia como função da umidade da borra de café em uma análise global da caldeira.	88
Figura 5.17 – Eficiência térmica e eficiência exergética como função da umidade da borra de café em uma análise global da caldeira.	88
Figura 5.18 – Taxa de esgotamento de combustível como função da umidade da borra de café nos equipamentos.	89
Figura 5.19 – Irreversibilidade relativa como função da umidade da borra de café nos equipamentos.	90
Figura 5.20 – Falta de produtividade como função da umidade da borra de café nos equipamentos.	90
Figura 5.21 – Fator exergético como função da umidade da borra de café nos equipamentos.	91
Figura 5.22 – Taxa de perda de calor como função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.	93

- Figura 5.23 – Eficiência térmica como função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar. 94
- Figura 5.24 – Taxa de destruição de exergia como função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar. 94
- Figura 5.25 – Eficiência exergética como função da umidade de cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar. 95
- Figura 5.26 – Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia como função da umidade do cavaco de eucalipto em uma análise global da caldeira. 96
- Figura 5.27 – Eficiência térmica e eficiência exergética como função da umidade do cavaco de eucalipto em uma análise global da caldeira. 96
- Figura 5.28 – Taxa de esgotamento de combustível como função da umidade do cavaco de eucalipto nos equipamentos. 97
- Figura 5.29 – Irreversibilidade relativa como função da umidade do cavaco de eucalipto nos equipamentos. 98
- Figura 5.30 – Falta de produtividade como função da umidade do cavaco de eucalipto nos equipamentos. 99
- Figura 5.31 – Fator exergético como função da umidade do cavaco de eucalipto nos equipamentos. 99

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Composição elementar da biomassa (base seca).	28
Tabela 3.2 – Comparação entre o PCI calculado (PCI_w) e do PCI encontrado na literatura (PCI_{ref}).	38
Tabela 4.1 – Lista de variáveis com suas respectivas nomenclaturas de entrada e saída da RNA.	65
Tabela 4.2 – Camadas e neurônios para cada saída no treinamento de excesso de O_2 .	66
Tabela 4.3 – Camadas e neurônios para cada saída no treinamento da borra de café.	67
Tabela 4.4 – Camadas e neurônios para cada saída no treinamento do cavaco de Eucalipto.	67
Tabela 5.1 – Tabela de equivalências de nomenclatura.	72
Tabela 5.2 – Parâmetros de operação da caldeira.	72
Tabela 5.3 – Dados das entradas das RNA's treinadas, para o excesso de oxigênio variável.	74
Tabela 5.4 – Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's, com excesso de oxigênio variável.	75
Tabela 5.5 – Dados das entradas das RNA's treinadas, para a umidade da borra de café variável.	84
Tabela 5.6 – Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's, com umidade da borra de café variável.	84
Tabela 5.7 – Dados das entradas das RNA's para treinadas, umidade o cavaco de eucalipto variável.	92
Tabela 5.8 – Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's, com umidade do cavaco de eucalipto variável.	92
Tabela 5.9 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros termodinâmicos observados nos equipamentos como função de cada entrada.	100
Tabela 5.10 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros termodinâmicos observados na análise global como função de cada entrada.	100
Tabela 5.11 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros produtivos observados nos equipamentos como função de cada entrada.	101

MOSCATO, A. L. S. **Análise exergética de uma caldeira de biomassa utilizando redes neurais artificiais**. 2019. 114f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, 2019.

RESUMO

Neste trabalho é realizada uma análise exergética de uma caldeira de biomassa baseada nas redes neurais artificiais. A caldeira de biomassa em análise fornece vapor a companhia Iguazu de café solúvel. A produção da caldeira é de 50.000 kg/h de vapor, sendo sua pressão de trabalho de 21 kgf/cm² (~2060 kPa) e temperatura do vapor de 216,2°C (~489 K). Para tanto, é queimado uma mistura de borra de café (rejeito da produção) e cavaco de eucalipto, sendo que, a proporção de entre os dois combustíveis é cerca de 25%-75%, respectivamente. São realizados balanços de primeira e segunda lei da termodinâmica para cada equipamento da caldeira, bem como, de maneira global. Parâmetros produtivos baseados na segunda lei da termodinâmica são apresentados para completar a análise. Parâmetros importantes no processo de combustão como excesso de oxigênio, umidade da borra de café e umidade do cavaco de eucalipto são incorporados à modelagem. A fim de prever o comportamento da caldeira (vazão mássica das diversas correntes e temperaturas) para variações dos parâmetros de combustão, são utilizadas as redes neurais artificiais (RNA). Para treinamento das RNA's, são utilizados dados reais de operação fornecidos pela empresa. Com as RNA's treinadas e validadas, são apresentados os comportamentos termodinâmicos de cada equipamento como função da umidade das biomassas (borra de café e cavaco de eucalipto) e do excesso de oxigênio. Espera-se que este trabalho, possa contribuir para um melhor entendimento das caldeiras de biomassa que operam com mistura de combustível ou não, uma vez que a maioria não difere radicalmente na sua operação.

Palavras-chave: caldeira, biomassa, borra de café, exergia, RNA.

MOSCATO, A. L. S. **Exergetic analysis of a biomass boiler using artificial neural networks.** 2019. 114f. Thesis (Mechanical Engineering Doctorate) – Engineering College of Bauru, São Paulo State University, Bauru, 2019.

ABSTRACT

In this work an exergetic analysis of a biomass boiler based on artificial neural networks is performed. A biomass boiler under analysis provides steam to the soluble coffee company Iguacu. The production of the boiler is 50,000 kg / h of steam, its working pressure being 21 kgf / cm² (~ 2060 kPa) and steam temperature 216.2 ° C (~ 489 K). To do so, it is a mixture of rubber coffee and eucalyptus chip, with a ratio between the two fuels being about 25% -75%, respectively. The first and second order balances of the law are executed for each boiler equipment, as well as, in the boiler in a global manner. Productive parameters in the second law of thermodynamics are presented to complete an analysis. The main components are not suitable for the combustion of oxygen, coffee moisture and humidity of the eucalyptus chip are incorporated into the modeling. The artificial neural data (RNA). For RNA training, customers are real to the company. The RNAs are trained and validated, they are executed in the thermodynamic exercise of each one of the functions like the function of the biomasses and the excess of oxygen. It is expected that this work will be responsible for a better understanding of the combinations of biomass that operates with the fuel mixture or not, since most of the operations are not radically radical in their operation.

Keywords: boiler, biomass, coffee grounds, exergy, ANN.

ÍNDICE

SIMBOLOGIA	V
LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE FIGURAS	XI
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – EXERGIA	5
1.2 – REDES NEURAIAS ARTIFICIAIS (RNA'S)	7
1.3 – DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	10
1.4 – OBJETIVOS	12
1.4.1 – Objetivo geral	12
1.4.2 – Objetivos específicos	12
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
CAPÍTULO 3 – MODELAGEM MATEMÁTICA	24
3.1 – MODELAGEM DO PROCESSO DE COMBUSTÃO	24
3.2 – MODELAGEM DA BIOMASSA	28
3.3 – PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA À CALDEIRA	33
3.3.1 – Câmara de Combustão	35
3.3.2 – Evaporador	42
3.3.3 – Economizador	44
3.3.4 – Pré-aquecedor de ar	46
3.4 – BALANÇO EXERGÉTICO APLICADO À CALDEIRA	47
3.4.1 – Câmara de Combustão	48
3.4.2 – Evaporador	53
3.4.3 – Economizador	54
3.4.4 – Pré-aquecedor de ar	55
3.5 – ANÁLISE GLOBAL	56
3.6 – PARÂMETROS PRODUTIVOS BASEADOS NO BALANÇO EXERGÉTICO	59

CAPÍTULO 4 – PREDIÇÃO DOS DADOS DA PLANTA POR REDES NEURAIS ARTIFICIAIS	61
4.1 – TRATAMENTO E ESCOLHA DOS DADOS DE ENTRADA E SAÍDA DA RNA	62
4.2 – ETAPA DE TREINAMENTO	64
4.3 – ETAPA DE VALIDAÇÃO	67
CAPÍTULO 5 – RESULTADOS	70
5.1 – INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO EXCESSO DE OXIGÊNIO	74
5.2 – INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA BORRA DE CAFÉ	83
5.3 – INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DA UMIDADE DO CAVACO DE EUCALIPTO	91
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES	102
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	107

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O café começou a ser consumido ainda na antiguidade na África, pelos habitantes da Etiópia. Este hábito de consumir café foi transmitido aos persas e aos árabes, e logo começou a ser cultivado em várias partes do mundo. Alguns setores da sociedade europeia começaram a consumir café a partir do século XVII, costume que se difundiu rapidamente pelo continente, principalmente devido as suas propriedades medicinais e estimulantes (FRANCK, DA SILVA, *et al.*, 2016).

No Brasil, o café chegou no século XVIII, com as primeiras mudas sendo plantadas no estado do Pará, sendo possivelmente trazidas da Guiana Francesa. As exportações de café atingiram 76% de todos os produtos exportados pelo país no início do século XX, alcançando seu pico em 1924 (FURTATO, 1986) e (BACHA, 2004).

O café brasileiro tem papel de destaque no cenário mundial, sendo líder em exportação, com 33,48% do mercado mundial, seguido pelo Vietnã com 18,23% (Associação Brasileira da Indústria de Café - ABIC, 2015), além de um consumo interno pujante, ficando atrás apenas dos Estados Unidos. Os principais mercados do café brasileiro são os Estados Unidos (19,9%), Alemanha (17,9%), Itália (9,0%), Japão (6,8%) e Bélgica (5,8%), com estes parceiros totalizando aproximadamente 60% das exportações brasileiras (CECAFÉ, 2017).

A importância deste produto é observada pelo volume exportado de café (verde, solúvel, torrado e moído, etc.) no ano de 2017, atingindo valores da ordem de U\$ 5,2 bilhões de produção de café solúvel, totalizando 5,4% das exportações dos principais produtos do agronegócio brasileiro, sendo o 5º produto mais embarcado do agronegócio brasileiro. Nestes valores está inserido o café solúvel, que contribuiu com aproximadamente 12,1% do valor total de café exportado, alcançando U\$ 635 milhões (CECAFÉ, 2017).

Até meados do século XIX, o café era torrado e moído na maioria dos lares americanos e em 1865 o café torrado começou a ser vendido em sacos de papel em Pittsburgh. A ideia de vender café torrado se espalhou pelo país, gerando uma

grande demanda e fazendo com que grandes torradores e moedores começassem a ser desenvolvidos. Em 1906, Kayto desenvolveu o café solúvel em Chicago e no mesmo ano G. Washington começou a fabricar em suas instalações o café solúvel e vender no Brooklyn, Nova York. Na Suíça, o processo de fabricação de café solúvel com percoladores foi desenvolvido em 1932. Durante a segunda guerra mundial o exército americano comprou pouco mais de 11 mil toneladas de café solúvel, sendo um dos grandes responsáveis pela popularização desta bebida. Em 1950, o café solúvel passou a ser mais conhecido como café instantâneo, pois o produto vendido durante a guerra era difícil de dissolver. Assim, a partir do pós-guerra, o produto era instantaneamente dissolvido em água fervente. Após o final da guerra várias plantas de fabricação de café solúvel foram construídas pelo mundo, sendo que no Brasil a primeira indústria começou suas operações em 1962 (SIVETZ e FOOTE, 1963).

O processo de obtenção do café solúvel foi discutido em detalhes por Pfluger (1975) e Sivetz e Foote (1963), detalhando as etapas de produção de extrato, geração e manuseio da borra de café. Foram utilizadas misturas de diversos tipos de café, podendo ser verde ou não. Esta mistura era levada aos torradores a fim de determinar a cor e desenvolver o “*Flavor*”. Após o resfriamento e controle da umidade dos grãos, estes eram moídos em partículas grosseiras para melhorar a área de contato no processo de extração, a fim de extrair os sólidos solúveis e substâncias voláteis responsáveis pelo sabor e aroma. Segundo Viotto (1991), foram utilizados percoladores em série, de 6 a 8 baterias, em regime contracorrente com pressões variando de 6,8 kgf/cm² a 13,6 kgf/cm². A capacidade de produção chegou a 1000 kg/h de sólidos solúveis, o que equivale a 2500 kg/h de café torrado e quebrado ou 2800 kg/h de café verde. Os sólidos foram concentrados a cerca de 25% e, o agora extrato, resfriado para evitar a perda de aroma e sabor. O extrato resfriado passou pelo processo de clarificação em centrífuga contínua e continuou sendo concentrado em secagem que deu origem ao pó solúvel. Na etapa final, utilizou-se o processo de “*spray*” ou liofilização. A borra de café é o resíduo obtido após esgotamento da parte solúvel nos percoladores. Com alta umidade (~70%), a borra era arrastada por um jato de vapor para um silo, sendo então armazenada, com conseqüente perda de pequena parte de sua umidade.

A maioria destes processos tem um denominador comum: o uso de vapor no processo ou equipamento que o compõem. O consumo de vapor para transformação da matéria-prima em produtos industrializados é muito elevado nas agroindústrias,

principalmente a de café (ROCCO e MORABITO, 2012). Em função dos custos para sua produção e também da alta demanda em diversos processos industriais, é de se esperar um impacto direto nos custos de produção do café solúvel.

O uso de caldeiras de biomassa pode ser uma solução para este problema, pois além do fornecimento de energia necessário para o processo, o resíduo de produção de café solúvel (borra de café) é biocombustível para este tipo de caldeira, (LI *et al.*, 2016).

Como característica a biomassa é mais renovável que os combustíveis fósseis, além de apresentar níveis mais baixos de enxofre (S) e nitrogênio (N) em sua composição, o que acarreta numa menor emissão de SO_x e NO_x , (QIU, 2013).

O dióxido de enxofre (SO_2) e trióxido de enxofre (SO_3) são formados durante a reação de combustão, porém o SO_2 é formado em maior proporção (~97%). Em baixas concentrações na atmosfera o SO_2 não causa dano a vegetais e animais, no entanto, compostos resultantes de sua oxidação com oxigênio e da sua reação com a água formam o ácido sulfúrico, que é extremamente prejudicial ao solo, equipamentos e edificações. Da mesma maneira, dióxido de nitrogênio (NO_2) e monóxido de nitrogênio (NO) são formados no processo de combustão, sendo o NO_2 formado em maior quantidade (~95%). De maneira similar ao SO_x , o NO_x somente não é tóxico, porém ao ser lançado na atmosfera reage com o oxigênio formando ozônio (O_3) e ácido nítrico (HNO_3). Ainda que o ozônio diminua a intensidade de energia solar, próximo à superfície é indesejado, pois causa sérios problemas respiratórios e irritação nos olhos. O ácido nítrico possui efeito similar ao ácido sulfúrico, causando a chuva ácida que promove a corrosão de estruturas e equipamentos, (BARRETO, 2008).

O processo de combustão em si possui elevada complexidade, envolvendo muitos aspectos físico/químicos que dependem principalmente das características do combustível e da aplicação de processo. Em uma visão geral do processo de combustão de biomassa, pode-se dividir o processo em: secagem, pirólise, gaseificação e combustão. Em processos de combustão contínua de biomassa em grelhas móveis, as fases da combustão irão ocorrer em diferentes seções da grelha. A secagem ocorre no início da grelha com temperatura abaixo de 100°C , utilizando energia do processo de combustão, diminuindo sua eficiência. A pirólise é o processo de degradação térmica sem qualquer agente oxidante fornecido internamente, sendo seus produtos o carvão de alcatrão, carvão e gases de baixo

peso molecular, ocorrendo na faixa de 200°C a 400°C. A gaseificação é definida como a degradação térmica na presença de um agente oxidante, fornecido externamente (ar, oxigênio, vapor ou dióxido de carbono), fornecendo monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), água (H₂O), gás hidrogênio (H₂), metano (CH₄) e outros hidrocarbonetos. Por fim, a combustão é definida como uma oxidação completa do combustível. Na combustão de biomassa os processos de secagem e pirólise/gaseificação serão sempre passos que precedem a combustão, (VAN LOO e KOPPEJAN, 2008).

A relação entre o consumo de biomassa e a produção de vapor de um sistema térmico deve ser fortemente investigada, bem como os processos que o permeiam. Para tanto, a análise termodinâmica, é ferramenta de fundamental importância para apontar com precisão tal relação e imperfeições nos processos térmicos. Assim, a adoção de uma análise de primeira lei da termodinâmica apresenta a quantidade de energia do sistema enquanto o emprego da segunda lei da termodinâmica obtém-se a qualidade da energia convertida, surgindo assim o conceito de exergia. A utilização deste conceito permite um olhar abrangente sobre os processos, apontando por exemplo a quantidade de combustível que é destruído durante a reação de combustão na fornalha devido ao aumento de entropia, (BILGEN e KAYGUSUZ, 2008). Sendo a exergia a medida da quantidade e qualidade da energia, pode-se defini-la como a capacidade de realizar trabalho útil usando processos termodinâmicos reversíveis de um sistema que está em equilíbrio termodinâmico com ambiente. Assim, em uma análise exérgica, são analisados a reversibilidade e irreversibilidade dos processos em comparação à análise energética, (LI *et al.*, 2016) e (HUANG *et al.*, 2016).

A análise de um sistema de geração de vapor, realizado por uma caldeira, é de alta complexidade, pois envolve muitos fenômenos físicos, vários equipamentos, tipo de combustível, geometria, e uma série de outros parâmetros. Uma análise teórica seria com toda certeza de alta complexidade. Um grande problema seria a instrumentação da caldeira que geraria custo adicional e a parada do equipamento para tal procedimento, causando perda de produção. Questões relacionadas aos fenômenos podem ser citadas como: a modelagem detalhada do processo de combustão, modelagem do escoamento dos gases de combustão e ainda a troca de energia nos trocadores de calor.

Para transpor estas dificuldades encontradas em problemas práticos, as redes neurais artificiais têm aparecido como uma boa solução. Utilizando correlações estabelecidas pelos dados de treinamento, uma rede neural artificial é capaz de prever comportamentos, otimizar e simular sem o uso de equações complexas e com erros muito baixos (MOHANRAJ, JAYARAJ e MURALEEDHARAN, 2015).

As redes neurais artificiais surgiram a pouco mais de 60 anos atrás, e nos últimos 20 anos suas aplicações tem crescido devido ao surgimento de softwares capazes de lidar com problemas práticos. Com vários estudos mostrando o sucesso das redes neurais, rapidamente foram aplicados nos mais diferentes campos como indústria, defesa, matemática, engenharia, economia, medicina, meteorologia, psicologia, entre outros (KUMAR, AGGARWAL e SHARMA, 2013).

Dessa forma, as teorias citadas anteriormente aliadas aos grandes desafios encontrados na agroindústria são campos férteis em oportunidades para novos estudos. Portanto, a complexidade dos processos relacionados a geração de vapor em uma indústria de café solúvel necessita de várias áreas do conhecimento para racionalizar os insumos, melhorar a eficiência e reduzir perdas.

1.1 – EXERGIA

A exergia usa os princípios de conservação de massa e de energia, juntamente com a segunda lei da termodinâmica, para o projeto e a análise de sistemas térmicos. Outro termo frequentemente usado para identificar a análise de exergia é análise de disponibilidade. A primeira lei da termodinâmica apresenta os conceitos relacionados à conservação da energia enquanto a segunda lei da termodinâmica apresenta a qualidade das diferentes formas que a energia se apresenta.

Um balanço exerético em um processo ou sistema térmico apresenta a quantidade de trabalho útil teórico, ou exergia ofertada e quanto foi consumido. Assim, a diferença entre a entrada e saída de exergia obtém-se a destruição de exergia, ou irreversibilidade, o que em outras palavras é a medida geral de ineficiência do processo. A exergia, diferentemente da energia, pode ser destruída, podendo ser no máximo minimizada, pois a destruição de exergia aponta de forma direta às irreversibilidades do processo ou sistema. Quando se analisa os componentes internos de uma planta térmica, pode-se chegar a uma distribuição de

irreversibilidades em cada componente, auxiliando assim estudos dos componentes que mais contribuem para a ineficiência desta planta. (OLIVEIRA, 2008).

As pesquisas mostram que a forma mais adequada para correlacionar a segunda lei da termodinâmica com o impacto ambiental é a exergia, pois esta mede as diferenças do estado do sistema baseado no estado do ambiente. Assim, quanto maior a diferença entre sistema e ambiente maior a magnitude da exergia. A perda de exergia do sistema se dá pela exergia dos resíduos, emissões ou efluentes dos processos e a destruição de exergia nos processos (irreversibilidades).

O termo exergia foi definido por Rant, antes este conceito era conhecido por varias terminologias diferente como disponibilidade, energia útil, energia disponível e potencial de trabalho. Rant propôs que a exergia é a parte aproveitável da energia, definindo também o termo anergia, como a parte não utilizável da energia, ou seja, energia = exergia + anergia. Portanto, a exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia, (RANT, 1956). Apesar da introdução do termo exergia por Rant, as raízes dos conceitos relacionados à exergia estão em seus antecessores como, Clausius, Thomson, Maxwell, Gibbs, Gouy, dentre outros.

Todo sistema, seja térmico ou de potência, de grande ou pequeno porte opera envolto por uma vizinhança (o termo vizinhanças refere-se a tudo que não inclua o sistema), porém deve-se entender que a vizinhança é diferente de vizinhança imediata no qual se calcula a exergia, sendo assim a região onde as propriedades intensivas variam à medida que interagem com o sistema, enquanto, a região onde estas propriedades não sofrem alterações substanciais é o ambiente, que é a parte maior da vizinhança.

Modelar o ambiente não é simples, mas geralmente o ambiente é apresentado como um sistema compressível, sendo sua temperatura T_0 e pressão p_0 e composição do ar ambiente (geralmente ar atmosférico) bem definida. A temperatura, pressão e composição do ar devem representar o ambiente que o sistema está inserido. O ambiente é livre de irreversibilidades, assim, todas as irreversibilidades são decorrentes do sistema e da vizinhança imediata.

Tsatsaronis (2007) descreve a exergia total de um sistema como: exergia física, exergia química, exergia cinética e exergia potencial. A exergia física é decorrente da variação de temperatura (exergia térmica) e pressão (exergia

mecânica). A exergia química é avaliada de acordo com a variação entre a composição química do sistema e do ambiente, podendo ser reativa (envolvendo reações químicas) ou não reativa (mistura e separação). A exergia cinética está relacionada à velocidade do sistema em relação ao ambiente enquanto a exergia potencial é medida através da posição do sistema em relação ao ambiente, porém, a exergia cinética e potencial são desprezadas na maioria dos estudos, devido aos seus efeitos desprezíveis no cálculo da exergia total do sistema.

O balanço exergético de sistemas térmicos ou de potência colabora para maximizar o uso eficiente da energia consumido por uma planta, uma vez que se pode determinar os valores, locais e forma das perdas. Informações como esta são importantes não somente para projeto de novos sistemas térmicos ou de potência, mas também para sistemas já em operação, pois permite a identificação de locais de ineficiências apontando os esforços necessários para melhoria. Sistemas eficientes colaboram para redução do consumo de recursos energéticos não renováveis, tais como gás natural, derivados de petróleo e carvão, além de minimizar os custos de operação de uma planta.

1.2 – REDES NEURAIS ARTIFICIAIS (RNA'S)

As redes neurais artificiais compreendem um conjunto de técnicas matemáticas e computacionais desenvolvidas por meio de estudos de estruturas de organismos vivos inteligentes, sendo o cérebro humano o mais pesquisado por sua grande capacidade de processamento. O cérebro é composto por uma infinidade de células básicas, os neurônios. Os neurônios são conectados entre si por uma infinidade de conexões, onde estas estruturas possuem vias de entrada (dendritos), o corpo celular (soma) e uma saída única (axônio), (FABRO, 2003). McCulloch e Pitts, (1943) propuseram um modelo de estrutura de funcionamento do neurônio e originou as pesquisas sobre redes neurais.

Rosenblatt, (1962) apresentou um modelo simplificado de um neurônio artificial, sendo comparado a um neurônio real, como pode ser visto na Figura 1.1. Neste modelo, os valores de entrada são inseridos por meio de um vetor U em cada neurônio. Cada neurônio na entrada é conectado a outros neurônios, como em conexões reais, onde cada conexão possui um peso w_j associado. Estes pesos simulam as características dos neurônios reais, ou seja, as conexões reais

propagam estímulos que podem ser inibitórias ou excitatórias com grau variável. Normalmente os valores do vetor U são multiplicados pelos pesos w_i respectivos de cada entrada, uma função de agregação é utilizada para aplicação dos resultados obtidos, sendo tipicamente a soma dos produtos u_i e w_i . Uma função de ativação é utilizada para processar os valores obtidos pela função de agregação apontando o valor da saída.

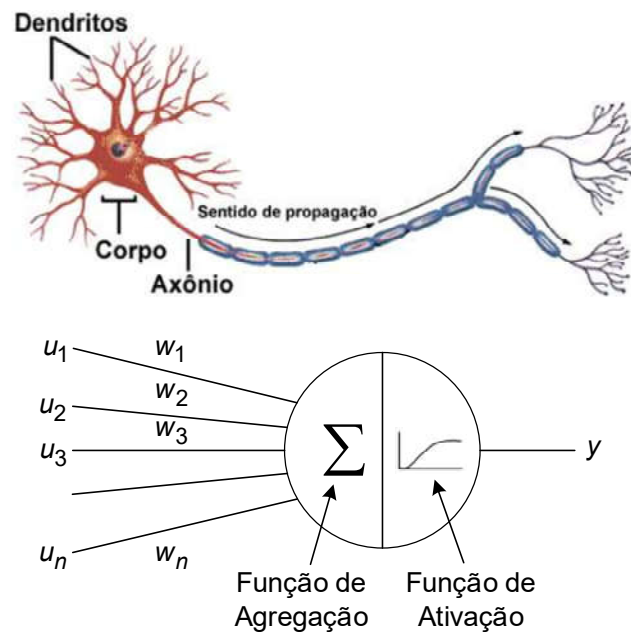


Figura 1.1 - Neurônio natural e modelo simplificado. Fonte: (FABRO, 2003).

As redes neurais podem ser classificadas pelo tipo de treinamento e pela topologia de suas conexões. Quanto aos métodos de treinamento são apresentados em dois tipos: supervisionados e não supervisionado. No treinamento supervisionado utiliza-se entrada e saídas conhecidas e representam o que se deseja treinar. Para tanto não é utilizado um algoritmo que modifica os pesos das conexões para o mapeamento desejado entre estes padrões. A rede *Perceptron*, Rosenblatt (1962), é um exemplo de treinamento supervisionado. Para os treinamentos não supervisionados, são apresentados somente os padrões das entradas à RNA. Assim, o próprio algoritmo deve ser capaz de criar classes a partir das similaridades encontradas nos padrões, classificando-os de forma automática, a rede Kohonen (1984), pode ser citada. Em outro tipo de treinamento não supervisionado pode-se citar o aprendizado por reforço. Neste tipo de treinamento o

sistema que é treinado opera diretamente sobre o ambiente, portanto, as informações de sucesso ou fracasso das operações realizadas definem o aprendizado da RNA e com a interação entre sistema e ambiente pode-se alterar o comportamento do sistema para melhorar seu desempenho (FABRO, 2003).

Com relação à topologia da RNA pode-se dividir entre recorrentes e não recorrentes. As RNA's não recorrentes não possuem as conexões de realimentação, assim, sentido das conexões ocorre da entrada para a saída, podendo passar por camadas intermediárias casos haja (Figura 1.2). Como não há realimentação o sistema é sempre estável, qualquer entrada possui uma saída estável.

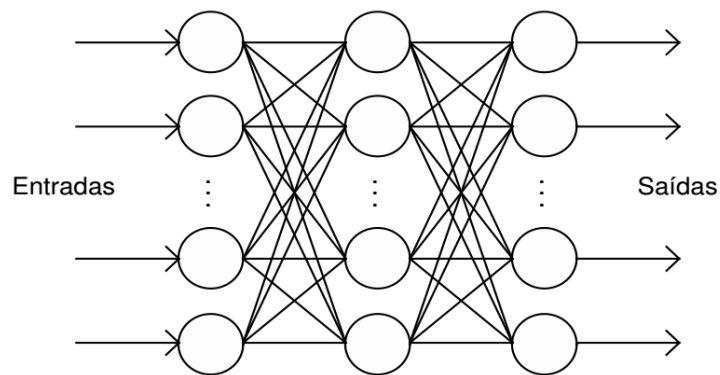


Figura 1.2 - RNA não recorrente. Fonte: (FABRO, 2003).

As RNA's recorrentes apresentam realimentação entre os neurônios, ou seja, não há um único sentido das conexões, tornando uma ótima topologia para sistemas temporais, a rede Hopfield (1982), conforme a Figura 1.3:

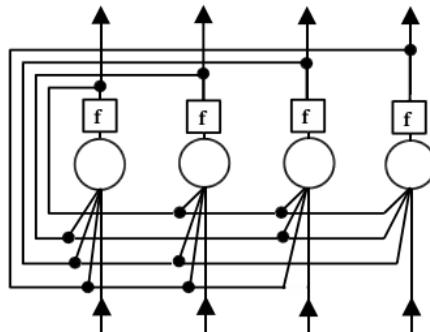


Figura 1.3 - Rede neural recorrente de Hopfield. Fonte: (FABRO, 2003).

As RNA's são amplamente utilizadas para modelar sistemas complexos, com alta linearidade e fatores inesperados como ruídos ou distúrbios

internos/externos, devido a sua alta capacidade comprovada de generalização. Assim, a aplicação das RNA's em sistemas dinâmicos tem sucesso comprovado em vários trabalhos apresentados na literatura e é altamente recomendada, podendo ser aplicada a sistemas com resposta lenta, como o processo de combustão de biomassa. No contexto deste trabalho, as redes que se enquadram devem ser redes propícias para aproximação funcional.

1.3– DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Segundo Silva, *et al.*, 1998, estima-se que são gerados cerca de 0,91 kg de borra de café para cada quilograma de café solúvel produzido. Contudo, no início da indústria de café solúvel esta relação era de aproximadamente 1,86 kg de borra de café para cada quilograma de café solúvel produzido e posteriormente esta relação baixou para 1,27 kg.

Mesmo com o aumento da eficiência do processo produtivo, o Brasil é o maior produtor de café solúvel do mundo (as exportações do país somaram 210 mil toneladas, desconsiderando o mercado interno) sendo ainda gerado um alto volume de resíduo. Diante disso, de leis ambientais cada vez mais rígidas, alta demanda energética (vapor) aliada ao aumento do custo da energia, em algumas indústrias de café solúvel têm-se utilizado a borra de café como combustível para geração de vapor.

Porém devido ao grande teor de umidade presente na borra de café, cerca de 65% de umidade, e alta demanda de vapor, a caldeira (estudada neste trabalho) opera com um complemento de cavaco de madeira (eucalipto), com umidade aproximadamente de 45%. Esta caldeira, utiliza uma mistura de biomassa de borra de café e cavaco de madeira, sendo as concentrações 25%-75%, respectivamente.

Estas características de operação elevam ainda mais o grau de complexidade de uma análise teórica deste equipamento, pois a umidade da borra de café e do cavaco de eucalipto variam diariamente e juntamente com a mistura de dois tipos de biomassa causando uma dificuldade da obtenção de alguns parâmetros de operação que são de fundamental importância para medir seu desempenho, tais como:

- Poder calorífico inferior (PCI) da biomassa;
- Razão ar-combustível;
- Eficiência térmica global da caldeira.

A compreensão de parâmetros de operação como estes favorecem a melhoria do controle de custos do equipamento, controle de emissões, desperdícios e diminuindo o impacto ambiental, uma vez que o combustível será utilizado de forma mais eficiente.

A caldeira da Companhia Iguaçu de Café Solúvel que será analisada nesse trabalho é a BREMER Lignodyn-50 tipo monodrum com grelha móvel inclinada com sistema autolimpante. A capacidade de produção da caldeira é 50.000 kg/h de vapor (~13,9kg/s), sendo sua pressão de trabalho de 21 kgf/cm² e temperatura de operação 216,2°C. Os equipamentos que compõem a caldeira são: câmara de combustão, balão, evaporador, economizador, pré-aquecedor de ar (pré-ar), desareador, ventilador primário, ventilador secundário, exaustor, ciclone e chaminé.

Vários estudos foram e ainda são realizados sobre biomassa e instalações de vapor/potência. Diante destas pesquisas, a comunidade acadêmica tem concordado que a exergia é a melhor característica termodinâmica para análise de custos, devido a sua capacidade de quantificar e localizar as irreversibilidades do processo, pois em uma análise exérgica há informações sobre a segunda lei da termodinâmica juntamente com os valores energéticos do processo (VALERO, SERRA E UCHE, 2006).

Em uma análise termodinâmica tradicional ignora-se completamente a qualidade da energia, dando importância somente de sua quantidade, que de acordo com a primeira lei nunca se altera. Logo, a exergia é o método mais adequado para contabilidade da energia, pois é baseado tanto na primeira quanto na segunda lei da termodinâmica, que afirma que o trabalho é a forma de energia de mais qualidade, apontando mais claramente os locais e fontes de perdas termodinâmicas.

Para determinar a influência de alguns parâmetros no comportamento termodinâmico da caldeira, deve-se determinar uma infinidade de variáveis e realizar muitos testes tornando praticamente impossível a execução do estudo, pois o equipamento encontra-se em operação. Para tanto, pode-se lançar mão de uma ferramenta que tem sido empregada em diversas áreas do conhecimento nos últimos anos, a rede neural artificial (RNA). Suas aplicações cresceram exponencialmente, onde muitos estudos têm mostrado sua eficácia aliada a vantagem da não utilização de equações de alta complexidade, além de ser indicada para problemas não lineares.

1.4 – OBJETIVOS

1.4.1 - Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral realizar uma análise exergética de uma caldeira cujo combustível é uma mistura de borra de café (resíduo de processo) e cavaco de eucalipto utilizando redes neurais artificiais (RNA). Neste estudo serão apresentados balanços energéticos e exergéticos dos equipamentos apontando seus comportamentos termodinâmicos como função das umidades das biomassas (borra de café e cavaco de eucalipto) e excesso de ar.

1.4.2 - Objetivos específicos

Os objetivos específicos para o desenvolvimento desse trabalho são:

- Analisar o sistema de geração e distribuição de vapor da instalação.
- Dividir o sistema em volumes de controle;
- Aplicar os balanços energéticos e exergéticos aos equipamentos ou processos que compõem os subsistemas propostos;
- Coletar os dados referentes à operação da caldeira;
- Treinar redes neurais artificiais por meio dos dados coletados;
- Validar as RNA's;
- Integrar as RNA's à modelagem termodinâmica;
- Avaliar graficamente os comportamentos dos parâmetros termodinâmicos em função das umidades das biomassas e do excesso de ar;
- Utilizar parâmetros produtivos baseadas no balanço exergético para demonstrar fontes de irreversibilidades.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diante de um cenário onde a demanda energética e seu custo é crescente, leis ambientais mais rígidas e escassez eminente de alguns recursos, nos últimos anos tem crescido o número de estudos que buscam um uso eficaz da energia aliado a diminuição do impacto ambiental. Assim, a biomassa como fonte energética é uma proposta que tem se mostrado satisfatória, pois além de fonte alternativa de energia pode-se dar um destino mais adequado ao resíduo de produção, tornando-se uma das fontes de energia com maior potencial de crescimento num futuro próximo. (ANEEL, 2008)

Segundo Rosendahl (2013) a biomassa pode ser considerada um material biológico de organismos vivos ou que estiveram vivos recentemente, podendo ser explorada na forma de combustão transformando assim a energia química armazenada em calor. A eficiência deste processo depende basicamente do tipo de biomassa e do processo. As três principais formas de processar termicamente a biomassa são: queima em grelha, leito fluidizado e combustível pulverizado, processos idênticos ao processamento térmico de carvão. A queima em grelha é o processo mais comum e consiste na queima da biomassa em uma grelha que se move lentamente dentro do combustor, à medida que o ar entra a biomassa é queimada e movida em direção à saída do combustor. Um método mais novo é conhecido como leito fluidizado, possuindo maior eficiência e gerando menos emissões, consistindo basicamente na suspensão da biomassa em uma corrente de ar quente que entra causando a gaseificação da biomassa. Por fim, no método de queima por combustível, pulverizado, onde a biomassa é seca e moída em pó e posteriormente queimada. Este processo é muito utilizado em caldeiras que operavam com carvão. Contudo, problemas de corrosão relacionados às altas temperaturas levaram ao surgimento da co-combustão, que basicamente é o método de combustível pulverizado utilizando uma mistura de biomassa e carvão, assim as propriedades químicas do carvão atenuam o processo de corrosão.

A combustão direta ainda é o processo mais utilizado para produção de energia térmica quando se trata de biomassa. Para tanto, é necessário conhecer algumas características do combustível, dentre várias pode-se citar o poder calorífico de combustão. Segundo Madanayake *et al.* (2017), o poder calorífico é uma das principais propriedades termoquímicas de um combustível sólido, possuindo duas variações: poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI), sendo que o PCI considera que a água produzida na reação de combustão permanece na fase de vapor, enquanto a PCS considera que a água produzida na reação de combustão permanece na fase líquida.

Em seu trabalho, Madanayake *et al.* (2017), trataram co-combustão utilizando biomassa apontando e discutindo suas principais propriedades químicas e termoquímicas. Ainda foi acrescentado uma extensa revisão bibliográfica referente ao pré-tratamento da biomassa sugerindo que esta técnica seria vital para a viabilização da co-combustão, com modificações mínimas na infraestrutura já existente da queima de carvão. E por fim, ficou evidenciado a falta de padronização sobre a pesquisa existente de biomassa, demonstrando que há uma necessidade de formular protocolos de engenharia em relação à caracterização e pré-tratamento para futuras pesquisas.

A biomassa como combustível pode ser caracterizada experimentalmente por meio da análise elementar, que é capaz de quantificar os elementos químicos que a compõem, sendo basicamente carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O) e em menores quantidades, nitrogênio (N) e enxofre (S). Muitos estudos buscaram relacionar esta análise ao valor de PCS através de equações empíricas (GUMZ e HARDT, 1962).

A determinação de valores de PCS por métodos experimentais pode ser muito trabalhosa requerendo muito tempo, assim é conveniente que se tenha uma expressão capaz de correlacionar o PCS e análise elementar com precisão. Logo, Friedl, Padouvas e Varmuza (2005) propuseram tal expressão para diferentes tipos de biomassa, requerendo teores de carbono, hidrogênio e nitrogênio na base seca. Os resultados apontaram erros em torno de 360 kJ/kg, sendo 2% dos valores do PCS. Esta expressão foi recomendada apenas para biomassa de origem vegetal e sua faixa de aplicação foi definida com carbono 42,6%-50,5% e hidrogênio 5,3%-6,3%.

Em outra abordagem para predição do PCS, Parikh, Channiwala e Ghosal (2005) utilizaram uma análise imediata para obtenção de uma correção para o PCS

de vários tipos de biomassa, apresentando um erro de 3,74%. Algumas correlações baseadas na análise imediata já haviam sido obtidas, porém eram limitadas somente a alguns tipos de combustíveis. Verificou-se que tal correlação se aproximou de outras já apresentadas na literatura que utilizam análise imediata. A grande vantagem da análise imediata é que esta é relativamente mais fácil de ser executada e utiliza equipamentos mais comuns aos laboratórios de química.

Uma correlação unificada foi apresentada por Channiwala e Parikh (2002), englobando combustíveis líquidos, sólidos, carvão, biomassa, entre outros, com erro absoluto de 1,45%. A correlação é válida para carbono 0,00%-92,25%, hidrogênio 0,43%-25,15%, oxigênio 0,00%-50,00%, nitrogênio 0,00%-5,60%, enxofre 0,00%-94,08% e cinzas 0,00%-71,4%, tornando-se uma correlação de ampla aplicação principalmente para biomassa que possui uma grande variedade de composições e extremamente versátil. Estabelecida sua validade, os autores sugeriram que tal correção seja utilizada para constatar a precisão de experimentos que determinam o PCS e análises elementar.

TORRENT *et al.* (2016) analisaram a influência da composição química da biomassa sólida na inflamabilidade e suscetibilidade à combustão espontânea. Assim, o principal foco do estudo foi fornecer dados de inflamabilidade e parâmetros que possam auxiliar a avaliação da suscetibilidade da combustão espontânea da biomassa. Algumas análises que se mostraram muito precisas para o carvão não obtiveram resultados relevantes para a biomassa. Verificou-se que maiores relações H/C apresentaram maiores tendência à combustão espontânea, comportamento completamente contrário ao carvão. Os resultados mostraram relevantes para especificação de condições de armazenagem de biomassa e possíveis ações de segurança deverão ser empregadas.

Analisando as características de diferentes tipos de biomassa como fonte de energia térmica, Demirbas (2004) apresentou uma revisão sobre os processos de combustão de biomassa e demonstrou que a utilização de biomassa no processo de co-combustão de biomassa e carvão reduziu as emissões por unidade energia quando comparada a queima de carvão somente, sendo capaz ainda de reduzir custo, desperdício, poluição da água e solo.

A utilização da biomassa como fonte térmica tem ganhado importância na indústria, dentre várias pode-se destacar a indústria de açúcar com o bagaço de cana. Nos últimos anos a indústria do café tem seguido estes passos, assim,

Allesina *et al.* (2017) analisaram a utilização da borra de café de bares e restaurantes da Itália como combustível de um forno a ar de 29 kW. Para tanto, a borra de café (50%) juntamente com serragem (50%) é transformada em pellets, estima-se que pode-se reduzir as emissões em até 90% de CO₂ e o retorno do investimento ocorre em 4 anos.

No Brasil Silva *et al.* (1998) estudaram o uso da biomassa residual na indústria de café solúvel, onde este resíduo é combustível para as caldeiras destas indústrias. Verificou-se que a borra de café possui um alto poder calorífico quando comparado aos demais combustíveis. Entretanto, ainda é necessário investimento em novas tecnologias de secagem e armazenamento para que esta indústria possa se tornar autossuficiente. A borra de café sai dos percoladores com umidade de cerca de 80% e são transportadas até as prensas onde sua umidade cai para cerca de 50% e posteriormente pode ser queimada na caldeira, ou ainda ser levada aos secadores onde a umidade pode chegar a 25%. Porém valores muito baixos de umidade podem gerar a combustão espontânea. De acordo com o estudo, 18 kg de borra de café com 50% de umidade gera a mesma quantidade de vapor que um galão de óleo. Queimar borra de café com altos valores de umidade necessita de uma câmara de combustão maior e maiores ventiladores para garantir as altas temperaturas da câmara de combustão.

A biomassa ou biocombustíveis possuem um grande potencial de fornecimento de energia, potencial este que supera os combustíveis fósseis, sendo fonte de energia limpa e renovável. Dessa forma, vários tipos de biomassas têm sido considerados para aplicações térmicas. Uma maneira conveniente de se selecionar a biomassa mais adequada à aplicação térmica está na análise exérgica. (SAIDUR *et al.*, 2012)

Assim, Huang *et al.* (2016), realizaram um estudo com vários tipos de biomassa a fim de determinar sua exérgia química, bem como sua entropia padrão. Para tanto utilizou-se um modelo de regressão utilizando um RNA baseado na composição do elemento e um modelo linear baseado no poder calorífico superior (PCS). Verificou-se que a relação entre PCS e a exérgia química é linear. O modelo proposto apresentou erro de $\pm 1,5\%$ para a exérgia química.

Avaliando vários tipos de biomassa, García *et al.* (2017) buscam substituir briquetes, pellets de madeira e carvão vegetal por treze outros tipos alternativos de biomassa. Para tanto, foram realizadas análises imediata, elementar, calorimétrica,

de cinzas, de tendência de decomposição e corrosão, além de um estudo econômico. A casca de amêndoa e caroço de azeitona apresentaram bons resultados, pois não há necessidade de pré-tratamento para melhoria de suas propriedades de combustão. Algumas biomassas como casca de café, casca de pinhão, folha de pinha e casca de arroz, possuem baixa densidade de energia, excesso de cinzas, alta umidade, altamente propenso a criar incrustações e corrosão, para melhorar estes parâmetros um pré-tratamento deve ser feito.

Em outra abordagem para determinação da exergia química de uma biomassa, Zhang *et al.* (2016) propuseram uma forma mais simples de obter a exergia das cinzas da madeira. Assim, foram utilizados sessenta e quatro tipos de biomassas (derivados da madeira) e verificou-se que o valor médio de exergia das cinzas é 1685,63 kJ/kg e pode-se também obter uma correlação linear entre a quantidade de cinzas e exergia das cinzas. Portanto uma equação proposta por Szargut, Morris e Stewart (1988) para este tipo de biomassa, foi apresentada com duas variações. Na primeira o valor médio da exergia das cinzas e na segunda utilizou-se a quantidade de cinzas. Este procedimento foi realizado, pois na equação de Szargut, Morris e Stewart (1988), é necessário o cálculo da exergia das cinzas da biomassa, o que é relativamente complexo uma vez que este cálculo depende de uma análise química das cinzas.

Em outra análise de exergia química de biomassa derivadas da madeira, Zhang *et al.* (2015) apresentaram expressões baseadas no PCS e PCI da biomassa. Para tanto, foram utilizadas sessenta e quatro amostras e verificou-se a uma relação linear entre a exergia química e o PCS e a exergia química e o PCI. Através destas expressões têm-se meios mais simples de determinação de exergia química que a expressão proposta Szargut, Morris e Stewart (1988), que necessita de uma análise química de relativa complexidade. Portanto, uma vez conhecido o somente o PCS ou PCI obtém-se diretamente o valor de exergia química.

Conhecer as características termoquímicas e químicas dos diversos tipos biomassa é importante para geração de energia térmica (vapor) eficiente, porém esta eficiência depende também dos processos térmicos envolvidos na geração de vapor. Nesse contexto, Li *et al.* (2015) estudaram uma caldeira de biomassa (cavaco de madeira) utilizando métodos baseados na exergia. A influência de alguns parâmetros de trabalho foi analisada, sendo estes, excesso de ar, umidade da biomassa e condições de vapor. A aplicação de uma análise exergética apontou

algumas informações importantes como o potencial de economia de combustível e destruição de exergia que poderia ser evitada tanto para o sistema geral quanto para os processos isolados. Verificou-se que o processo de combustão é o ponto chave do sistema, apresentando a maior destruição exergética. A fim de diminuir a destruição de exergia foi recomendado que o excesso de ar seja utilizado em níveis mais baixos, a temperatura do vapor seja mais elevada e a umidade seja mantida em níveis mais baixos.

Em um estudo de uma caldeira de biomassa aquatubular, Filho (2014), realizou uma análise energética e exergética deste equipamento. O equipamento é constituído por câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar primário e secundário, economizador e lavador de gases, sendo seu combustível o bagaço de cana. Os resultados obtidos foram apresentados por meio do diagrama de Sankey e Grassman, permitindo uma melhor visualização dos fluxos de exergia e destruição de exergia.

Em uma análise exergética de outra caldeira de biomassa (bagaço de cana) Cortez e Gómez (1998) estudaram o equipamento de forma global onde as correntes de entrada eram ar, bagaço de cana, água e as correntes de saída eram vapor, cinzas e gases de combustão. Uma análise imediata, elementar e determinação dos poderes caloríficos (PCS e PCI) do bagaço de cana foram realizadas em laboratório para a modelagem dos gases combustão. Utilizando a eficiência de primeira lei da termodinâmica obteve-se uma eficiência energética igual a 84,05%. Além disso, apresentou-se um balanço exergético das correntes e obteve-se uma eficiência exergética de 27,6%, o que demonstrou que cerca de 70% da exergia presente no combustível foi destruída pelo processo de combustão.

No trabalho realizado por Saidur, Ahamed e Masjuki (2010), a caldeira estudada utiliza combustível fóssil e balanços de energia e exergia são aplicados. O equipamento foi dividido em dois volumes de controle, combustor e trocador de calor. Novamente, ficou constatado que a câmara de combustão é o equipamento com maior destruição exergética, sendo a eficiência de primeira lei da termodinâmica igual a 72,46% e a eficiência de segunda lei da termodinâmica igual a 24,89%. A adoção de um sistema de controle variável para o sistema de exaustão, ventilação e bombeamento pode ser capaz de economizar aproximadamente U\$ 4500,00 por ano ou cerca de 82.500,00 kWh.

Estudando uma caldeira de bagaço de cana Sosa-Arno e Nebra (2011) realizaram balanços de primeira e segunda leis da termodinâmica. A caldeira foi dividida nos seguintes volumes de controle: geração de vapor (combustão, mistura e gerador de vapor) e sistema de recuperação de energia dos produtos de combustão (economizador, aquecedor de ar, secador e chaminé). Em seguida a caldeira foi analisada em 4 casos distintos: caso I (gerador de vapor, economizador de alta e baixa temperatura e aquecedor de ar), caso II (um sistema composto por gerador de vapor, aquecedor de ar e economizador de baixa temperatura), caso III (um sistema composto por gerador de vapor, aquecedor de ar e secador de bagaço) e caso IV (um sistema composto por gerador de vapor, economizador de alta temperatura, aquecedor de ar e secador de bagaço). Verificou-se que os casos III e IV apresentam melhores eficiências energéticas e exergéticas. Quando a temperatura e pressão são elevadas a eficiência exergética aumenta enquanto a eficiência energética permanece constante.

Uma proposta metodológica para a análise de exergia física e química para caldeiras a vapor foi realizada por Ohijeagbon, Waheed e Jekayinfa (2013), operando com combustível fóssil. Neste trabalho as eficiências energética e exergética calculadas foram de 69,56% e 38,57% respectivamente. Muitas vezes a exergia química é desconsiderada nas pesquisas, porém neste estudo a exergia do combustível e da corrente de gases de combustão foi considerada. A caldeira foi dividida em dois volumes de controle, unidade de combustão (entrada de combustível e ar, saída de gases de combustão) e unidade de troca de calor (entrada de gases de combustão aquecidos e água, saída de vapor gases de combustão a baixa temperatura e perda de calor). Constatou-se que a câmara de combustão é maior fonte de destruição de exergia.

A combustão controlada de resíduos sólidos das cidades pode ser uma boa alternativa ao descarte em aterros sanitários. Logo, Azami *et al.* (2018) realizaram um balanço energético e exergético de uma caldeira de resíduos sólidos urbanos da cidade de Teerã, sendo aplicado em todos os componentes do equipamento. A caldeira foi dividida em dois volumes de controle: a câmara de combustão e sistema de recuperação de calor de vapor. Por meio de uma análise elementar de vários tipos de materiais presentes no resíduo urbano (papel, plástico, material orgânico, entre outros) foi possível a obtenção de uma molécula fictícia ($C_{26,75}H_{3,58}O_{15,79}N_{1,08}S_{0,11}$) que representasse sua composição, além da obtenção de

um PCI médio. Verificou-se que a câmara de combustão apresentou uma destruição de exergia de 86,4% do total destruído, enquanto a eficiência energética foi 78,7% e a eficiência exergética 16%.

Recentemente alguns trabalhos têm apresentado novas abordagens na análise de sistemas de geração de vapor utilizando biomassa ou não. Diante do exposto, Kljajic, Gvozdenac e Vukmirovic (2012) apresentaram uma metodologia para modelar, avaliar e prever a eficiência térmica utilizando como referência o desempenho operacional. Para tanto, utilizou-se uma rede neural artificial (RNA) fornecendo possibilidades para o aumento da eficiência térmica. Foram catalogadas 65 caldeiras selecionadas aleatoriamente em 50 locais no norte da Sérvia. Os parâmetros de entrada da RNA selecionados foram: tipo de combustível, tipo de caldeira, período de exploração, capacidade nominal, faixa de carga e teor de oxigênio nos gases de combustão. Com as amostras analisadas apresentou-se uma caldeira típica: 25 anos de operação, capacidade de 10MW, carga operacional média 69% e teor de oxigênio de 6,33% na corrente dos gases de combustão. As eficiências térmicas determinadas foram: 90,20% para caldeiras a gás natural e vapor, 89,54% para caldeiras a gás natural e água quente, 88,83% para caldeiras a óleo combustível pesado e caldeira a vapor, e 89,74% para caldeiras a óleo combustível pesado e água quente. Se o oxigênio nos gases de combustão cair de 6,33% para 5,33%, a eficiência térmica da caldeira aumentará de 88,8% para 89,5%. Caso o oxigênio permaneça a níveis próximos de 6,33%, sugeriu-se o aumento de 69% para 80% na carga operacional para obter um aumento de 88,8% para 89,4% na eficiência térmica.

Adotando a RNA como uma ferramenta de detecção de incrustações em uma caldeira de biomassa, Romeo e Gareta (2006) monitoraram a absorção de energia térmica nos equipamentos. A utilização desta metodologia simplifica o monitoramento das incrustações uma vez que as técnicas tradicionais para previsão de tal fenômeno são de alta complexidade. Assim, foram utilizados métodos tradicionais combinados com uma estrutura RNA para prever um conjunto de variáveis e o estado incrustação da caldeira e concluiu-se que a utilização desta combinação se mostrou uma forte ferramenta para o monitoramento de incrustações. Por fim sugeriu-se que a adição da lógica *Fuzzy* ao sistema de monitoramento com a finalidade de controlar e minimizar as incrustações.

Continuando seus estudos relacionados a incrustações em caldeira de biomassa, Romeo e Garetta (2009) criaram uma metodologia para limpeza de fuligem em caldeira de biomassa utilizando inteligência artificial (RNA e Fuzzy) com estratégia de controle. Com isso, pôde-se otimizar a limpeza da caldeira e maximizar a transferência de calor ao longo do tempo, chegando a 12 GWh/ano, com isso gerou-se até 3,5% de energia na turbina. A relevância dos resultados e sua simplicidade de implementação podem auxiliar a operação de caldeiras de biomassa operando com otimização contínua de incrustações.

Em uma aplicação de RNA, Tóth, Garami e Csordás (2017) investigaram o uso de redes neurais para prever a energia carregada pela água aquecida através do monitoramento em tempo real da chama. Assim, uma RNA proposta foi avaliada usando dados de operação e imagens. Com estes dados observou-se que a imagem aumenta a precisão das previsões além captar muito bem o comportamento complexo da combustão da biomassa. O sistema mostrou-se capaz de prever a temperatura da água aquecida com precisão de $\pm 1^\circ\text{C}$ e com cerca de 30 min de antecedência. Com isso a RNA mostrou-se uma ferramenta promissora para melhorar o tempo de resposta e precisão de caldeiras de combustão de biomassa em grelha.

Em uma planta termoelétrica de 1000 MW composta de caldeira a carvão, turbina, geradores e máquinas auxiliares, Liu *et al.* (2013) utilizaram RNA's para modelar este sistema multivariado e com não-linearidade severa. Foram utilizadas duas estruturas diferentes de RNA's e posteriormente comparado com o método dos mínimos quadrados. Para implementação deste modelo, os dados foram colhidos em tempo real e mudanças programadas no ponto de operação foram utilizadas para ajudar estabelecer a RNA e um modelo linear. O modelo linear não foi capaz de prever diferentes pontos de operação. Usando os mesmos dados do modelo linear, a RNA foi treinada e o desempenho de previsão melhorou drasticamente. Os resultados mostraram que as RNA's podem ser aplicadas de forma segura em usinas termoelétricas sendo capaz de representar adequadamente sistemas dinâmicos.

Krzywanski e Nowak (2012) realizaram um trabalho para previsão com coeficiente de transferência de calor na câmara de combustão de uma caldeira de leite fluidizado utilizando as RNA's. A caldeira analisada tem capacidade de 260 MWe e foram obtidos os coeficientes de transferência de calor da parede de

membrana e superaquecedores. Um modelo numérico confiável foi usado para obtenção de coeficientes gerais para treinamento e teste da RNA. Os resultados mostram que as RNA's forneceram resultados precisos e rápidos e em conformidade com os resultados experimentais e numéricos. O erro do coeficiente de transferência de calor da parede de membrana ficou abaixo de 4% e nos superaquecedores chegou-se a valores próximos de 2%.

Outra modelagem por RNA's foi realizada por Rusinowski e Stanek (2007) em uma caldeira a vapor. Para tanto, realizaram-se medições contínuas pelo próprio sistema de monitoramento do equipamento, separando-as em subperíodos de operação. Com balanços de energia e massa, cálculos térmicos foram realizados baseados na norma DIN 1942. O modelo demonstrou que o excesso de ar e temperatura dos gases de combustão da caldeira influenciaram de forma dominante a perda de energia pelos gases de combustão. Para a perda devido a combustíveis não queimados verificou-se que a composição química dos combustíveis sólidos tem influência dominante. Por meio deste estudo os autores propuseram a implementação do modelo no sistema de controle de uma caldeira para otimizar sua operação.

Um estudo realizado por Yin *et al.* (2017) propõem um método de cálculo de emissão de CO₂ em uma caldeira de vapor que queima carvão baseado no balanço de carbono e em RNA. Para tanto utilizou-se uma análise elementar do combustível para determinação do percentual de carbono, consumo de combustível e outros insumos. Utilizando uma RNA foi possível obter uma otimização dos parâmetros para prever a real queima de carbono. Os resultados obtidos mostram que o erro médio foi de 1,80%. Devido à boa precisão alcançada pela RNA sugeriu a adoção desse modelo para a predição de emissão de CO₂ e não queimados.

Dhanuskodi *et al.* (2015) usaram as RNA's para prever a temperatura da parede de caldeiras supercríticas (800 MW). Foram realizados testes com água e vapor supercrítico para treinamento e validação da RNA. Com isso o trabalho conseguiu prever a temperatura da parede com as seguintes entradas: pressão do fluido, temperatura do fluido, relação vazão mássica e diâmetro e fluxo de calor. Os resultados mostraram que a RNA foi capaz de prever 100% dos casos com desvio de $\pm 7^{\circ}\text{C}$ para dados experimentais. Para casos da literatura, 81,94% com variação de $\pm 7^{\circ}\text{C}$ foram preditos pela RNA. Modelagens analíticas para predição de

geralmente não são confiáveis segundo o autor, assim, o método apresentado é apropriado para tal aplicação.

Utilizando um modelo econômico, Liu e Cui (2018) propuseram um controle preditivo de um sistema caldeira e turbina. O controle proposto visa não só o controle da potência no ponto de operação desejado, mas também otimizar o desempenho transitório. Este modelo apresentou resultados que podem melhorar significativamente o desempenho econômico de usinas térmicas.

As RNA's foram aplicadas para predição de troca de calor de água supercrítica por Chang *et al.* (2018). A utilização dos fluidos supercríticos tem aumentado significativamente a eficiência térmica. Porém, mudanças das propriedades termofísicas dos fluidos ocorrem repentinamente causando dificuldades no processo de transferência de calor. Para driblar este problema as RNA's são utilizadas com 5280 dados experimentais publicados para treinamento. Os resultados da RNA mostraram-se mais significativos do que as correlações estabelecidas na literatura. Verificou-se que o desempenho da RNA foi satisfatório tanto para dentro como para fora da faixa dados de treinamento.

Diante de todos estes estudos, neste trabalho será apresentado um estudo realizado em uma caldeira cujo combustível é biomassa composta por borra de café (resíduo de processo de produção do café solúvel) e cavaco de eucalipto. Para tanto, o equipamento será dividido em quatro volumes de controle: câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar. A fim de entender a influência do excesso de ar, da umidade da borra de café e da umidade do cavaco de eucalipto serão obtidos dados de operação do equipamento e posteriormente utilizados para treinar e validar uma RNA. Esta rede treinada fornecerá os dados de operação como função dos parâmetros investigados. Para quantificar o desempenho do equipamento serão aplicadas a primeira e segunda lei da termodinâmica. Os resultados poderão fornecer uma melhor compreensão acerca do processo de geração de vapor bem como a influência do excesso de ar, da umidade da borra de café e da umidade do cavaco de eucalipto.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1 – MODELAGEM MATEMÁTICA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO

O processo de combustão pode ser definido como uma reação exotérmica entre um combustível e o oxigênio gerando os produtos de combustão que são basicamente dióxido de carbono e vapor de água (Rosendahl, 2013).

A combustão direta é a tecnologia mais antiga e comum aplicada no processo de combustão, sendo um dos principais meios de geração de eletricidade no mundo inteiro. Por muito tempo o carvão foi o principal combustível sólido para geração de energia. Contudo, com as questões ambientais que têm surgido nos últimos anos, leis ambientais cada vez mais rígidas e as mudanças climáticas, pressionam a utilização de novas fontes de energia. Assim, a biomassa surge como a mais importante e de maior potencial energético para substituir o carvão.

Apesar de terem a mesma origem, biomassa e carvão, suas estruturas e propriedades químicas são relativamente diferentes. O carvão possui, em geral, maior teor de carbono fixo em sua composição, enquanto a biomassa possui maior teor de matéria volátil e maior umidade. Estes parâmetros influenciam diretamente no PCI do combustível, e principalmente a umidade, na Figura 3.1 apresenta o comportamento de cada combustível.

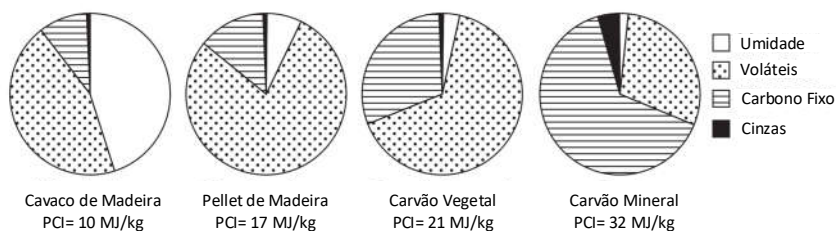


Figura 3.1 – Composição típica da madeira e seus pré-tratados e do carvão, bem como seus respectivos PCI. Fonte: (ROSENDAHL, 2013).

A água evapora quando o combustível entra na câmara de combustão, porém, a energia necessária para evaporação não será poder ser recuperada. Por possuir maior teor de matéria volátil em relação ao carvão, a biomassa libera seus voláteis a temperaturas mais baixas e mais rapidamente que o carvão, assim a temperatura de ignição ocorre a valores mais baixos também.

O material volátil é liberado na forma de gases combustíveis aquecidos, em sua maioria, e queimam em contato com o oxigênio. Devido ao alto teor de voláteis a biomassa permanece menos tempo que o carvão na grelha. Após a liberação dos voláteis, o “char” é obtido, que é parte do carbono fixo. Este permanecerá nesta forma até a fase de “burnout” liberando gases de combustão e calor restando somente as cinzas, A Figura 3.2 ilustra este processo.

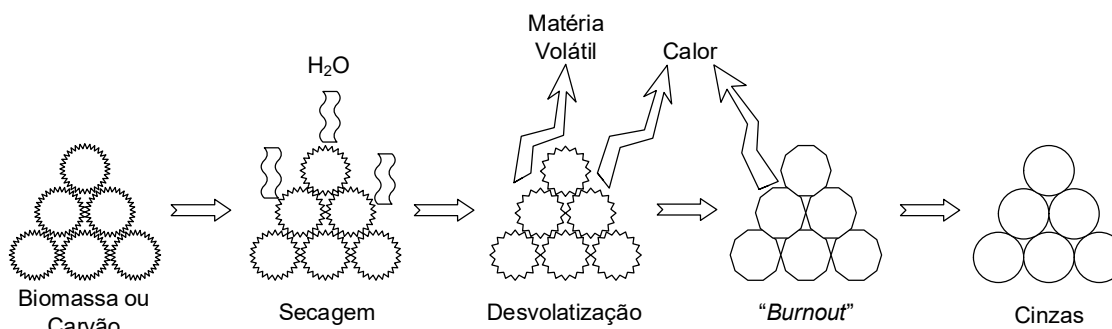
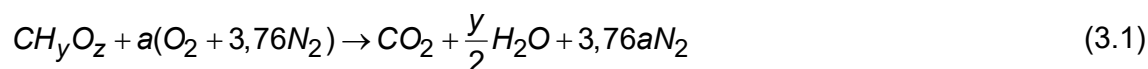


Figura 3.2 – Diagrama esquemático do processo de combustão em grelha do combustível sólido. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

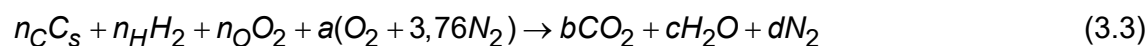
De acordo com Torrent *et al.*, (2016) e Rosendahl, (2013), a reação de combustão global completa da biomassa (desconsiderando nitrogênio e enxofre bem como seus produtos), utilizando ar atmosférico, pode ser expressa pela seguinte reação química:



onde C , H , O e N são, respectivamente, carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio. Os coeficientes y e z são as razões H/C e O/C , e o coeficiente a pode ser obtido pela seguinte expressão:

$$a = 1 + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \quad (3.2)$$

Keating (2007) propôs a seguinte reação química para a combustão do carvão e outros combustíveis sólidos tais como a biomassa:



onde C_s , H_2 , O_2 , e N_2 são, respectivamente, carbono sólido, gás hidrogênio, gás oxigênio e gás nitrogênio, e n_C , n_H , n_O , a , b , c e d são os coeficientes estequiométricos da reação de combustão.

Para identificar os coeficientes estequiométricos da Equação 3.3 é necessária a realização da análise elementar da biomassa (borra de café e cavaco de eucalipto). Nesta análise são apresentados os valores $C(\%)$, $H(\%)$, $O(\%)$, $N(\%)$ e $S(\%)$, sendo os valores de N e S desprezíveis, avaliando somente os valores de C , H e O . Na Figura 3.3 pode-se observar um exemplo ilustrativo de análise elementar para dois tipos de combustíveis sólidos da madeira (*wood*) e do carvão (*coal*):

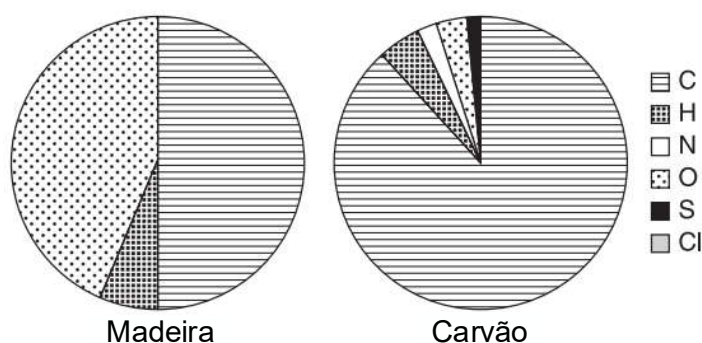
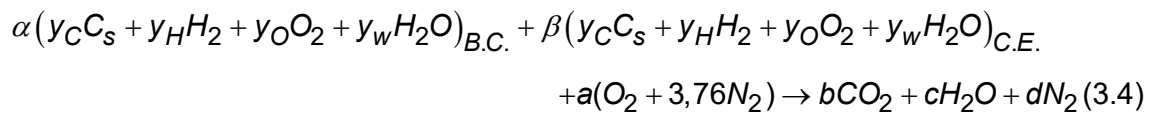


Figura 3.3 – Análise elementar ilustrativa típica da madeira e carvão. Fonte: (ROSENDAHL, 2013).

Verifica-se que a madeira, assim como vários tipos de biomassa possui elevado teor de oxigênio quando comparada ao carvão, que possui alto teor de carbono na sua composição. Com relação ao nitrogênio, enxofre e cloro, as biomassas possuem baixos teores para efeito de cálculo energético.

Neste estudo a biomassa utilizada como combustível para combustão direta é uma composição de borra de café e cavaco de madeira, portanto, é necessário reescrever a Equação 3.3 adicionando estes dois combustíveis e suas devidas porções. Esta aproximação é razoável, uma vez que a análise elementar apresenta seus resultados como uma média da composição química da biomassa. Então, ao invés de realizar uma análise com amostras de misturas de biomassa com suas devidas proporções, optou-se por utilizar as análises separadamente, conforme a reação química abaixo:



onde os índices B.C. e C.E. referem-se à borra de café e cavaco de eucalipto respectivamente, α e β são as proporções de biomassa na reação, sendo a , b , c e d determinadas pelo equilíbrio estequiométrico da Equação 3.4, obtendo-se:

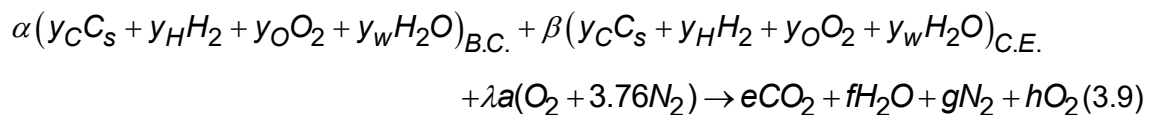
$$a = \frac{[(2b + c) - (2\alpha y_{O,B.C.} + \alpha y_{w,B.C.} + 2\beta y_{O,C.E.} + \beta y_{w,C.E.})]}{2} \quad (3.5)$$

$$b = \alpha y_{C,B.C.} + \beta y_{C,C.E.} \quad (3.6)$$

$$c = (\alpha y_{H,B.C.} + \alpha y_{w,B.C.} + \beta y_{H,C.E.} + \beta y_{w,C.E.}) \quad (3.7)$$

$$d = 3,76a \quad (3.8)$$

Pode-se adicionar na modelagem o excesso de ar na reação de combustão representada pela Equação 3.4, obtendo-se:



sendo λ o excesso de ar, e , f , g e h são determinados pelo balanço estequiométrico da reação da Equação 3.9. obtendo-se:

$$e = \alpha y_{C,B.C.} + \beta y_{C,C.E.} \quad (3.10)$$

$$f = (\alpha y_{H,B.C.} + \alpha y_{W,B.C.} + \beta y_{H,C.E.} + \beta y_{W,C.E.}) \quad (3.11)$$

$$g = 3,76a\lambda \quad (3.12)$$

$$h = \frac{(2\alpha y_{O,B.C.} + \alpha y_{W,B.C.} + 2\beta y_{O,C.E.} + \beta y_{W,C.E.}) + 2a\lambda - 2e - f}{2} \quad (3.13)$$

3.2 – MODELAGEM MATEMÁTICA DA BIOMASSA

Para identificar os coeficientes estequiométricos da reação de combustão, Equação 3.9, é necessária a realização de uma análise elementar da biomassa (borra de café e cavaco de eucalipto). Na análise elementar são obtidos os valores percentuais de C(%) (carbono), H(%) (hidrogênio), O(%) (oxigênio), N (%) (nitrogênio) e S(%) (enxofre). De maneira geral, os valores de N e S podem ser considerados desprezíveis para a biomassa, sendo avaliados somente os valores de C, H e O. A Tabela 3.1 apresenta a composição elementar e características físico-químicas (análise imediata) na base seca da borra de café e cavaco de eucalipto:

Tabela 3.1- Composição elementar da biomassa (base seca)

	C(%)	H(%)	O(%)	Cinzas (%)
Borra de Café¹	60,85	7,47	31,40	0,290
Cavaco de Eucalipto²	46,09	6,02	46,04	0,504

Fonte: ¹ SILVA, *et al.*, 1998 e ² MACEDO, 2006.

Utilizando as informações da Tabela 3.1, os coeficientes da Equação 3.9 podem então ser calculados. Tanto a borra de café quanto o cavaco de eucalipto da

Tabela 3.1 foram analisados na base seca, ou seja, as análises elementar e imediata foram realizadas sem umidade. Entretanto, o combustível de trabalho (biomassa) possui umidade. No caso da borra de café a umidade pode atingir 70% enquanto no cavaco de eucalipto a umidade pode atingir 50%, segundo dados fornecidos pela empresa. Dessa forma, deve-se adicionar o teor de umidade aos combustíveis. Assim, a composição elementar da biomassa pode ser reescrita em função da umidade na seguinte forma:

$$C_w(\%) = C(\%) - C(\%) \cdot \frac{w(\%)}{100} \quad (3.14)$$

$$H_w(\%) = H(\%) - H(\%) \cdot \frac{w(\%)}{100} \quad (3.15)$$

$$O_w(\%) = O(\%) - O(\%) \cdot \frac{w(\%)}{100} \quad (3.16)$$

$$Cinzas_w(\%) = Cinzas(\%) - Cinzas(\%) \cdot \frac{w(\%)}{100} \quad (3.17)$$

Entretanto, é conveniente reescrever as Equações 3.14 a 3.17 na base de 1 kg de biomassa, obtendo-se:

$$C_w(kg) = \frac{C_w(\%)}{100} \quad (3.18)$$

$$H_w(kg) = \frac{H_w(\%)}{100} \quad (3.19)$$

$$O_w(kg) = \frac{O_w(\%)}{100} \quad (3.20)$$

$$Cinzas_w(kg) = \frac{Cinzas_w(\%)}{100} \quad (3.21)$$

$$w(kg) = \frac{w(\%)}{100} \quad (3.22)$$

A partir da Tabela 3.1 e dos trabalhos de Friedl, Padouvas e Varmuza, 2005 e Channiwala e Parikh, 2002, nota-se que o teor de cinzas na biomassa é baixo e em alguns casos desprezível. Para efeitos de cálculo, as cinzas e seus efeitos térmicos serão desprezados devido a sua baixa concentração na biomassa. Portanto, as Equações 3.18 a 3.22 são rescritas como:

$$C_{wsc}(kg) = \frac{C_w(kg)}{1 - Cinzas_w(kg)} \quad (3.23)$$

$$H_{wsc}(kg) = \frac{H_w(kg)}{1 - Cinzas_w(kg)} \quad (3.24)$$

$$O_{wsc}(kg) = \frac{O_w(kg)}{1 - Cinzas_w(kg)} \quad (3.25)$$

$$w_{wsc}(kg) = \frac{w(kg)}{1 - Cinzas_w(kg)} \quad (3.26)$$

Utilizando as massas molares obtidas de Moran, *et al.*, 2018, obtém-se:

$$\overline{C}_{wsc}(kmol) = \frac{C_{wsc}(kg)}{C} \quad (3.27)$$

$$\overline{H}_{wsc}(kmol) = \frac{H_{wsc}(kg)}{H_2} \quad (3.28)$$

$$\overline{O}_{wsc}(kmol) = \frac{O_{wsc}(kg)}{O_2} \quad (3.29)$$

$$\overline{w}_{wsc}(kmol) = \frac{w_{wsc}(kg)}{H_2O} \quad (3.30)$$

onde C , H_2 , O_2 , e H_2O é a massa molar do carbono, gás hidrogênio, gás oxigênio e da água, respectivamente.

A quantidade de mols de combustível pode ser expressa pela seguinte expressão:

$$x_{Comb} = \overline{C}_{wsc}(kmol) + \overline{H}_{wsc}(kmol) + \overline{O}_{wsc}(kmol) + \overline{w}_{wsc}(kmol) \quad (3.31)$$

Uma vez que se têm os elementos é conveniente obter a fração molar da biomassa úmida e sem cinzas para se calcular os coeficientes estequiométricos da Equação 3.9, ou seja:

$$y_C = \frac{\overline{C}_{wsc}(kmol)}{x_{Comb}} \quad (3.32)$$

$$y_H = \frac{\overline{H}_{wsc}(kmol)}{x_{Comb}} \quad (3.33)$$

$$y_O = \frac{\overline{O}_{wsc}(kmol)}{x_{Comb}} \quad (3.34)$$

$$y_w = \frac{\overline{w}_{wsc}(kmol)}{x_{Comb}} \quad (3.35)$$

Para se calcular as frações molares de cada combustível, a modelagem acima deve ser aplicada a cada combustível com sua respectiva composição elementar. Um parâmetro de interesse para quantificar a quantidade de ar e de combustível na combustão é chamado de razão ar-combustível. Este parâmetro pode ser calculado através da reação de combustão, Equação 3.4. A quantidade de ar teórico (base mássica) pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$R_{Ar,Com} = \overline{R}_{Ar,Com} \left(\frac{M_{Ar}}{M_{Bio}} \right) \quad (3.36)$$

onde M_{Ar} é a massa molar do ar (28,97 kg/kmol, segundo MORAN, *et al.*, 2018). Já $\overline{R_{Ar,Com}}$ e M_{Bio} são a razão ar combustível na base molar e massa molar da biomassa úmida e são calculados pelas seguintes expressões:

$$\overline{R_{Ar,Com}} = a + 3,76a \quad (3.37)$$

$$M_{Bio} = \alpha M_{B.C.} + \beta M_{C.E.} \quad (3.38)$$

onde $M_{B.C.}$ e $M_{C.E.}$ são as massas molares da borra de café e do cavaco de eucalipto na base úmida respectivamente, e são calculadas por meio das seguintes expressões:

$$M_{B.C.} = C Y_{C_{B.C.}} + H_2 Y_{H_{2,B.C.}} + O_2 Y_{O_{2,B.C.}} + H_2 O Y_{H_2 O_{B.C.}} \quad (3.39)$$

$$M_{C.E.} = C Y_{C_{C.E.}} + H_2 Y_{H_{2,C.E.}} + O_2 Y_{O_{2,C.E.}} + H_2 O Y_{H_2 O_{C.E.}} \quad (3.40)$$

com $Y_{C_{B.C.}}$, $Y_{H_{2,B.C.}}$, $Y_{O_{2,B.C.}}$, $Y_{H_2 O_{B.C.}}$, $Y_{C_{C.E.}}$, $Y_{H_{2,C.E.}}$, $Y_{O_{2,C.E.}}$ e $Y_{H_2 O_{C.E.}}$ obtidos por:

$$Y_{C_{B.C.}} = \frac{C y_{C_{B.C.}}}{C y_{C_{B.C.}} + H_2 y_{H_{2,B.C.}} + O_2 y_{O_{2,B.C.}} + H_2 O y_{H_2 O_{B.C.}}} \quad (3.41)$$

$$Y_{H_{2,B.C.}} = \frac{H_2 y_{H_{2,B.C.}}}{C y_{C_{B.C.}} + H_2 y_{H_{2,B.C.}} + O_2 y_{O_{2,B.C.}} + H_2 O y_{H_2 O_{B.C.}}} \quad (3.42)$$

$$Y_{O_{2,B.C.}} = \frac{O_2 y_{O_{2,B.C.}}}{C y_{C_{B.C.}} + H_2 y_{H_{2,B.C.}} + O_2 y_{O_{2,B.C.}} + H_2 O y_{H_2 O_{B.C.}}} \quad (3.43)$$

$$Y_{H_2 O_{B.C.}} = \frac{H_2 O y_{H_2 O_{B.C.}}}{C y_{C_{B.C.}} + H_2 y_{H_{2,B.C.}} + O_2 y_{O_{2,B.C.}} + H_2 O y_{H_2 O_{B.C.}}} \quad (3.44)$$

$$Y_{C_{C.E.}} = \frac{C_{yC_{C.E.}}}{C_{yC_{C.E.}} + H_{2yH_{2,C.E.}} + O_{2yO_{2,C.E.}} + H_{2OyH_{2O_{C.E.}}}} \quad (3.45)$$

$$Y_{H_{2,C.E.}} = \frac{H_{2yH_{2,C.E.}}}{C_{yC_{C.E.}} + H_{2yH_{2,C.E.}} + O_{2yO_{2,C.E.}} + H_{2OyH_{2O_{C.E.}}}} \quad (3.46)$$

$$Y_{O_{2,C.E.}} = \frac{O_{2yO_{2,C.E.}}}{C_{yC_{C.E.}} + H_{2yH_{2,C.E.}} + O_{2yO_{2,C.E.}} + H_{2OyH_{2O_{C.E.}}}} \quad (3.47)$$

$$Y_{H_{2O_{C.E.}}} = \frac{H_{2OyH_{2O_{C.E.}}}}{C_{yC_{C.E.}} + H_{2yH_{2,C.E.}} + O_{2yO_{2,C.E.}} + H_{2OyH_{2O_{C.E.}}}} \quad (3.48)$$

3.3 – PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA APLICADA À CALDEIRA

A caldeira de biomassa deste estudo tem capacidade de produção de vapor de 50.000 kg/h de vapor (~13,9 kg/s), sendo sua pressão de trabalho de 21 kgf/cm² e temperatura 216,2 °C. Há ainda outra caldeira, cujo combustível é óleo BPF (baixo poder de fluidez), não operando simultaneamente com a caldeira de biomassa. A biomassa (borra de café e cavaco de eucalipto) é utilizada na caldeira como combustível para geração de vapor, que é consumido pela fábrica de café solúvel, tanto para produção quanto para os equipamentos.

A caldeira analisada é uma caldeira aquatubular BREMER Lignodyn-50 tipo monodrum com grelha móvel inclinada com sistema autolimpante. Os componentes que serão analisados da caldeira são: câmara de combustão, evaporador, economizador, pré-aquecedor de ar (pré-ar), conforme observado na Figura 3.4. Seus principais equipamentos são um ventilador primário, um ventilador secundário e um exaustor.

Com informações colhidas na empresa e no catálogo da empresa (BREMER, 2018), foi elaborado um diagrama da caldeira (Figura 3.5) demonstrando os principais equipamentos que são analisados neste trabalho, bem como, os fluxos de biomassa (preto), ar (verde), água (azul), gases de combustão (cinza), vapor (vermelho) e cinzas (marrom). O tubulão ou balão da caldeira, desareador e ciclone

não serão analisados, uma vez que no balão e desareador não ocorrem processos relevantes e é considerado apenas como um acumulador de água e vapor, enquanto o ciclone tem a função de remover o material particulado.

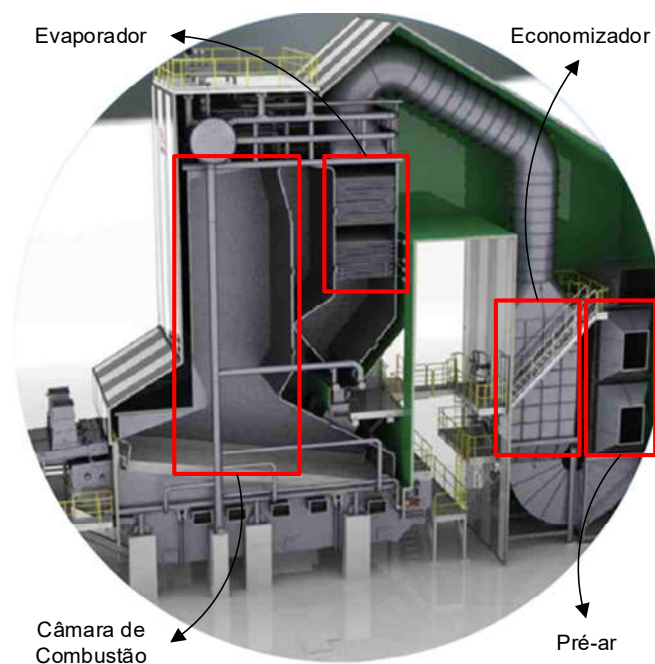


Figura 3.4 – Vista em corte da caldeira. Fonte: (BREMER, 2018).

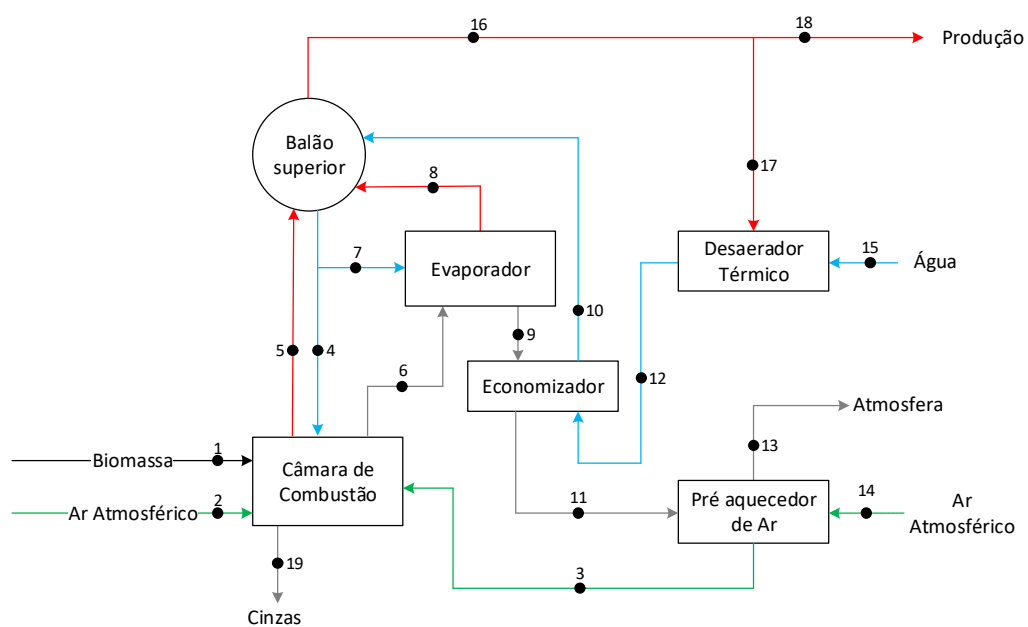


Figura 3.5 - Diagrama esquemático da caldeira. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

3.3.1 – Câmara de combustão

A câmara de combustão, Figura 3.6, é envolta por um sistema chamado de “parede d’água”, que consiste de feixes de tubos pelos quais passam a água oriunda do balão (estado 4), vaporizando e retornando ao balão (estado 5).

A biomassa entra na câmara de combustão através dos alimentadores que misturam a borra de café e cavaco de madeira na proporção de 25% de borra e 75% de cavaco. Uma grelha do tipo rotativa movimenta a biomassa dentro da caldeira, como apresentado na Figura 3.2, ou seja, na região inicial da grelha tem-se a entrada biomassa úmida enquanto na região final obtém-se a cinzas que saem da caldeira e são corretamente destinadas.

O ar primário (estado 3) é injetado por cinco sopradores que estão localizados na parede lateral (à direita do fluxo de entrada de biomassa) e proveniente do pré-aquecedor a ar (pré-ar). O ar secundário (estado 2) é responsável pela correção do excesso de O_2 na corrente de gases de combustão.

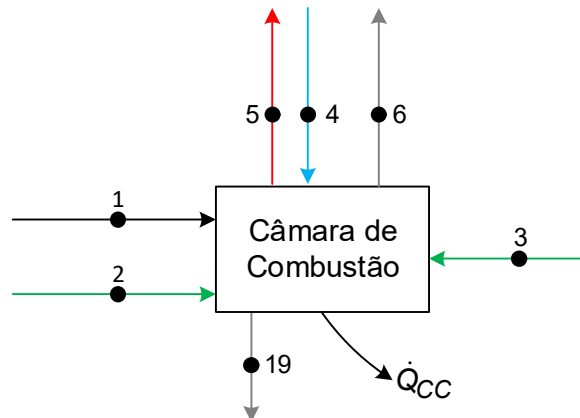


Figura 3.6 - Diagrama esquemático da câmara de combustão. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

A câmara de combustão possui duas correntes distintas, e conseqüentemente não se misturam, uma é a corrente de água (estados 4 e 5) e outra é corrente de gases de combustão (estados 1, 2, 3, 6 e 19). Aplicando um balanço de massa nestas correntes obtém-se as seguintes expressões:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.49)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad \text{Eq. 3.50}$$

onde \dot{m}_1 é vazão mássica de biomassa e pode ser reescrito como \dot{m}_{Bio} , \dot{m}_2 é vazão mássica de ar secundário e pode ser reescrito como $\dot{m}_{Ar,2^\circ}$, \dot{m}_3 é vazão mássica de ar primário e pode ser reescrito como \dot{m}_{Ar1° , \dot{m}_4 é vazão mássica de água e pode ser reescrito como $\dot{m}_{Água}$, \dot{m}_5 é vazão mássica de vapor e pode ser reescrito como \dot{m}_{Vapor} e \dot{m}_6 é vazão mássica de gases de combustão e pode ser reescrito como $\dot{m}_{G.C.}$. Assim, as Equações 3.49 e 3.50 são reescritas como:

$$\rho \dot{m}_{Água} = \rho \dot{m}_{Vapor} \quad (3.51)$$

$$\dot{m}_{G.C.} = \dot{m}_{Bio} + \dot{m}_{Ar2^\circ} + \dot{m}_{Ar1^\circ} \quad (3.52)$$

onde ρ é proporção de água que flui pela parede de água, uma vez que a água proveniente do tubulão circula parte pela parede de água e parte pelo evaporador. Este valor é de difícil obtenção, assim, foi adotado uma relação entre as áreas de troca da câmara de combustão e evaporador, pois não há nenhum tipo de medição deste parâmetro e nem mesmo informações no manual da caldeira.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica à câmara de combustão obtém-se:

$$\dot{Q} = \sum_{\text{Produtos}} n_i \left[\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h} \right]_i - \sum_{\text{Reagentes}} n_j \left[\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h} \right]_j \quad (3.53)$$

onde \bar{h}_f^o é entalpia de formação do elemento e $\Delta \bar{h}$ é a variação de entalpia do elemento entre a temperatura avaliada e temperatura de referência, ou seja, $\Delta \bar{h} = \bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$.

O poder calorífico é uma das principais propriedades termoquímicas de um combustível sólido havendo duas variações poder calorífico superior (PCS) e poder

calorífico inferior (PCI). O PCI assume que a água produzida pela reação permanece na fase de vapor, enquanto que o PCS considera que ele está na fase líquida, MADANAYAKE, *et al.*, 2017. O PCS (kJ/kg) pode ser calculado por meio da expressão empírica proposta por CHANNIWALA e PARIKH, 2002:

$$PCS = 0,3491 \left[\frac{C(\%)}{100} \right] + 1,1783 \left[\frac{H(\%)}{100} \right] + 0,1005 \left[\frac{S(\%)}{100} \right] - 0,1034 \left[\frac{O(\%)}{100} \right] - 0,0151 \left[\frac{N(\%)}{100} \right] - 0,0211 \left[\frac{Cinzas(\%)}{100} \right] \quad (3.54)$$

onde os valores de $S(\%)$ e $N(\%)$ foram considerados desprezíveis para a biomassa.

Para determinar os valores de PCI (kJ/kg) da biomassa úmida, pode-se utilizar a seguinte expressão (RENDEIRO, NOGUEIRA, *et al.*, 2008):

$$PCI_w = \left[1 - \frac{w(\%)}{100} \right] \cdot (PCS) - \left[\frac{9 \cdot \left(1 - \frac{w(\%)}{100} \right) \cdot H(\%)}{100} \cdot 2442,3 \right] - \frac{w(\%)}{100} \cdot 2442,3 \quad (3.55)$$

Utilizando a composição de borra de café e a Equação 3.55 obtém-se o valor do $PCI_{w,B.C.}$. Através do mesmo procedimento para o cavaco de eucalipto, obtém-se também o $PCI_{w,C.E.}$. O poder calorífico da biomassa ($PCI_{w,Bio}$) é então calculado por:

$$PCI_{w,Bio} = \alpha PCI_{w,B.C.} + \beta PCI_{w,C.E.} \quad (3.56)$$

Os elementos C_s , H_2 , O_2 e N_2 tem entalpia de formação igual a zero, $\bar{h}_f^o = 0$. Segundo (KEATING, 2007), o PCI úmido da mistura pode ser aproximado por:

$$PCI_{w,Bio} \cong e \left(\bar{h}_f^o \right)_{CO_2} + f \left(\bar{h}_f^o \right)_{H_2O,g} - \alpha \left(\bar{h}_f^o \right)_{Bio} + \beta \left(\bar{h}_f^o \right)_{Bio} \quad (3.57)$$

Utilizando as Equações 3.53 a Equação 3.57 obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Comb} = & e\Delta\bar{h}_{CO_2} + f\Delta\bar{h}_{H_2O,g} + g\Delta\bar{h}_{N_2} + h\Delta\bar{h}_{O_2} - \\ & \alpha\left(y_{C,B.C.}\Delta\bar{h}_{C_s} + y_{H,B.C.}\Delta\bar{h}_{H_2} + y_{O,B.C.}\Delta\bar{h}_{O_2} + y_{w,B.C.}\Delta\bar{h}_{H_2O}\right) - \\ & \beta\left(y_{C,C.E.}\Delta\bar{h}_{C_s} + y_{H,C.E.}\Delta\bar{h}_{H_2} + y_{O,C.E.}\Delta\bar{h}_{O_2} + y_{w,C.E.}\Delta\bar{h}_{H_2O}\right) - \\ & PCI_{w,Bio} - \lambda a\left(3,76\Delta\bar{h}_{N_2} + \lambda\Delta\bar{h}_{O_2}\right) \end{aligned} \quad (3.58)$$

A equações 3.54 e 3.55 foram validadas para algumas biomassas apresentadas na literatura. Os resultados podem ser observados na Tabela 3.2 onde são comparados os valores calculados de PCI úmido de cada biomassa (PCI_w) com os valores de PCI úmidos verificados na literatura (PCI_{ref}). Sendo que, B.C. é a borra de café, C.E. é o cavaco de eucalipto, B.C.A. é o bagaço de cana de açúcar, P.P. é o pellet de pinos, C.C. é o cavaco de cedro e por fim, C.A. é o caroço de azeitona.

Tabela 3.2- Comparação entre o PCI calculado (PCI_w) e do PCI encontrado na literatura (PCI_{ref}).

	C (%)	H₂ (%)	O₂ (%)	N₂ (%)	S (%)	Cinzas (%)	w (%)	PCS $\left(\frac{MJ}{Kg}\right)$	PCI_w $\left(\frac{MJ}{Kg}\right)$	PCI_{ref} $\left(\frac{MJ}{Kg}\right)$
B.C.	60,85	7,47	31,40	0,00	0,00	0,29	65,00	26,79	7,21	---*
C.E.	46,09	6,02	46,04	0,00	0,00	1,85	43,00	18,38	8,67	---*
B.C.A.¹	47,00	6,50	44,00	0,00	0,00	2,50	52,00	19,46	7,39	7,10
P.P.²	52,23	5,77	39,73	0,10	0,00	2,17	40,00	20,87	10,79	10,45
C.C.²	52,75	6,14	39,99	0,10	0,01	1,03	12,40	21,50	17,34	16,69
C.A.³	45,95	6,21	44,57	1,77	0,10	1,40	11,00	21,19	17,41	16,30

¹FILHO, 2014, ²ZHANG, *et al.*, 2015 e ³GARCÍA, *et al.*, 2017.

* Não foram encontrados valores referenciais na base úmida para estas biomassas nesta umidade.

De acordo com Weston, 1992, mais especificamente para combustíveis sólidos, os reagentes entram na reação à temperatura ambiente (temperatura de referência) enquanto os produtos emergem em altas temperaturas de reação, isto é, devido ao calor liberado pela reação, os produtos deixam o volume de controle em altas temperaturas. Portanto, os valores de $\Delta\bar{h}$ referentes à biomassa são nulos e a Equação 3.58 pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{Comb} = e\Delta\bar{h}_{CO_2} + f\Delta\bar{h}_{H_2O,g} + g\Delta\bar{h}_{N_2} + h\Delta\bar{h}_{O_2} - PCI_{w,Bio} - \lambda a(3,76\Delta\bar{h}_{N_2} + \lambda\Delta\bar{h}_{O_2}) \quad (3.59)$$

Por meio do software *Engineering Equation Solver* (EES), é possível gerar um polinômio para o cálculo dos valores de $\Delta\bar{h}$ em função da temperatura da reação de combustão. Os polinômios que possuírem índice 298 K-700 K são válidos para faixa de temperatura de 298 K até 700 K (Equações 3.60 e 3.61), enquanto que os demais são válidos para a faixa de temperaturas de 700 K a 1500 K, com $\Delta\bar{h}$ para unidades em kJ/kmol:

$$\Delta\bar{h}_{N_2,298K-700K} = 2,3 \times 10^{-3} T^2 + 27,4T - 8358,6 \quad (3.60)$$

$$\Delta\bar{h}_{O_2,298K-700K} = 4,9 \times 10^{-3} T^2 + 26,21T - 8246,8 \quad (3.61)$$

$$\Delta\bar{h}_{N_2} = 2,4 \times 10^{-3} T^2 + 27,9T - 8772 \quad (3.62)$$

$$\Delta\bar{h}_{O_2} = 2,1 \times 10^{-3} T^2 + 30,45T - 9863,1 \quad (3.63)$$

$$\Delta\bar{h}_{CO_2} = 5,3 \times 10^{-3} T^2 + 43,26T - 15210 \quad (3.64)$$

$$\Delta\bar{h}_{H_2O} = 5,8 \times 10^{-3} T^2 + 29,6T - 9431,9 \quad (3.65)$$

Adicionando os fluxos de biomassa, ar e gases de combustão na Equação 3.59, obtém-se:

$$\dot{Q}_{Comb} = \frac{\dot{m}_{GC} \left[e\Delta\bar{h}(T_{C.C.})_{CO_2} + f\Delta\bar{h}(T_{C.C.})_{H_2O,g} + g\Delta\bar{h}(T_{C.C.})_{N_2} + h\Delta\bar{h}(T_{C.C.})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} - \frac{\dot{m}_{Ar2} \circ \lambda a \left[3,76\Delta\bar{h}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} + \lambda\Delta\bar{h}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} - \dot{m}_{Bio} PCI_{w,Bio} - \frac{\dot{m}_{Ar1} \circ \lambda a \left[3,76\Delta\bar{h}(T_3)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta\bar{h}(T_3)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \quad (3.66)$$

onde ν e ε são constantes que definem a proporção de ar primário e secundário que entram na câmara de combustão e $M_{G.C.}$ é a massa molar dos gases de combustão, e é expressa por:

$$\nu = \frac{P_1(\%)v_1}{P_1(\%)v_1 + P_2(\%)v_2} \quad (3.67)$$

$$\varepsilon = \frac{P_2(\%)v_2}{P_1(\%)v_1 + P_2(\%)v_2} \quad (3.68)$$

$$M_{G.C.} = CO_2 Y_{CO_2} + H_2O Y_{H_2O} + O_2 Y_{O_2} + N_2 Y_{N_2} \quad (3.69)$$

onde CO_2 é a massa molar do dióxido de carbono e N_2 é a massa molar do nitrogênio (MORAN, *et al.*, 2018). Destaca-se que Y_{O_2} é a fração mássica de oxigênio na corrente de gases de combustão. Esse parâmetro foi obtido pela leitura de um sensor posicionado após o pré-aquecedor de ar. A leitura deste sensor determina o excesso de ar na corrente de gases de combustão.

De acordo com Keating, (2007) a eficiência térmica da reação de combustão pode ser calculada como:

$$\eta_{Comb} = \frac{\dot{Q}_{Comb}}{\dot{m}_{Bio} PCI_{w,Bio}} \quad (3.70)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle da câmara de combustão, Figura 3.6, e desprezando os efeitos térmicos das cinzas, obtém-se:

$$\dot{Q}_{C.C.} = +\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \quad (3.71)$$

onde:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{Bio} PCI_{w,Bio} \quad (3.72)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \frac{\dot{m}_{Ar2^\circ} \lambda a \left[3,76 \Delta \bar{h}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \quad (3.73)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \frac{\dot{m}_{Ar1^\circ} \lambda a \left[3,76 \Delta \bar{h}(T_3)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_3)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \quad (3.74)$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_{Água} h_{Água,4} \quad (3.75)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,5} \quad (3.76)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{CO_2} + f \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{H_2O,g} + g \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{N_2} + h \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.77)$$

sendo:

$$\dot{m}_{Ar1^\circ} = v \dot{m}_{Ar} \quad (3.78)$$

$$\dot{m}_{Ar2^\circ} = \varepsilon \dot{m}_{Ar} \quad (3.79)$$

Utilizando as Equações 3.71 a 3.79 e rearrajando os termos, obtém-se:

$$\dot{Q}_{C.C.} = \dot{m}_{Bio} PCl_{w,Bio} + \frac{\dot{m}_{Ar1} \lambda a \left[3,76 \Delta \bar{h}(T_3)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_3)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} +$$

$$\frac{\dot{m}_{Ar2} \lambda a \left[3,76 \Delta \bar{h}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} +$$

$$\dot{m}_{Água} h_{Água,4} - \dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,5} -$$

$$\frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{CO_2} + f \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{H_2O,g} + g \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{N_2} + h \Delta \bar{h}(T_{C.C.})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.80)$$

A eficiência térmica da câmara de combustão pode ser calculada como:

$$\eta_{C.C.} = \frac{\dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,5} - \dot{m}_{Água} h_{Água,4}}{\dot{m}_{Bio} PCl_{w,Bio}} \quad (3.81)$$

3.3.2 – Evaporador

O volume de controle do evaporador é apresentado na Figura 3.7, juntamente com suas entradas e saídas. Deve-se ressaltar que a água utilizada pelo evaporador é oriunda do balão, no evaporador a água troca calor com os gases de combustão que entram no equipamento, então a água passa do estado líquido para o vapor e retorna aos balão, enquanto os gases de combustão saem para o economizador.

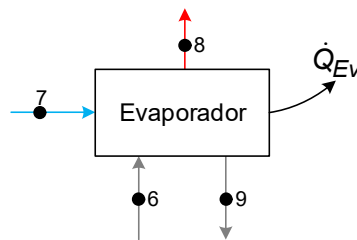


Figura 3.7- Diagrama esquemático do evaporador. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

A evaporador possui duas correntes distintas: uma é a corrente de água (estados 7 e 8) e outra é corrente dos gases de combustão (estados 6 e 9). Aplicando um balanço de massa obtém-se:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.82)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_9 \quad (3.83)$$

onde \dot{m}_7 é vazão mássica de água e pode ser reescrito como $\dot{m}_{Água}$, \dot{m}_8 é vazão mássica de água e pode ser reescrito como \dot{m}_{Vapor} e \dot{m}_6 e \dot{m}_9 são as vazões mássicas dos gases de combustão e podem ser reescritos como $\dot{m}_{G.C.}$. Assim, as Equações 3.82 e 3.83 são reescritas como:

$$(1 - \rho)\dot{m}_{Água} = (1 - \rho)\dot{m}_{Vapor} \quad (3.84)$$

$$\dot{m}_{G.C.} = \dot{m}_{G.C.} \quad (3.85)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle englobando o evaporador, obtém-se a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{Ev} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 \quad (3.86)$$

Substituindo a Equação 3.86 pelos termos definidos anteriormente, reescreve-se essa expressão na seguinte forma:

$$\dot{Q}_{Ev} = +\dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,8} + \dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,9} - \dot{m}_{Água} h_{Água,7} - \dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,6} \quad (3.87)$$

onde:

$$\dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,9} = \frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e \Delta \bar{h}(T_9)_{CO_2} + f \Delta \bar{h}(T_9)_{H_2O,g} + g \Delta \bar{h}(T_9)_{N_2} + h \Delta \bar{h}(T_9)_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.88)$$

A eficiência térmica do evaporador é calculada como:

$$\eta_{Ev} = \frac{\dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,8} - \dot{m}_{Água} h_{Água,7}}{\dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,6} - \dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,9}} \quad (3.89)$$

3.3.3 – Economizador

A Figura 3.8 apresenta o volume de controle do economizador juntamente com suas entradas e saídas. Os gases de combustão que saem do evaporador que são proveniente do processo de combustão, entra no economizador e troca calor com água que é proveniente do desaerador. Aquecida a água tem como destino o balão enquanto os gases de combustão vão para o pré-aquecedor de ar.

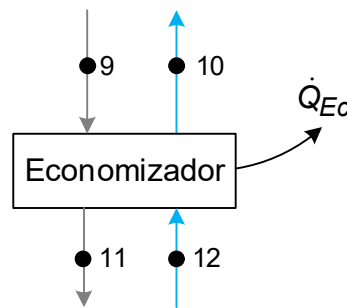


Figura 3.8 - Diagrama esquemático do economizador. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

De maneira similar ao evaporador, o economizador possui duas correntes distintas, uma é a corrente de água (estados 10 e 12) e outra é corrente dos gases de combustão (estados 9 e 11). Aplicando um balanço de massa obtém-se:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12} \quad (3.90)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11} \quad (3.91)$$

onde \dot{m}_{10} e \dot{m}_{12} são as vazões mássicas de água, podendo ser reescritas como $\dot{m}_{Água}$ e \dot{m}_9 e \dot{m}_{11} são as vazões mássicas dos gases de combustão, podendo ser reescritas como $\dot{m}_{G.C.}$. Assim, as Equações 3.90 e 3.91 são reescritas como:

$$\dot{m}_{Água} = \dot{m}_{Água} \quad (3.92)$$

$$\dot{m}_{G.C.} = \dot{m}_{G.C.} \quad (3.93)$$

Analisando o economizador e aplicando a primeira lei da termodinâmica, obtém-se:

$$\dot{Q}_{Ec} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_{12}h_{12} \quad (3.94)$$

Reescrevendo a Equação 3.94 com os termos anteriormente citados, obtém-se:

$$\dot{Q}_{Ec} = \dot{m}_{G.C.}h_{G.C.,11} + \dot{m}_{Água}h_{Água,10} - \dot{m}_{G.C.}h_{G.C.,9} - \dot{m}_{Água}h_{12,Água} \quad (3.95)$$

onde:

$$\dot{m}_{G.C.}h_{G.C.,11} = \frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e\Delta\bar{h}(T_{11})_{CO_2} + f\Delta\bar{h}(T_{11})_{H_2O,g} + g\Delta\bar{h}(T_{11})_{N_2} + h\Delta\bar{h}(T_{11})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.96)$$

A eficiência térmica do economizador é obtida pela seguinte expressão:

$$\eta_{Ec} = \frac{\dot{m}_{Água} (h_{Água,10} - h_{Água,12})}{\dot{m}_{G.C.} (h_{G.C.,9} - h_{G.C.,11})} \quad (3.97)$$

3.3.4 – Pré-aquecedor de ar

O pré-aquecedor de ar ou pré-ar é mostrado na Figura 3.9 representando o volume de controle estudado. Os gases de combustão que saem do economizador são direcionados ao pré-ar onde ocorre a troca de calor com o ar primário que é aspirado da atmosfera. O ar quente é direcionado para a câmara de combustão e os gases de combustão são encaminhados ao ciclone para remover o particulado restante, antes de ser liberado na atmosfera pela chaminé.

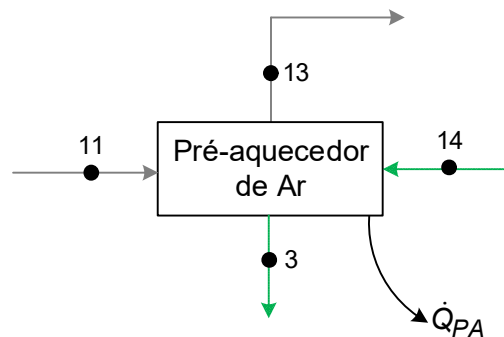


Figura 3.9 - Diagrama esquemático do pré-aquecedor de ar. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

O pré-aquecedor de ar possui duas correntes distintas, sendo uma delas a corrente de ar primário (estados 3 e 14) e a outra, a corrente dos gases de combustão (estados 11 e 13). Aplicando um balanço de massa obtém-se:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{14} \quad (3.98)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} \quad (3.99)$$

onde \dot{m}_3 e \dot{m}_{14} são as vazões mássicas de ar primário, podendo ser reescritas como $\dot{m}_{Ar,1^\circ}$ e \dot{m}_{11} e \dot{m}_{13} são as vazões mássicas dos gases de combustão, podendo ser reescritas como \dot{m}_{GC} . Assim, as Equações 3.98 e 3.99 são reescritas como:

$$\dot{m}_{Ar,1^\circ} = \dot{m}_{Ar,1^\circ} \quad (3.100)$$

$$\dot{m}_{CG} = \dot{m}_{CG} \quad (3.101)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no pré-aquecedor de ar, obtém-se:

$$\dot{Q}_{P.A.} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{14} h_{14} \quad (3.102)$$

Reescrevendo a Equação 3.102 com os termos anteriormente citados, obtém-se:

$$\dot{Q}_{P.A.} = \dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,13} + \dot{m}_{Ar1^\circ} h_{Ar1^\circ,3} - \dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,11} - \dot{m}_{Ar1^\circ} h_{Ar1^\circ,14} \quad (3.103)$$

onde:

$$\dot{m}_{G.C.} h_{G.C.,13} = \frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e \Delta \bar{h}(T_{13})_{CO_2} + f \Delta \bar{h}(T_{13})_{H_2O,g} + g \Delta \bar{h}(T_{13})_{N_2} + h \Delta \bar{h}(T_{13})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.104)$$

A eficiência térmica do evaporador é obtida pela seguinte expressão:

$$\eta_{P.A.} = \frac{\dot{m}_{Ar,1^\circ} (h_{Ar1^\circ,3} - h_{Ar1^\circ,14})}{\dot{m}_{G.C.} (h_{G.C.,13} - h_{G.C.,11})} \quad (3.105)$$

3.4 – BALANÇO EXERGÉTICO APLICADO À CALDEIRA

A exergia total dos estados analisados na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar desconsidera efeitos cinéticos e potencial gravitacional, assim a exergia aplicada aos equipamentos resulta em:

$$\dot{A}_T = \dot{A}_F + \dot{A}_Q \quad (3.106)$$

onde \dot{A}_T é a exergia total do estado analisado. \dot{A}_F é a exergia física do estado analisado, correspondendo a variação de pressão e temperatura do estado em análise e temperatura pressão do ambiente. \dot{A}_Q é a exergia total do estado analisado, sendo entendido como a variação da composição do estado em análise e a composição do ambiente.

3.4.1 – Câmara de combustão

O balanço de exergético aplicado à câmara de combustão, Figura 3.6, pode ser expresso por:

$$\dot{A}_{d,C.C.} = \dot{A}_{T_1} + \dot{A}_{T_2} + \dot{A}_{T_3} + \dot{A}_{T_4} - \dot{A}_{T_5} - \dot{A}_{T_6} - \dot{A}_{T_{19}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q}_{C.C.} \quad (3.107)$$

onde: T_0 é a temperatura do ambiente, T_b é a temperatura de fronteira média da caldeira, \dot{A}_{T_1} é exergia total da biomassa e é substituído por $\dot{A}_{T_{Bio}}$, \dot{A}_{T_2} é exergia total do ar secundário e é substituído por $\dot{A}_{T_{Ar,2^\circ}}$, \dot{A}_{T_3} é exergia total do ar primário e é substituído por $\dot{A}_{T_{Ar,1^\circ}}$, \dot{A}_{T_4} é exergia total da água e é substituído por $\dot{A}_{T_{Água}}$, \dot{A}_{T_5} é exergia total do vapor e é substituído por $\dot{A}_{T_{Vapor}}$, \dot{A}_{T_6} é exergia total da gases de combustão e é substituído por $\dot{A}_{T_{G.C.,6}}$ e por fim, $\dot{A}_{T_{19}}$ é exergia total da cinzas e é substituído por $\dot{A}_{T_{Cinzas}}$ que é considerada desprezível. Todos estes termos são calculados como:

$$\dot{A}_{T_1} = \dot{m}_1 a_{q_1} = \dot{A}_{T_{Bio}} = \dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}} \quad (3.108)$$

$$\dot{A}_{T_2} = \dot{m}_2 a_2 = \dot{A}_{T_{Ar,2^\circ}} = \dot{m}_{Ar,2} a_{f_{Ar,2^\circ,2}} \quad (3.109)$$

$$\dot{A}_{T_3} = \dot{m}_3 a_3 = \dot{A}_{T_{Ar1^\circ}} = \dot{m}_{Ar,1} a_{f_{Ar1^\circ,3}} \quad (3.110)$$

$$\dot{A}_{T_4} = \dot{m}_4 a_4 = \dot{A}_{T_{Água}} = \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,4}} \quad (3.111)$$

$$\dot{A}_{T_5} = \dot{m}_5 a_5 = \dot{A}_{T_{Vapor}} = \dot{m}_{Vapor} a_{f_{Vapor,5}} \quad (3.112)$$

$$\dot{A}_{T_6} = \dot{m}_6 a_6 = \dot{A}_{T_{G.C.,6}} = \dot{m}_{G.C.} \left(a_{f_{G.C.,6}} + a_{q_{G.C.,6}} \right) \quad (3.113)$$

A exergia física da biomassa é nula, pois esta entra na câmara de combustão à temperatura ambiente, a exergia química do primário e secundário é nula pois sua composição química é semelhante a composição química do ambiente. Portanto, a Equação 3.107 é reescrita como:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,C.C.} = & \dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}} + \dot{m}_{Ar,2^\circ} a_{f_{Ar2^\circ,2}} + \dot{m}_{Ar1^\circ} a_{f_{Ar1^\circ,3}} + \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,4}} - \\ & \dot{m}_{Vapor} a_{f_{Vapor,5}} - \dot{m}_{G.C.} \left(a_{f_{G.C.,6}} + a_{q_{G.C.,6}} \right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,C.C.}} \right) \dot{Q}_{C.C.} \end{aligned} \quad (3.114)$$

A exergia da biomassa borra de café e cavaco de eucalipto, pode ser aproximada por meio da expressão de exergia da madeira proposta por Szargut, Morris e Steward, 1988:

$$a_{q_{B.C.}} = \mu_{B.C.} \left(2442 w_{B.C.} + PCI_{w,B.C.} \right) + a_{q_{H_2O}} w_{B.C.} \quad (3.115)$$

$$a_{q_{C.E.}} = \mu_{C.E.} \left(2442 w_{C.E.} + PCI_{w,B.C.} \right) + a_{q_{H_2O}} w_{C.E.} \quad (3.116)$$

onde $a_{q_{H_2O}} = 50,5 \text{ kJ/kg}$ é a exergia química da água, conforme Moran, *et al.*

(2018), e $\mu_{B.C.}$ e $\mu_{C.E.}$ são escritos como:

$$\mu_{B.C.} = \frac{1,0412 + 0,2160 \left[\frac{H_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right] + 0,0450 \left[\frac{N_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right]}{1 - 0,3035 \left[\frac{O_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right]} - \frac{0,2499 \left[\frac{O_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right] \left\{ 1 + 0,7884 \left[\frac{H_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right] \right\}}{1 - 0,3035 \left[\frac{O_{w,B.C.}(\%)}{C_{w,B.C.}(\%)} \right]} \quad (3.117)$$

$$\mu_{C.E.} = \frac{1,0412 + 0,2160 \left[\frac{H_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right] + 0,0450 \left[\frac{N_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right]}{1 - 0,3035 \left[\frac{O_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right]} - \frac{0,2499 \left[\frac{O_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right] \left\{ 1 + 0,7884 \left[\frac{H_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right] \right\}}{1 - 0,3035 \left[\frac{O_{w,C.E.}(\%)}{C_{w,C.E.}(\%)} \right]} \quad (3.118)$$

sendo $N_{w,B.C.}(\%)$ e $N_{w,C.E.}(\%)$ o teor de nitrogênio na borra de café e cavaco de eucalipto que é igual a zero, pois o teor de nitrogênio presente na biomassa é desprezível.

Assim, a exergia da biomassa úmida pode ser escrita como:

$$a_{q_{Bio}} = \alpha a_{q_{B.C.}} + \beta a_{q_{C.E.}} \quad (3.119)$$

A exergia química dos gases de combustão pode ser quantificada pela seguinte expressão:

$$a_{q_{G.C.}} = \frac{RT_0 \left[e \ln \left(\frac{y_{CO_2}}{y^e_{CO_2}} \right) + f \ln \left(\frac{y_{H_2O_g}}{y^e_{H_2O_g}} \right) + g \ln \left(\frac{y_{N_2}}{y^e_{N_2}} \right) + h \ln \left(\frac{y_{O_2}}{y^e_{O_2}} \right) \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.120)$$

onde R a constante universal dos gases perfeitos com valor $R = 8,314 \text{ kJ/kmolK}$ (MORAN, *et al.*, 2018), $y^e\text{CO}_2$, $y^e\text{H}_2\text{O}_g$, $y^e\text{N}_2$ e $y^e\text{O}_2$ corresponde a fração molar elementos que compõem ar do ambiente, seus valores são $y^e\text{CO}_2 = 0,0003$, $y^e\text{H}_2\text{O}_g = 0,0303$, $y^e\text{N}_2 = 0,7567$ e $y^e\text{O}_2 = 0,2035$ (MORAN, *et al.*, 2018). As frações molares dos elementos que compõem os gases de combustão são representados por $y\text{CO}_2$, $y\text{H}_2\text{O}_g$, $y\text{N}_2$ e $y\text{O}_2$, podendo ser calculadas pelas seguintes expressões:

$$y\text{CO}_2 = \frac{e}{e+f+g+h} \quad (3.121)$$

$$y\text{H}_2\text{O}_g = \frac{f}{e+f+g+h} \quad (3.122)$$

$$y\text{N}_2 = \frac{g}{e+f+g+h} \quad (3.123)$$

$$y\text{O}_2 = \frac{h}{e+f+g+h} \quad (3.124)$$

Para obtenção dos valores exergia física da água, vapor, ar primário e secundário, e gases combustão utilizam-se:

$$a_{F_{\text{Água},4}} = h_4 - T_0 s_4 \quad (3.125)$$

$$a_{F_{\text{Vapor},5}} = h_5 - T_0 s_5 \quad (3.126)$$

$$a_{F_{\text{Ar},1^{\circ},3}} = \frac{3,76a\lambda \left[\Delta \bar{h}(T_3)_{N_{2,298K-700K}} - \Delta \bar{s}(T_3)_{N_{2,298K-700K}} \right]}{M_{\text{Ar}}}$$

$$+ \frac{a\lambda \left[\Delta\bar{h}(T_3)_{O_{2,298K-700K}} - \Delta\bar{s}(T_3)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \quad (3.127)$$

$$a_{F_{Ar,2^{\circ},2}} = \frac{3,76a\lambda \left[\Delta\bar{h}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} - \Delta\bar{s}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} + \frac{a\lambda \left[\Delta\bar{h}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} - \Delta\bar{s}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \quad (3.128)$$

$$a_{F_{G.C.,6}} = \frac{e \left[\Delta\bar{h}(T_6)_{CO_2} - T_0 \Delta\bar{s}(T_6)_{CO_2} \right] + f \left[\Delta\bar{h}(T_6)_{H_2O,g} - T_0 \Delta\bar{s}(T_6)_{CO_2} \right]}{M_{G.C.}} + \frac{g \left[\Delta\bar{h}(T_6)_{N_2} - T_0 \Delta\bar{s}(T_6)_{N_2} \right] + h \left[\Delta\bar{h}(T_6)_{O_2} - T_0 \Delta\bar{s}(T_6)_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.129)$$

De maneira análoga a obtenção da entalpia dos elementos dos gases de combustão, utilizando *software Engineering Equation Solver* (EES), é possível criar uma expressão para os valores de $\Delta\bar{s}$ em função da temperatura da reação. Novamente, as expressões que possuem índice 298 K-700 K são válidas para faixa de temperatura de 298 K até 700 K, Equações 3.130 e 3.131, enquanto as demais são válidas uma para faixa de temperatura de 700 K a 1500 K, sendo a unidade de $\Delta\bar{h} = \text{kJ}/(\text{kmol.K})$:

$$\Delta\bar{s}_{N_2,298K-700K} = 29,58 \ln(T) - 168,62 \quad (3.130)$$

$$\Delta\bar{s}_{O_2,298K-700K} = 30,86 \ln(T) - 176,05 \quad (3.131)$$

$$\Delta\bar{s}_{N_2} = 32,88 \ln(T) - 190,36 \quad (3.132)$$

$$\Delta\bar{s}_{O_2} = 34,87 \ln(T) - 202,3 \quad (3.133)$$

$$\Delta\bar{s}_{CO_2} = 54,46 \ln(T) - 320,47 \quad (3.134)$$

$$\Delta\bar{s}_{H_2O} = 41,87 \ln(T) - 244,97 \quad (3.135)$$

A eficiência exergética da câmara de combustão é calculada como:

$$\eta_{II,C.C.} = \frac{\dot{m}_{Vapor} (a_{f_{Vapor,5}} - a_{f_{Água,4}})}{\dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}}} \quad (3.136)$$

De maneira análoga à eficiência do processo de combustão pode-se obter eficiência exergética do processo de combustão na seguinte forma:

$$\eta_{II,Comb} = \frac{\dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}} + \dot{m}_{Ar,2} a_{f_{Ar2,2}} + \dot{m}_{Ar1} a_{f_{Ar1,3}} - \dot{m}_{G.C.} (a_{f_{G.C.,6}} + a_{q_{G.C.,6}})}{\dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}}} \quad (3.137)$$

3.4.2 – Evaporador

Um balanço exergético aplicado ao evaporador, Figura 3.7, é escrito como:

$$\dot{A}_{d,Ev} = \dot{A}_{T_6} + \dot{A}_{T_7} - \dot{A}_{T_8} - \dot{A}_{T_9} + \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q}_{Ev} \quad (3.138)$$

onde: \dot{A}_{T_7} é exergia total da água e é substituído por $\dot{A}_{T_{Água}}$, \dot{A}_{T_8} é exergia total do vapor e é substituído por $\dot{A}_{T_{Vapor}}$, \dot{A}_{T_9} é exergia total dos gases de combustão e é substituído por $\dot{A}_{T_{G.C.}}$ e estes termos são expressos como:

$$\dot{A}_{T_7} = \dot{m}_7 a_7 = \dot{A}_{T_{Água}} = \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,7}} \quad (3.139)$$

$$\dot{A}_{T_8} = \dot{m}_8 a_8 = \dot{A}_{T_{Vapor}} = \dot{m}_{Vapor} a_{f_{Vapor,8}} \quad (3.140)$$

$$\dot{A}_{T_9} = \dot{m}_9 a_9 = \dot{A}_{T_{G.C.}} = \dot{m}_{G.C.} (a_{f_{G.C.,9}} + a_{q_{G.C.,9}}) \quad (3.141)$$

onde $a_{q_{G.C.}}$ é a exergia química dos gases de combustão. Como não há mudanças na composição dos gases a exergia química mantém-se constante ao longo da corrente de gases de combustão, e $a_{F_{G.C.}}$ é definido como:

$$a_{F_{G.C.,9}} = \frac{e \left[\Delta \bar{h}(T_9)_{CO_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_9)_{CO_2} \right] + f \left[\Delta \bar{h}(T_9)_{H_2O,g} - T_0 \Delta \bar{s}(T_9)_{CO_2} \right]}{M_{G.C.}} + \frac{g \left[\Delta \bar{h}(T_9)_{N_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_9)_{N_2} \right] + h \left[\Delta \bar{h}(T_9)_{O_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_9)_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.142)$$

A eficiência exergética do evaporador é calculada como:

$$\eta_{II,Ev} = \frac{\dot{m}_{Vapor} (a_{f_{Vapor,5}} - a_{f_{Água,4}})}{\dot{m}_{G.C.} \left[\left(a_{f_{G.C.,6}} + a_{q_{G.C.,6}} \right) - \left(a_{f_{G.C.,9}} + a_{q_{G.C.,9}} \right) \right]} \quad (3.143)$$

3.4.3 – Economizador

Um balanço de exergético aplicado ao economizador, Figura 3.8, fornece que:

$$\dot{A}_{d,Ec} = \dot{A}_{T_9} + \dot{A}_{T_{12}} - \dot{A}_{T_{11}} - \dot{A}_{T_{10}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q}_{Ec} \quad (3.144)$$

onde $\dot{A}_{T_{10}}$ é exergia total da água e é substituído por $\dot{A}_{T_{Água}}$, $\dot{A}_{T_{11}}$ é exergia total dos gases de combustão e é substituído por $\dot{A}_{T_{G.C.}}$, $\dot{A}_{T_{12}}$ é exergia total do água e é substituído por $\dot{A}_{T_{Água}}$ e estes termos são calculados como:

$$\dot{A}_{T_{10}} = \dot{m}_{10} a_{10} = \dot{A}_{T_{Água}} = \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,10}} \quad (3.145)$$

$$\dot{A}_{T_{11}} = \dot{m}_{11}a_{11} = \dot{A}_{T_{G.C.}} = \dot{m}_{G.C.} \left(a_{f_{G.C.,11}} + a_{q_{G.C.,11}} \right) \quad (3.146)$$

$$\dot{A}_{T_{12}} = \dot{m}_{12}a_{12} = \dot{A}_{T_{Água}} = \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,12}} \quad (3.147)$$

onde $a_{f_{G.C.,11}}$ é calculada como:

$$a_{f_{G.C.,11}} = \frac{e \left[\Delta \bar{h}(T_{11})_{CO_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{11})_{CO_2} \right] + f \left[\Delta \bar{h}(T_{11})_{H_2O,g} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{11})_{CO_2} \right]}{M_{G.C.}} + \frac{g \left[\Delta \bar{h}(T_{11})_{N_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{11})_{N_2} \right] + h \left[\Delta \bar{h}(T_{11})_{O_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{11})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.148)$$

Para quantificar a eficiência exergetica do economizador utiliza-se:

$$\eta_{II, Ec} = \frac{\dot{m}_{Água} \left(a_{f_{Água,12}} - a_{f_{Água,10}} \right)}{\dot{m}_{G.C.} \left[\left(a_{f_{G.C.,9}} + a_{q_{G.C.,9}} \right) - \left(a_{f_{G.C.,11}} + a_{q_{G.C.,11}} \right) \right]} \quad (3.149)$$

3.4.4 – Pré-aquecedor de ar

Um balanço exergetico aplicado ao pré-aquecedor de ar, Figura 3.9, fornece que:

$$\dot{A}_{d,P.A.} = \dot{A}_{T_{11}} + \dot{A}_{T_{14}} - \dot{A}_{T_3} - \dot{A}_{T_{13}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q}_{P.A.} \quad (3.150)$$

onde $\dot{A}_{T_{13}}$ é exergia total do ar primário e é substituído por $\dot{A}_{T_{C.G.}}$, $\dot{A}_{T_{14}}$ é exergia total do ar atmosférico e estes termos são calculados como:

$$\dot{A}_{T_{13}} = \dot{m}_{13}a_{13} = \dot{A}_{T_{G.C.}} = \dot{m}_{G.C.} \left(a_{f_{G.C.,13}} + a_{q_{G.C.,13}} \right) \quad (3.151)$$

$$\dot{A}_{T_{14}} = \dot{m}_{14} a_{14} = \dot{A}_{T_{Ar1^\circ}} = \dot{m}_{Ar1^\circ} a_{f_{Ar1^\circ,14}} \quad (3.152)$$

onde $a_{F_{G.C.,13}}$ é calculado como:

$$a_{F_{G.C.,13}} = \frac{e \left[\Delta \bar{h}(T_{13})_{CO_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{13})_{CO_2} \right] + f \left[\Delta \bar{h}(T_{13})_{H_2O,g} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{13})_{CO_2} \right]}{M_{G.C.}} + \frac{g \left[\Delta \bar{h}(T_{13})_{N_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{13})_{N_2} \right] + h \left[\Delta \bar{h}(T_{13})_{O_2} - T_0 \Delta \bar{s}(T_{13})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \quad (3.153)$$

Para quantificar a eficiência exergetica do pré-aquecedor de ar utiliza-se:

$$\eta_{II,P.A} = \frac{\dot{m}_{Ar1^\circ} (a_{f_{Ar1^\circ,3}} - a_{f_{Ar1^\circ,14}})}{\dot{m}_{G.C.} \left[\left(a_{f_{G.C.,11}} + a_{q_{G.C.,11}} \right) - \left(a_{f_{G.C.,13}} + a_{q_{G.C.,13}} \right) \right]} \quad (3.154)$$

3.5 – ANÁLISE GLOBAL

A Figura 3.10 demonstra o volume de controle que compreende a caldeira como um todo, ou seja, nas seções anteriores foram apresentadas as análises energética e exergetica em vários volumes de controles que compreendiam os equipamentos que compõem a caldeira.

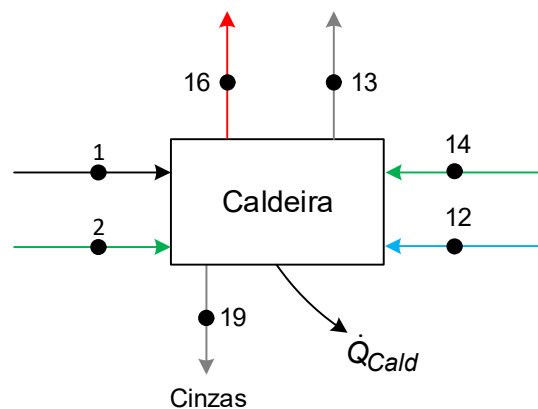


Figura 3.10- Diagrama esquemático da caldeira (global). Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

Assim, a análise global engloba todos os equipamentos analisados anteriormente (câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar) além de ser uma análise comumente apresentada na literatura. De maneira similar as análises anteriores, as cinzas são desconsideradas para efeitos de cálculo devido ao baixo teor na composição da biomassa.

A caldeira possui duas correntes distintas, e conseqüentemente não se misturam, uma é a corrente de água (estados 12 e 16) e outra é corrente de combustão (estados 1, 2, 3, 13 e 19). Aplicando o balanço de massa nestas correntes obtém-se:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{16} \quad (3.155)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_{14} \quad (3.156)$$

onde \dot{m}_1 é vazão mássica de biomassa, e é reescrita como \dot{m}_{Bio} , \dot{m}_2 é vazão mássica de ar secundário, e é reescrita como $\dot{m}_{Ar,2^\circ}$, \dot{m}_{14} é vazão mássica de ar atmosférico, e é reescrita como $\dot{m}_{Ar,1^\circ}$, \dot{m}_{12} é vazão mássica de água, e é reescrita como $\dot{m}_{Água}$, \dot{m}_{13} é vazão mássica de gases de combustão, e é reescrita como $\dot{m}_{G.C.}$ e \dot{m}_{16} é vazão mássica de vapor que sai do balão, e é reescrita como \dot{m}_{Vapor} . Assim, reescreve-se as Equações 3.155 e 3.156 na seguinte forma:

$$\dot{m}_{Água} = \dot{m}_{Vapor} \quad (3.157)$$

$$\dot{m}_{G.C.} = \dot{m}_{Bio} + \dot{m}_{Ar,2^\circ} + \dot{m}_{Ar,1^\circ} \quad (3.158)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao volume de controle englobando toda a caldeira, Figura 3.10, e desprezando os efeitos térmicos das cinzas, obtém-ser:

$$\dot{Q}_{Cald} = +\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{16} h_{16} \quad (3.159)$$

Aplicando as Equações 3.72, 3.73, 3.75 e 3.104 na equação 3.159, avaliando a entalpia da água e vapor nos estados 4 e 16, e por fim avaliando o fluxo energético do ar primário pode-se como função do estado 14, obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Cald} = \dot{m}_{Bio} PCI_{w,Bio} + & \frac{\dot{m}_{Ar1^\circ} \lambda a \left[3.76 \Delta \bar{h}(T_{14})_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_{14})_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \\ & + \frac{\dot{m}_{Ar2^\circ} \lambda a \left[3.76 \Delta \bar{h}(T_2)_{N_{2,298K-700K}} + \Delta \bar{h}(T_2)_{O_{2,298K-700K}} \right]}{M_{Ar}} \\ & + \dot{m}_{Água} h_{Água,12} - \dot{m}_{Vapor} h_{Vapor,16} \\ & - \frac{\dot{m}_{G.C.} \left[e \Delta \bar{h}(T_{13})_{CO_2} + f \Delta \bar{h}(T_{13})_{H_2O,g} + g \Delta \bar{h}(T_{13})_{N_2} + h \Delta \bar{h}(T_{13})_{O_2} \right]}{M_{G.C.}} \end{aligned} \quad (3.160)$$

A eficiência térmica global da caldeira é obtida pela seguinte expressão:

$$\eta_{Cald} = \frac{\dot{m}_{Vapor} (h_{Vapor,16} - h_{Água,12})}{\dot{m}_{Bio} PCI_{w,Bio}} \quad (3.161)$$

Um balanço exergético aplicado à caldeira, Figura 3.10, é expresso por:

$$\dot{A}_{d,Cald} = \dot{A}_{T_1} + \dot{A}_{T_2} + \dot{A}_{T_{12}} + \dot{A}_{T_{14}} - \dot{A}_{T_{13}} - \dot{A}_{T_{16}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \dot{Q}_{Cald} \quad (3.162)$$

Utilizando as Equações 3.108, 3.109, 3.147, 3.151 e 3.160, avaliando a exergia da água e do vapor nos estados 12 e 16 por fim avaliando o fluxo exergético do ar primário pode-se como função do estado 14, obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{d,Cald} = \dot{m}_{Bio} a_{q_{Bio}} + \dot{m}_{Ar,2^\circ} a_{f_{Ar2^\circ,2}} + \dot{m}_{Ar1^\circ} a_{f_{Ar1^\circ,14}} + \dot{m}_{Água} a_{f_{Água,12}} \\ - \dot{m}_{Vapor} a_{f_{Vapor,16}} - \dot{m}_{G.C.} \left(a_{f_{G.C.,13}} + a_{q_{G.C.,13}} \right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,C.C.}} \right) \dot{Q}_{C.C.} \end{aligned} \quad (3.163)$$

A eficiência exergética global da caldeira é calculada através da seguinte expressão:

$$\eta_{II,Cald} = \frac{\dot{m}_{Vapor} (a_{f,Vapor,16} - a_{f,Água,12})}{\dot{m}_{Bio} a_{q,Bio}} \quad (3.164)$$

3.6 – PARÂMETROS PRODUTIVOS BASEADOS NO BALANÇO EXERGÉTICO

Alguns parâmetros termodinâmicos baseados nos balanços exergéticos foram propostos por Xiang, Cali e Santarelli, 2004. Estes parâmetros buscam demonstrar o desempenho produtivo de um sistema termodinâmico ou de um equipamento de uma perspectiva termodinâmica, sendo eles:

- Taxa de esgotamento de combustível (TEC);
- Irreversibilidade relativa (IR);
- Falta de produtividade (FP);
- Fator exergético (FE).

Assim, a caldeira deste estudo pode ser analisada também por esta perspectiva, mesmo que estes parâmetros tenham sido aplicados inicialmente a sistemas de aquecimento solar. Tais parâmetros podem ser aplicados tanto no nível dos equipamentos quanto no nível global da caldeira.

- Taxa de esgotamento de combustível (TEC): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema.

$$TEC_{Equipamento} = \frac{\dot{A}_{d,Equipamento}}{\dot{m}_{bio} a_{q,Bio}} \quad (3.165)$$

Este parâmetro pode ser entendido como quanto cada componente consome a disponibilidade do combustível, ou em um nível global, é o quanto a caldeira aproveita a disponibilidade de combustível.

- Irreversibilidade relativa (IR): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de destruição de exergia do sistema.

$$IR_{Equipamento} = \frac{\dot{A}_{d,Equipamento}}{\dot{A}_{d,Total}} \quad (3.166)$$

onde: $\dot{A}_{d,Total}$ é a taxa de destruição de exergia total do sistema, ou seja, é a soma de taxa de destruição de exergia de cada equipamento. Em outras palavras é a irreversibilidade que cada componente contribui com a irreversibilidade total do sistema, sendo, a irreversibilidade relativa total igual a 1.

- Falta de produtividade (FP): é a relação entre a taxa de destruição de exergia de cada componente do sistema e a taxa de exergia do produto do sistema.

$$FP_{Equipamento} = \frac{\dot{A}_{d,Equipamento}}{\dot{m}_{Vapor} a_{f_{Vapor},16}} \quad (3.167)$$

Basicamente, este parâmetro mede o quanto cada componente compromete a disponibilidade de vapor, ou seja, o quanto de disponibilidade é perdida pelo vapor devido à irreversibilidade de cada componente ou do sistema.

- Fator exergético (FE): é a relação entre a taxa de exergia do combustível de cada componente do sistema e a taxa de exergia do combustível do sistema.

$$FE_{Equipamento} = \frac{\dot{A}_{Comb,Equipamento}}{\dot{A}_{Comb,Total}} \quad (3.168)$$

onde $\dot{A}_{Comb,Equipamento}$ é a taxa de exergia do combustível do equipamento e $\dot{A}_{Comb,Total}$ é a soma da taxa de exergia de combustível de cada equipamento do sistema, ou seja:

$$\dot{A}_{Comb,Total} = \dot{m}_{bio} a_{q_{Bio}} + \dot{m}_{G.C.} [a_{G.C.,6} + a_{G.C.,9} + a_{G.C.,11}] \quad (3.169)$$

Em resumo é a contribuição de disponibilidade que o componente consome em relação à soma de disponibilidade oferecida a cada equipamento.

CAPÍTULO 4

PREDIÇÃO DOS DADOS DA PLANTA POR REDES NEURAIS ARTIFICIAIS

Os processos de combustão aliados aos processos que ocorrem nos equipamentos da caldeira são de alta complexidade. Somado a isto, destaca-se que a caldeira se encontra em operação. Com isso, para predizer os parâmetros termodinâmicos como função de algumas variáveis sensíveis ao processo, torna-se praticamente impossível pelo processo de modelagem matemática, devido à instrumentação e intervenções necessárias na caldeira que se encontra em operação. Assim, utilizando-se redes neurais artificiais (indicadas para modelagens não-lineares e de complexidade elevada) pode-se obter um comportamento generalizado do processo através do histórico das variáveis de operação da caldeira, com interferência mínima no processo.

Por meio das entradas que são aplicadas a uma RNA já treinada, as saídas são apresentadas. Para tanto, tal RNA deve ser treinada com um conjunto de dados pré-estabelecidos, que são obtidos do sistema. Uma vez treinada a RNA, pode generalizar e detectar os padrões entre entrada e saída.

Portanto entradas diferentes, que pertence à faixa de valores de entrada, quando aplicadas na RNA treinada fornecerão saída condizentes com o modelo em análise. Estas saídas e entradas do sistema são aplicadas no modelo matemático a fim de desacoplar cada variável de entrada do modelo. Com a variação dos dados de entrada, dentro da faixa de dados pré-estabelecidos, é possível predizer o comportamento termodinâmico da caldeira.

Todo este procedimento é realizado com pouca ou nenhuma intervenção na operação da caldeira, operando em níveis normais de produção. Este procedimento pode ser representado pela Figura 4.1.

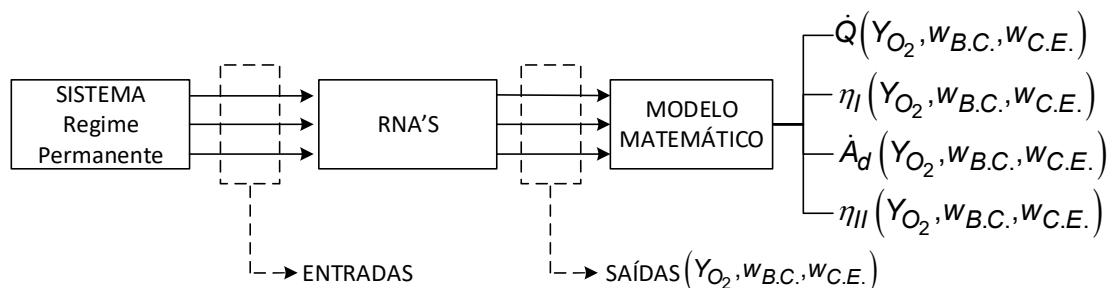


Figura 4.1 - Proposta de utilização das RNA's na modelagem da caldeira de biomassa. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

4.1 – TRATAMENTO E ESCOLHA DOS DADOS DE ENTRADA E SAÍDA DA RNA

Utilizando o diagrama da caldeira proposto no capítulo anterior (Figura 3.5), deve-se obter os estados das correntes de biomassa (preto), ar (verde), água (azul), gases de combustão (cinza), vapor (vermelho) e cinzas (marrom), conforme a Figura 4.2.

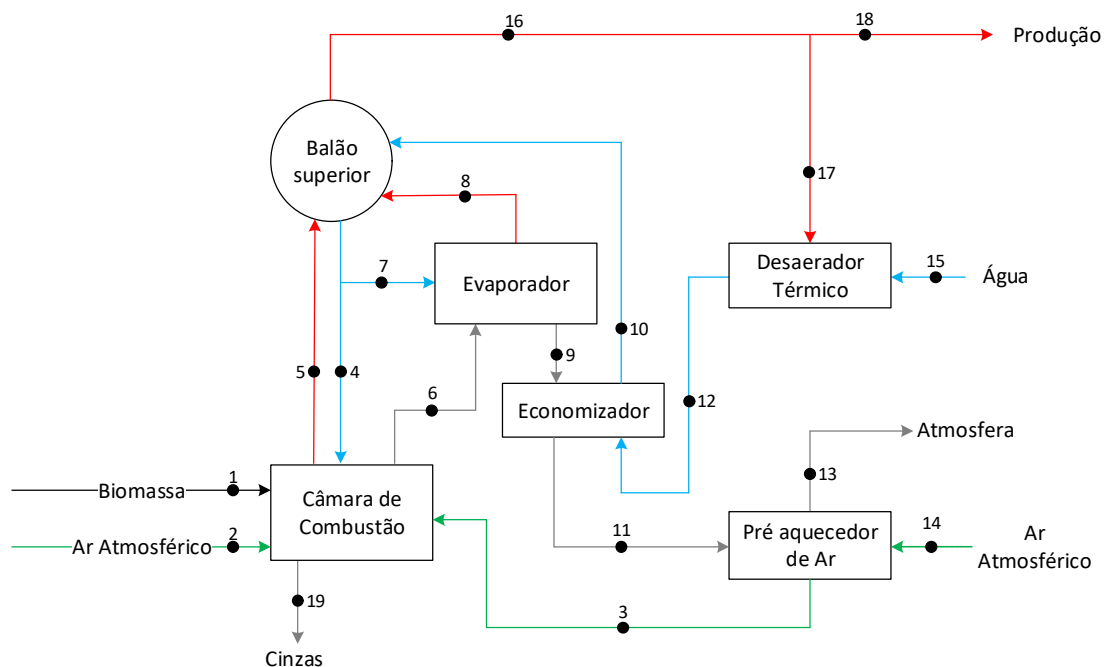


Figura 4.2 - Diagrama da caldeira juntamente com estados de suas correntes. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

Devido à dinâmica lenta do processo, os dados do estado de cada corrente e características do processo são tomados junto à empresa como a média de uma hora de trabalho. Esta metodologia de aquisição de dados foi adotada, pois a biomassa leva cerca de 1 hora para ser consumida dentro da câmara de combustão. Então qualquer mudança abrupta na operação não causará grandes variações nos dados. No período de março de 2018 a abril de 2018, com exceção dos finais de semanas e feriados foram realizados 4 registros por dia totalizando 159 amostras neste período. Cada amostra contém os dados dos seguintes sensores e variáveis do processo:

- Temperatura da fornalha [K];
- Temperatura do ar primário [K];
- Temperatura da água de entrada economizador [K];
- Temperatura dos gases na entrada do evaporador [K];
- Temperatura dos gases na saída do evaporador [K];
- Temperatura dos gases de saída do economizador [K];
- Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário [K];
- Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário [K];
- Temperatura da água de saída do economizador [K];
- Temperatura da saída de vapor [K];
- Temperatura da saída chaminé [K];
- Ventilador do ar principal [%];
- Ventilador do ar secundário [%];
- Exaustor [%];
- Produção de vapor médio [kg/s];
- Consumo de água médio [kg/s];
- Consumo de biomassa médio [kg/s];
- Excesso de oxigênio nos gases de combustão (%);
- Umidade da borra (%);
- Umidade do cavaco (%).

Contudo, devido a problemas nos dados enviados pela empresa, chegou-se a um total de 87 amostras. O número de amostras foi reduzido devido aos erros de leitura ou a não leitura dos sensores. Definidos os dados de cada estado, as variáveis: excesso de O_2 nos gases de combustão, umidade da borra de café e

umidade do cavaco de madeira foram definidos como entradas, pois devido à automação da caldeira, estas são as variáveis que possibilitam intervenção no processo com maior facilidade sendo os demais dados dos sensores definidos como as saídas desejadas das RNA's. Dessa forma a resposta de saída desejada é dependente da entrada, permitindo uma análise de cada saída em função de cada variável de entrada, conseqüentemente, os parâmetros termodinâmicos de cada equipamento podem ser investigados com função do excesso de O_2 nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco. Em um último tratamento, cada dado é normalizado para tornar o intervalo de entrada mais compatível com as funções de ativação, pois a eficiência do treinamento da RNA melhora substancialmente, (SCHMITT, 2009). O procedimento de normalização é expresso pela seguinte expressão:

$$Sx_{Norm} = \frac{Sx}{máx(Sx)} \quad (4.1)$$

onde Sx é a o valor da leitura de um sensor que esteja na caldeira (onde Sx pode ser reescrito como $S1, S2, S3, \dots, Sx$ dependendo do número se sensores presentes na caldeira), $máx(Sx)$ é o maior valor de leitura deste sensor e Sx_{Norm} é o valor normalizado da leitura do sensor em análise.

4.2 – ETAPA DE TREINAMENTO

Para obter as saídas como função das entradas selecionadas, adotou-se uma arquitetura de treinamento (rede *perceptron* de múltiplas camadas com algoritmo de treinamento "*backpropagation*") onde cada parâmetro é treinado isoladamente, ou seja, utilizando as três entradas (excesso de O_2 nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco de madeira) treina-se cada saída isoladamente, como apresentado na Figura 4.3:

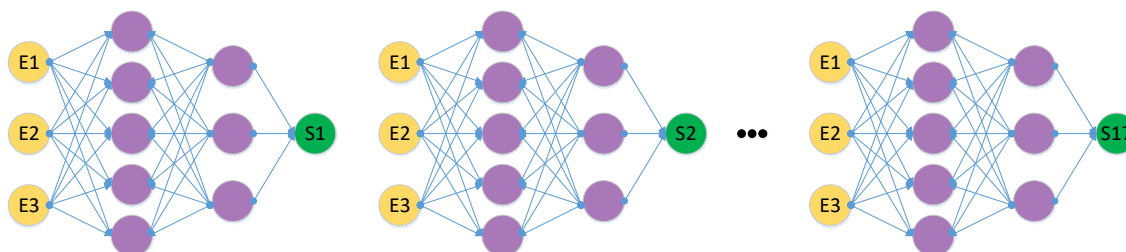


Figura 4.3 - Arquitetura de treinamento. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

Para a fase de treinamento de cada RNA, os dados são reorganizados de forma aleatória, para eliminar o efeito temporal presente no conjunto de dados. Na etapa seguinte, 80% dos dados disponíveis são selecionados para o treinamento, enquanto os 20% restantes são utilizados na fase de validação. São analisadas 20 variáveis do sistema, sendo 3 entradas e 17 saídas, como pode ser observado na Tabela 4.1:

Tabela 4.1 - Lista de variáveis com suas respectivas nomenclaturas de entrada e saída da RNA.

Entradas	
Excesso de oxigênio nos gases de combustão [%]	E1
Umidade da borra [%]	E2
Umidade do cavaco [%]	E3
Saídas	
Temperatura da fornalha [K]	S1
Temperatura do ar primário [K]	S2
Temperatura da água de entrada economizador [K]	S3
Temperatura dos gases na entrada do evaporador [K]	S4
Temperatura dos gases na saída do evaporador [K]	S5
Temperatura dos gases de saída do economizador [K]	S6
Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário [K]	S7
Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário [K]	S8
Temperatura da água de saída do economizador [K]	S9
Temperatura da saída de vapor [K]	S10
Temperatura da saída chaminé [K]	S11
Ventilador do ar principal [%]	S12
Ventilador do ar secundário [%]	S13
Exaustor [%]	S14
Produção de vapor médio [kg/s]	S15
Consumo de água médio [kg/s]	S16
Consumo de biomassa médio [kg/s]	S17

Contudo, algumas variáveis tem pouca ou nenhuma variação como é o caso das saídas S9 e S10, que se referem ao vapor e a saída S3 que é a água de alimentação do balão, estas variáveis são constantes. No entanto, a saída S2 é a temperatura do ar ambiente e temperatura será adotada como a temperatura média da cidade de Cornélio Procópio, Paraná. Verificando os dados do ventilador secundário verificou-se que potência do inversor é constante 50%, eliminando a necessidade de análise da saída S13. Por fim, o exaustor (S11) e a chaminé e (S14) não são utilizados para nesta modelagem.

Como já abordado na seção anterior, os dados foram prejudicados por uma série de problemas, restando poucos dados para treinamento. Para a avaliação da dinâmica das saídas em função das entradas E1, E2 e E3, um sistema composto por três RNA's com treinamentos distintos foram utilizados. Em outras palavras, mesmo que a saída seja a mesma para as 3 entradas, optou-se pelo "re-treinamento" com os dados reorganizados de forma aleatória analisando sensibilidade de entrada na saída, portanto, cada saída possui três RNA's validadas. Para treinamento foram utilizadas as redes "perceptron", as características destas redes são apresentadas nas Tabs. (4.2-4.4):

Tabela 4.2 - Camadas e neurônios para cada saída no treinamento de excesso de O₂ nos gases de combustão.

Número de neurônios por camada - Excesso de oxigênio nos gases de combustão					
Saída	1ª camada	2ª camada	3ª camada	4ª camada	5ª camada
S1	65	5	1		
S4	25	17	10	3	1
S5	35	15	10	4	1
S6	80	15	5	1	
S7	65	20	12	3	1
S8	25	10	5	1	
S11	30	12	3	1	
S12	70	3	1		
S15	25	15	5	1	
S16	35	18	4	1	
S17	65	10	5	1	

Tabela 4.3 - Camadas e neurônios para cada saída no treinamento da borra de café.

Número de neurônios por camada - Umidade da borra de café					
Saída	1ª camada	2ª camada	3ª camada	4ª camada	5ª camada
S1	40	15	5	1	
S4	20	3	1		
S5	25	5	1		
S6	30	15	9	4	1
S7	34	12	8	5	1
S8	45	25	5	1	
S11	20	12	3	1	
S12	35	15	5	1	
S15	80	4	1		
S16	40	18	5	1	
S17	15	8	5	1	

Tabela 4.4 - Camadas e neurônios para cada saída no treinamento do cavaco de eucalipto.

Número de neurônios por camada - Umidade do cavaco de eucalipto					
Saída	1ª camada	2ª camada	3ª camada	4ª camada	5ª camada
S1	45	10	5	1	
S4	30	18	5	1	
S5	25	5	1		
S6	30	10	3	1	
S7	25	16	6	1	
S8	25	15	10	5	1
S11	35	12	5	1	
S12	23	13	5	1	
S15	40	23	12	4	1
S16	42	12	4	1	
S17	25	3	1		

4.3 – ETAPA DE VALIDAÇÃO

Uma vez que se treina cada RNA, deve-se avaliar seu desempenho. Assim, são utilizados os 20% dos dados não selecionados para o treinamento da rede. O processo de validação ocorre em duas etapas.

Na primeira etapa os valores de entrada presente nos dados de validação são aplicados na RNA treinada. Este por sua vez gera um conjunto de saídas para cada conjunto de entrada, respectivamente. Este conjunto de saídas da rede é comparado ao conjunto de saídas desejadas (leitura do sensor). Se a diferença entre as saídas da rede e desejadas for menor que 15%, a rede está apta para segunda etapa, caso seja maior, o processo de treinamento e validação deve ser realizado novamente até esta diferença ser menor que 15%. Um exemplo do processo de validação é observado na Figura 4.4, onde são apresentadas saídas da rede e saída desejada, Figura 4.5, verifica-se o erro da RNA e o erro máximo adotado neste trabalho (15%).

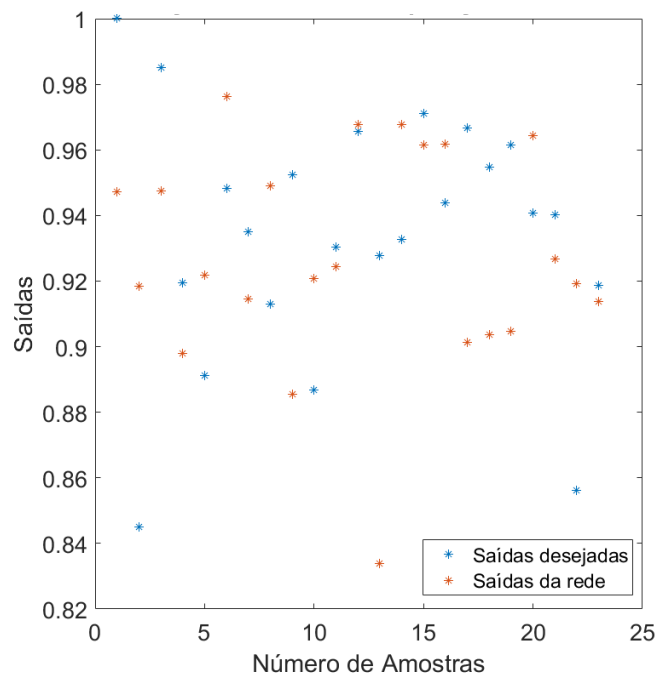


Figura 4.4 - Comparação das saídas desejadas e da rede. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

A segunda etapa de validação e tem o foco na sensibilidade da saída aos parâmetros de entrada. Devido às restrições de dados, como já comentado na seção anterior, a saída da RNA pode possuir um erro dentro da faixa estipulada, mas quando se analisa a influência de cada variável de entrada na saída da RNA pode não apresentar a sensibilidade na observada no processo.

Para melhorar a precisão dos dados cada RNA já avaliada na primeira etapa é avaliada com relação a cada entrada. Assim, avaliando as respostas da RNA,

juntamente com os operadores da caldeira, ou seja, verificando se as saídas são condizentes com a realidade em relação a cada entrada, pode-se definir se a RNA estará validada.

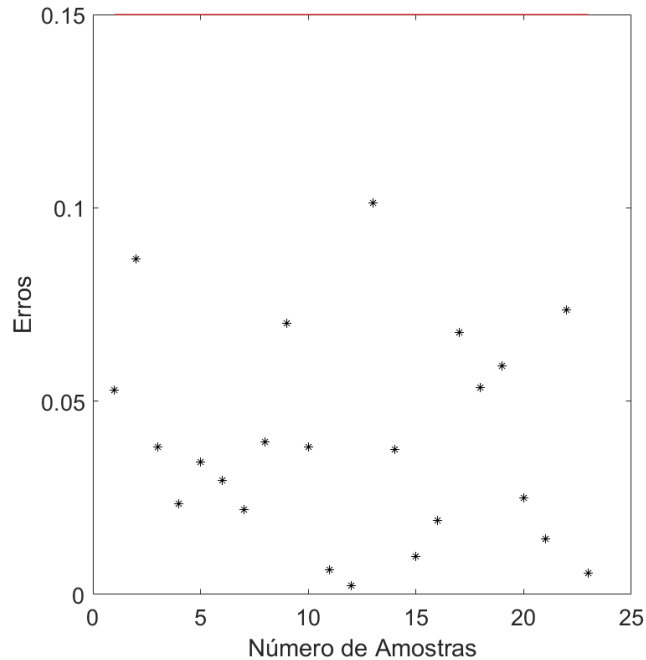


Figura 4.5 - Erro da RNA. Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2018).

O conjunto de amostras disponíveis para o treinamento não foi suficiente para a rede identificar a dinâmica da planta em relação a todas as excitações. Em outras palavras, devido baixo número de amostras, a rede apresenta dificuldades para determinar comportamento da saída em relação a cada variação das entradas. Provavelmente, a "saída 1" possui uma dinâmica que depende da combinação das entradas E1, E2 e E3 e não está contida no espaço amostral de treinamento, por motivos já explicados.

Portanto, quando se analisa o comportamento da "saída 1" em relação a E1 utiliza-se uma RNA, da "saída 1" em relação a E2 utiliza-se outra RNA, da "saída 1" em relação a E3 utiliza-se uma outra RNA, mas todas estas RNA's são treinadas com os mesmos dados. Por isso, a Tabela 4.2, Tabela 4.3 e Tabela 4.4 possuem variações entre si, devido a baixa sensibilidade da saída em relação à alguma variável de entrada.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os comportamentos dos parâmetros termodinâmicos, definidos no Capítulo 3, em função das variáveis do processo, definidas no Capítulo 4. Todos os dados de cálculo foram obtidos do processo por meio de históricos e manuais da caldeira analisada.

Contudo, determinar a vazão mássica de vapor que é produzida na câmara de combustão e no evaporador não é possível de forma direta. Assim, utilizou-se informações disponível no manual da caldeira, onde a superfície de troca térmica de cada equipamento, sendo a câmara de combustão com 849 m² e o evaporador com 507 m². Com essas áreas foi possível a obtenção de uma relação que é adotada para as vazões de vapor produzido pela câmara de combustão e evaporador, pois não há um parâmetro ou medições para obtenção da vazão mássica de vapor:

$$\rho = \frac{Área_{EV}}{Área_{C.C.}} \quad (5.1)$$

onde ρ é definido como a participação na produção de vapor pela câmara de combustão, nesse caso 58% e por consequência, $1 - \rho$ é a participação na produção de vapor pelo evaporador, nesse caso 42%. A $Área_{C.C.}$ é a superfície de troca térmica da câmara de combustão e a $Área_{EV}$ é a superfície de troca térmica do evaporador.

Uma situação similar é encontrada para a vazão mássica de ar, onde uma parcela que entra na câmara de combustão é aquecida (ar primário) e a outra parcela está a temperatura ambiente. Foram calculadas as vazões nominais de ar de cada ventilador por meio do manual da caldeira, sabendo-se que o ventilador de ar primário possui uma vazão volumétrica de 66000 m³/h e o ventilador

secundário com vazão volumétrica de 29000 m³/h. Entretanto, os ventiladores podem não operar com vazões constantes, de tal forma que se utilizou a leitura da porcentagem de potência fornecida pelos inversores de frequência de cada ventilador. Logo, foi possível obter a participação de ar primário e ar secundário na vazão volumétrica total de ar a partir das seguintes relações:

$$v = \frac{P_1(\%)v_1}{P_1(\%)v_1 + P_2(\%)v_2} \quad (5.2)$$

$$\varepsilon = \frac{P_2(\%)v_2}{P_1(\%)v_1 + P_2(\%)v_2} \quad (5.3)$$

onde v_1 e v_2 são as vazões nominais dos ventiladores e $P_1(\%)$ e $P_2(\%)$ são os percentuais de potência dos inversores de frequência. Estas leituras são registradas no histórico da caldeira e posteriormente utilizadas no treinamento das RNA's. Assim, $P_1(\%)$ é dada pela saída da RNA S12 que neste trabalho é considerada dependente do excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco de eucalipto, enquanto $P_2(\%)$ apresenta valor constante de 50%.

Cada saída das RNA's que representa uma variável do processo recebeu um nome específico. Desta forma, a Tabela 5.1 apresenta uma relação entre as variáveis apresentadas na modelagem matemática descrita no Capítulo 3 e a nomenclaturas utilizadas nas RNA's.

Os resultados obtidos são demonstrados por meio de gráficos, onde observa-se o comportamento de cada equipamento. Portanto, são apresentados os valores obtidos experimentalmente e as curvas são ajustadas através do método dos mínimos quadrados com grau 2.

Neste capítulo é investigada a influência do excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco de madeira no comportamento termodinâmico da caldeira. Para tanto, são utilizadas as RNA's previamente treinadas como descrito no Capítulo 4, utilizando as entradas (excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco de madeira) para obter as saídas dependentes das entradas. As entradas e

saídas destas RNA's alimentam a modelagem proposta no Capítulo 4. Os parâmetros utilizados para obtenção dos gráficos são dados médios de operação da caldeira e podem ser observados na Tabela 5.2:

Tabela 5.1 - Tabela de equivalências de nomenclaturas.

Variável no processo	Modelagem Matemática	RNA's
Excesso de oxigênio nos gases de combustão	Y_{O_2}	E1
Umidade da borra de café	$w_{B.C.}$	E2
Umidade do cavaco de eucalipto	$w_{C.E.}$	E3
Temperatura da fornalha	$T_{Fornalha}$	S1
Temperatura dos gases na entrada do evaporador	T_6	S4
Temperatura dos gases na saída do evaporador	T_9	S5
Temperatura dos gases de saída do economizador	T_{11}	S6
Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário	T_{13}	S7
Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário	T_3	S8
Ventilador ar principal	$P_1(\%)$	S12
Ventilador secundário	$P_2(\%)$	S13
Produção médio de vapor	\dot{m}_{Vapor}	S15
Consumo de água médio	$\dot{m}_{Água}$	S16
Consumo de biomassa	\dot{m}_{Bio}	S17

Tabela 5.2- Parâmetros de operação da caldeira.

Estado	Tipo	T(K)	$P_{Abs}(kPa)$	Estado	Tipo	T(K)	P(kPa)
1	Biomassa	294,5 ¹	101,3	10	Água	426	2454,9
2	Ar	294,51 ¹	101,3	11	G.C.	T_{11}	101,3
3	Ar	T_3	101,3	12	Água	377	2454,9
4	Água	426	2064,63	13	G.C.	T_{13}	101,3
5	Vapor	487	2064,63	14	Ar	299,5	101,3
6	G.C.	T_6	101,3	15	Água	377	226,3
7	Água	426	2064,63	16	Vapor	487	2064,63
8	Vapor	487	2064,63	17	Vapor	487	2064,63
9	G.C.	T_9	101,3	18	Vapor	487	1474,23

¹Fonte: <https://pt.weatherspark.com>, 2018.

A metodologia utilizada para obtenção dos resultados pode ser verificada na Figura 5.1, onde é apresentado um panorama geral da integração da modelagem

baseada na composição da biomassa, balanço energético e exergetico, juntamente com as RNA's.

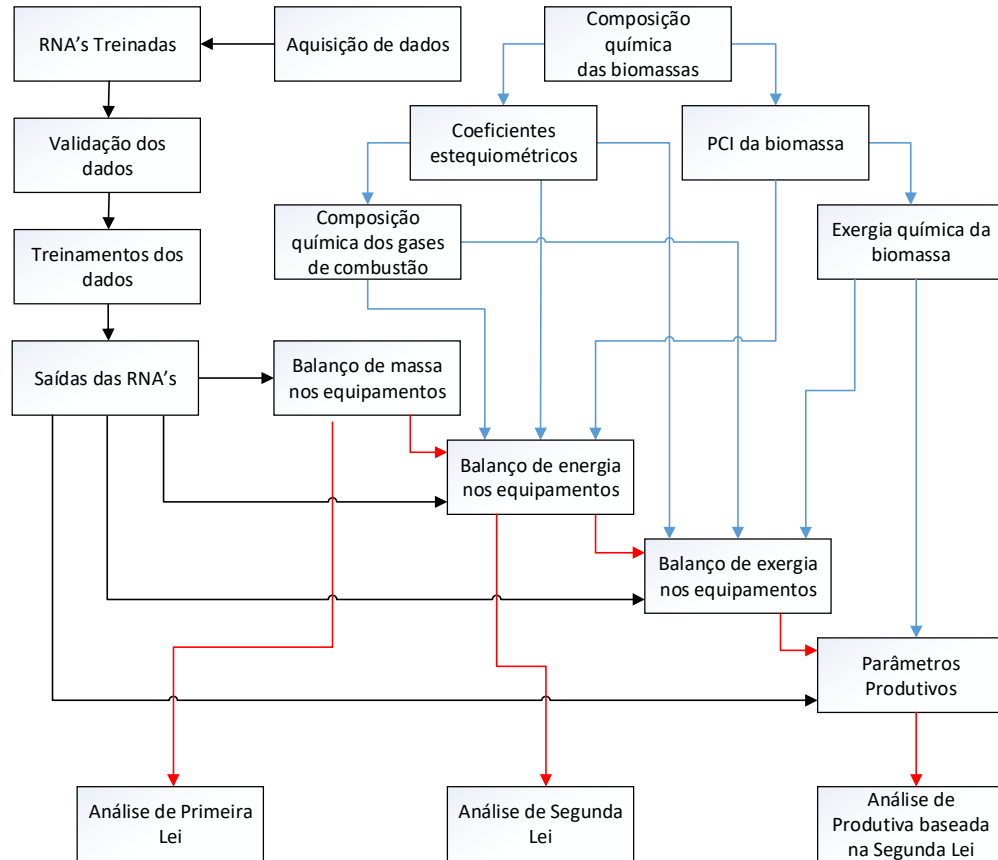


Figura 5.1 – Metodologia para obtenção dos resultados.

Basicamente, a composição química da biomassa é utilizada para obtenção dos coeficientes estequiométricos da reação de combustão, para que se possa calcular o PCI, a exergia da biomassa, a entalpia dos gases de combustão e a razão ar-combustível, sendo todos obtidos como função de Y_{O_2} , $w_{B.C.}$ e $w_{C.E.}$.

As amostras colhidas em campo neste trabalho são utilizadas para o treinamento e validação das redes (treinadas como função de Y_{O_2} , $w_{B.C.}$ e $w_{C.E.}$). Então, suas saídas, juntamente com os coeficientes estequiométricos são utilizados para obtenção das propriedades termodinâmicas nos estados de interesse.

Uma vez que se obtêm os coeficientes estequiométricos, as saídas das redes e os estados termodinâmicos da caldeira, os parâmetros termodinâmicos definidos na modelagem tanto de primeira quanto de segunda leis da termodinâmica

podem ser obtidos. Estes parâmetros por consequência também são funções de Y_{O_2} , $w_{B.C.}$ e $w_{C.E.}$. O intervalo no qual se avalia os parâmetros termodinâmicos é definido pelos valores máximos e mínimos de cada variável colhida, neste caso, Y_{O_2} , $w_{B.C.}$ e $w_{C.E.}$.

5.1 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO EXCESSO DE OXIGÊNIO NOS GASES DE COMBUSTÃO

Para a análise da influência do excesso de oxigênio nos gases de combustão no comportamento termodinâmico da caldeira, utilizam-se as RNA's treinadas e validadas com a melhor adaptação obtida desta variável. Na alimentação das RNA's, o excesso de oxigênio nos gases de combustão é alimentado com um conjunto de dados variáveis, enquanto as umidades de borra de café e cavaco de madeira com valores constantes. Isso faz com que as saídas sejam desacopladas das variáveis de entrada.

O intervalo de variação de excesso de oxigênio nos gases de combustão é definido como o valor mínimo e máximo obtido no processo, conforme a Tabela 5.3. Para isso, foram criados valores intermediários, por meio de rotinas computacionais, determinando seus intervalos.

Tabela 5.3 - Dados das entradas das RNA's treinadas, para o excesso de oxigênio nos gases de combustão variável.

Entradas	Mínimo	Máximo
Excesso de oxigênio nos gases de combustão	3,00%	4,50%
Umidade da borra de café	65,00%	65,00%
Umidade do cavaco de madeira	43,00%	43,00%

Aplicando as entradas da Tabela 5.3 em cada RNA's treinada e validada anteriormente, são obtidas as saídas já determinadas no Capítulo 4, de tal forma que tais saídas são dependentes do excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra e café e umidade do cavaco de madeira. Para este caso são apresentados valores mínimos e máximos de cada saída para a variação

correspondente de excesso de oxigênio nos gases de combustão, conforme a Tabela 5.4:

Tabela 5.4 - Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's, com excesso de oxigênio nos gases de combustão.

Saídas		Para de 3% de Y_{O_2}	Para de 4,5% de Y_{O_2}
Temperatura da fornalha	S1	1250,00 K	1175,50 K
Temperatura dos gases na entrada do evaporador	S4	973,68 K	915,63 K
Temperatura dos gases na saída do evaporador	S5	612,36 K	595,39 K
Temperatura dos gases de saída do economizador	S6	524,64 K	496,49 K
Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário	S7	438,11 K	428,06 K
Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário	S8	491,94 K	475,30 K
Ventilador ar principal	S12	46,46 %	62,57 %
Produção de vapor médio	S15	12,27 kg/s	10,58 kg/s
Consumo de água médio	S16	12,77 kg/s	10,88 kg/s
Consumo de cavaco médio	S17	4,43 kg/s	5,30 kg/s

Com todos os parâmetros da caldeira definidos, pode-se obter o comportamento da taxa de calor perdida em cada equipamento em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão, conforme a Figura 5.2. Observa-se que a câmara de combustão apresenta a maior taxa de perda de calor dentre todos os equipamentos. À medida que o excesso de oxigênio nos gases de combustão aumenta há uma tendência de diminuição da taxa de perda de calor no pré-aquecedor de ar. Nos demais equipamentos observa-se que o aumento do excesso de oxigênio causa o aumento da taxa de perda de calor. De acordo com Francisco (2012), maiores valores do excesso de oxigênio nos gases de combustão contribuem para a diminuição do teor de NO_x , portanto deve-se ter cautela com valores muito baixo de excesso de oxigênio nos gases de combustão.

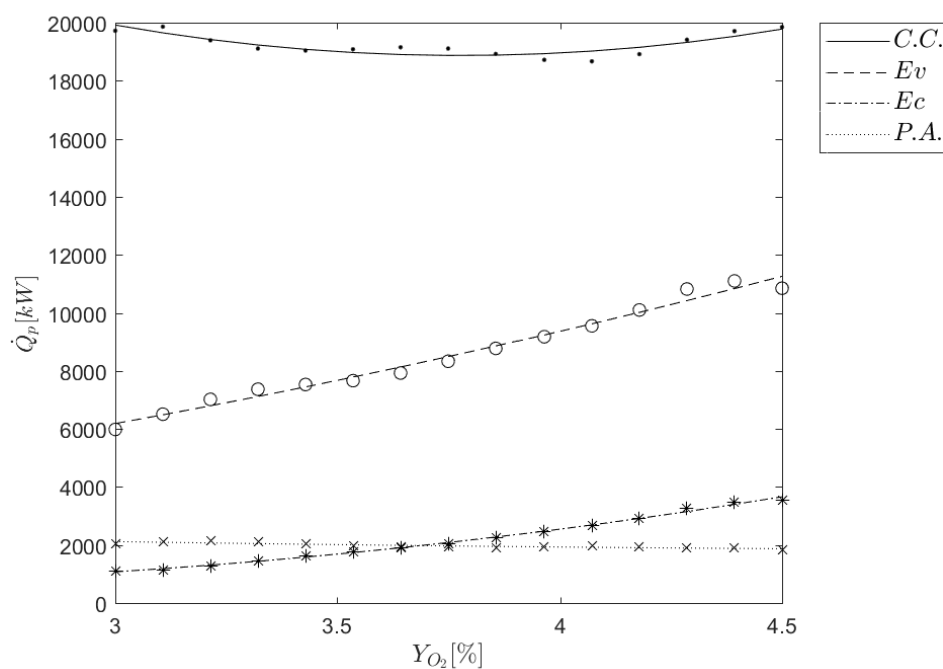


Figura 5.2 - Taxa de perda de calor em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Analisando o comportamento da eficiência térmica em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão, Figura 5.3, observa-se que a eficiência térmica de todos os equipamentos é fortemente afetada pelo excesso de oxigênio nos gases de combustão. A medida que se diminui tal parâmetro, a eficiência térmica aumenta na câmara de combustão, evaporador e economizador, enquanto o pré-aquecedor de ar tem sua eficiência aumentada.

A Figura 5.4 apresenta a taxa de destruição de exergia em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão para todos os equipamentos. A análise do comportamento das curvas dessa figura aponta que um aumento do excesso de oxigênio nos gases de combustão causa um aumento da taxa de destruição de exergia, com exceção do pré-aquecedor de ar.

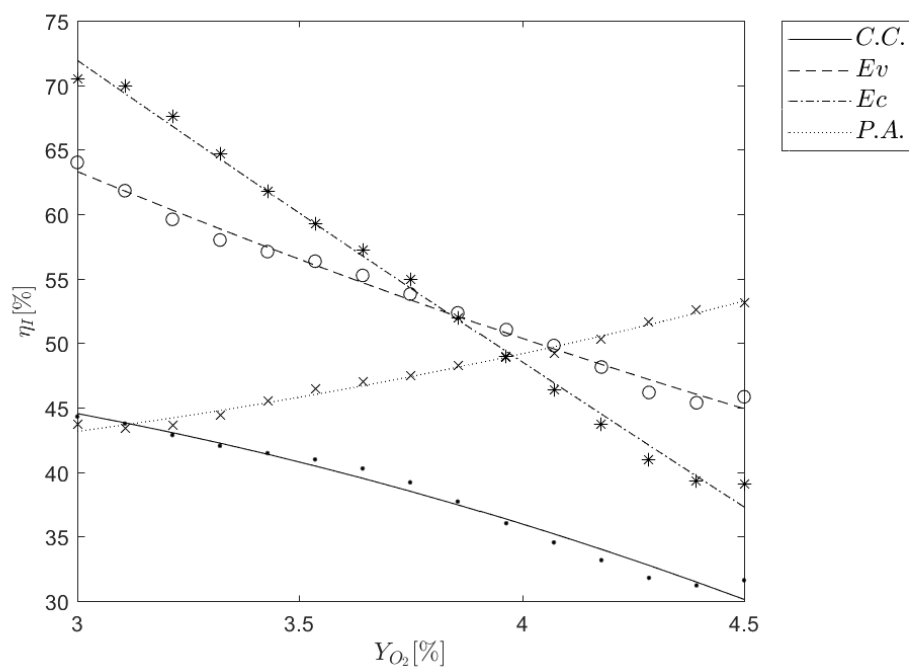


Figura 5.3 - Eficiência térmica em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

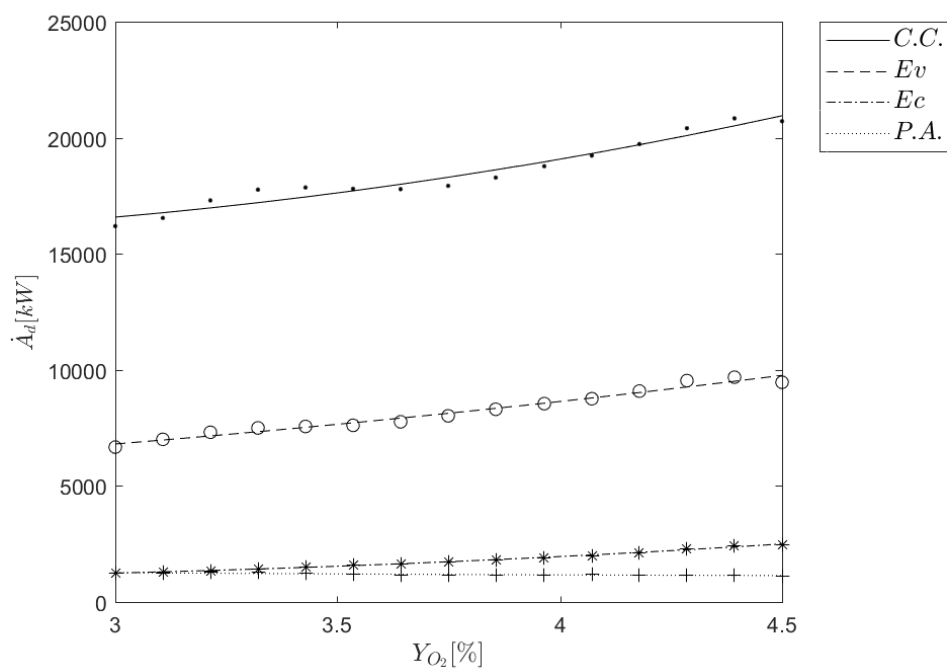


Figura 5.4 - Taxa de destruição de exergia em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

O comportamento da eficiência exergética em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão pode observado na Figura 5.5. De maneira análoga ao comportamento da eficiência térmica, a eficiência exergética da câmara de combustão, evaporador e economizador diminuem, ao contrário do pré-aquecedor de ar que aumenta.

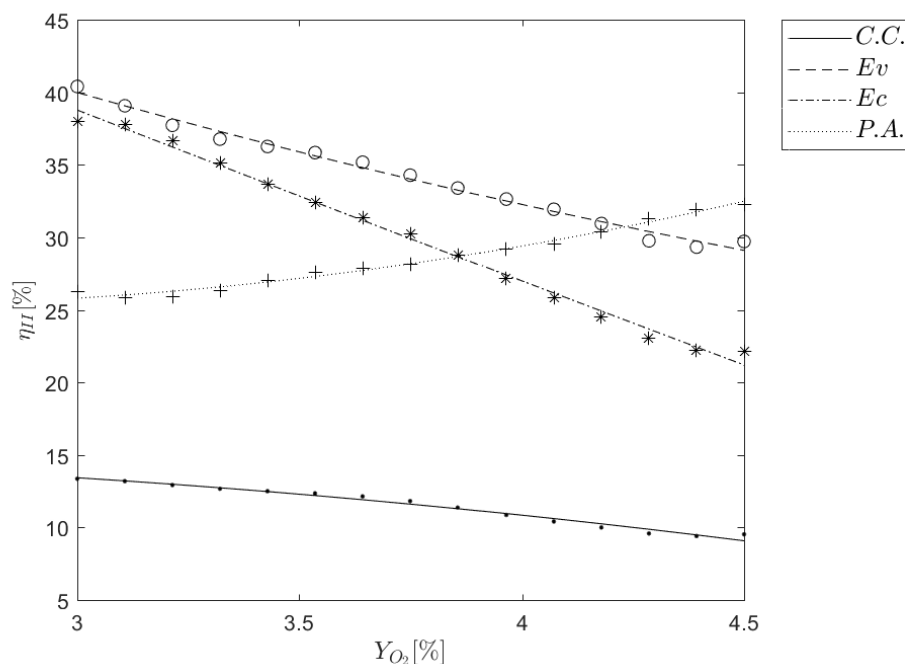


Figura 5.5 - Eficiência exergética como função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Do ponto de vista global, o comportamento da taxa de perda de calor e taxa de exergia destruída na caldeira podem ser visualizados, conforme a Figura 5.6. É verificado que um aumento do excesso de oxigênio nos gases de combustão causa um aumento da taxa de calor perdido bem como a taxa de destruição de exergia. Ainda do ponto de vista global, pode-se analisar também o comportamento das eficiências térmica e exergética em função do excesso de oxigênio, conforme a Figura 5.7. Observa-se que um aumento do excesso de oxigênio causa uma redução tanto da eficiência térmica (mais pronunciada) quanto da eficiência exergética.

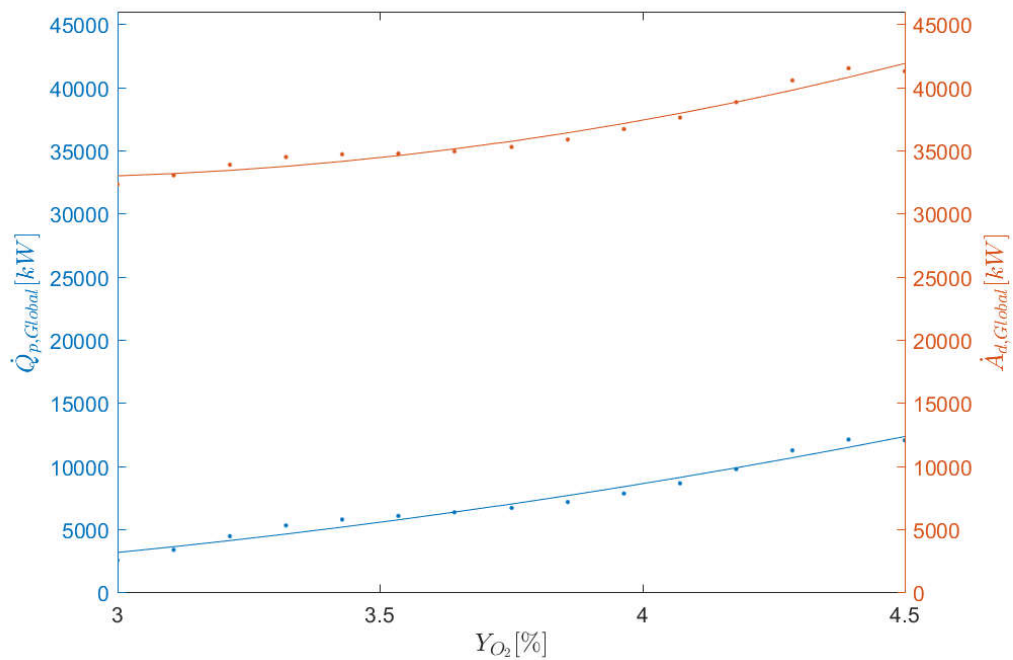


Figura 5.6 - Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão em uma análise global da caldeira.

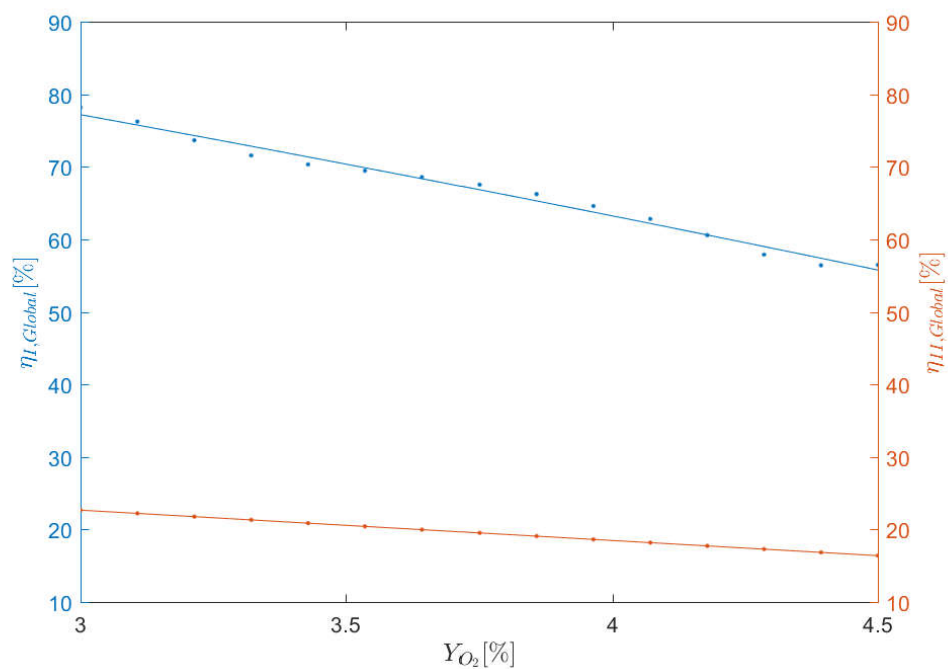


Figura 5.7 - Eficiência térmica e eficiência exergética em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão em uma análise global da caldeira.

Conforme análise de segunda lei da termodinâmica, os comportamentos de alguns parâmetros produtivos com relação ao excesso de oxigênio nos gases de combustão podem ser analisados. A taxa de esgotamento de combustível é basicamente o quanto cada equipamento contribui para a perda de disponibilidade do combustível (biomassa). Analisando seu comportamento em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão, Figura 5.8, observa-se que a câmara de combustão é o local onde ocorre maior esgotamento do combustível. Um aumento deste parâmetro causa um aumento da taxa de esgotamento de combustível em todos os equipamentos, exceto no pré-aquecedor de ar, que apresenta ligeira queda.

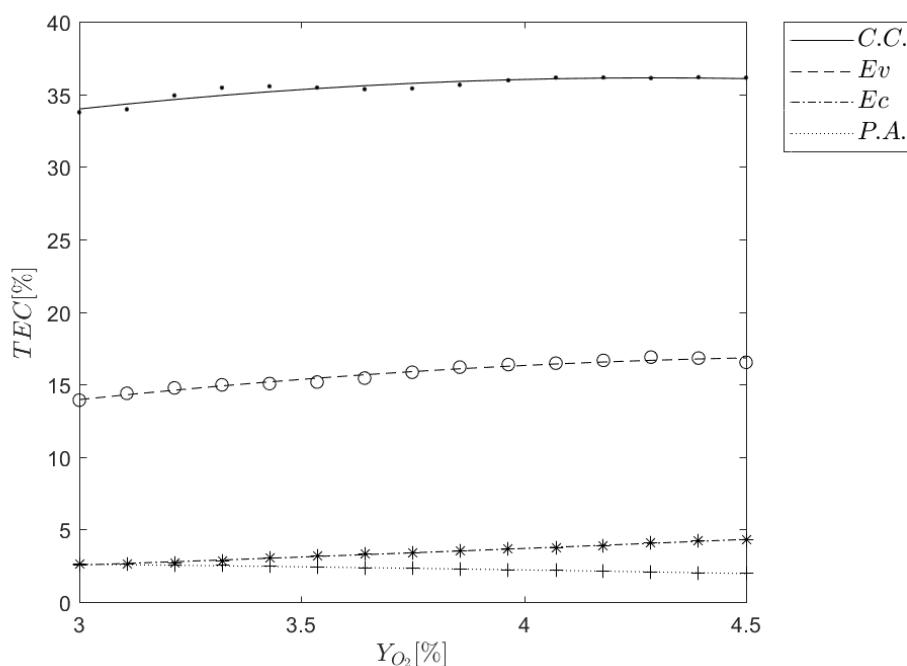


Figura 5.8 - Taxa de esgotamento de combustível em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Observa-se que a soma dos valores numéricos da taxa de esgotamento de combustível não totaliza 100%, isto ocorre por dois motivos:

- Perdas não contabilizadas: os gases que são transportados da câmara de combustão para o evaporador têm uma diminuição significativa de energia e não são contabilizados. Nesta região, encontra-se o local para instalação de um possível superaquecedor;

- Disponibilidade do vapor: nem toda exergia da biomassa é destruída, sendo cerca de 20% contabilizada na forma de vapor.

Outro parâmetro produtivo baseado no balanço exergético é a irreversibilidade relativa, que mede a quantidade de irreversibilidade que cada componente contribui com a irreversibilidade total do sistema. A irreversibilidade relativa em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão é apresentada na Figura 5.9. Observa-se, novamente, que a câmara de combustão possui a maior irreversibilidade relativa, independentemente da quantidade de excesso de oxigênio nos gases de combustão, tendo pouca influência na irreversibilidade relativa, causando alterações mínimas em seu comportamento.

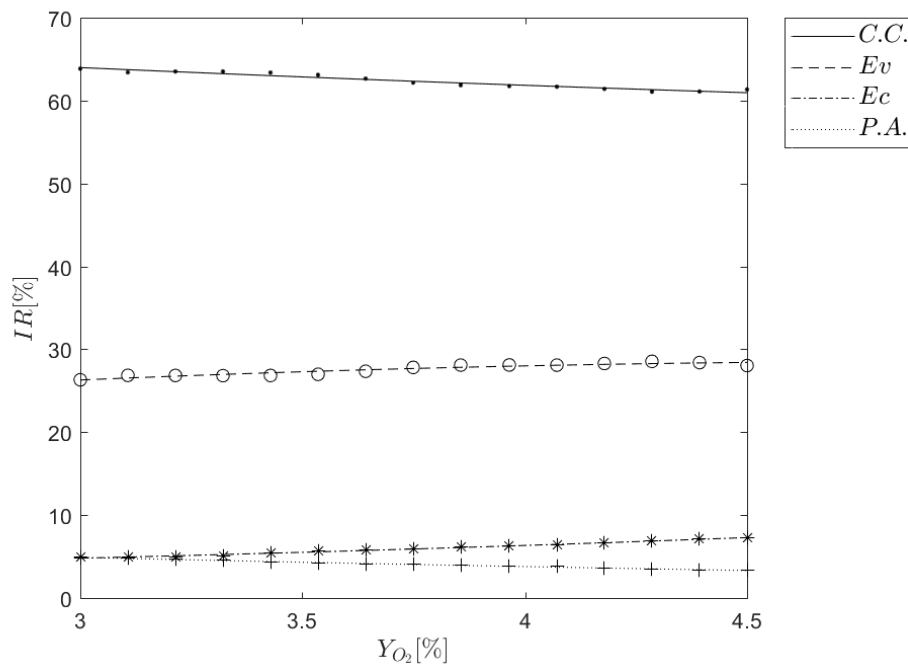


Figura 5.9 - Irreversibilidade relativa em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

A falta de produtividade também é obtida pelo balanço exergético e pode ser entendida como a quantidade de disponibilidade que foi perdida pelo vapor devido à irreversibilidade de cada componente. A influência do excesso de oxigênio nos gases de combustão em seu comportamento pode ser observada na Figura 5.10. A maior falta de produtividade é verificada na câmara de combustão, em seguida evaporador, economizador e pré-aquecedor, sendo que o aumento do excesso de

oxigênio nos gases de combustão causa o aumento da falta de produtividade em todos os equipamentos. A câmara de combustão e o evaporador são fortemente afetados pelo aumento do excesso de oxigênio nos gases de combustão.

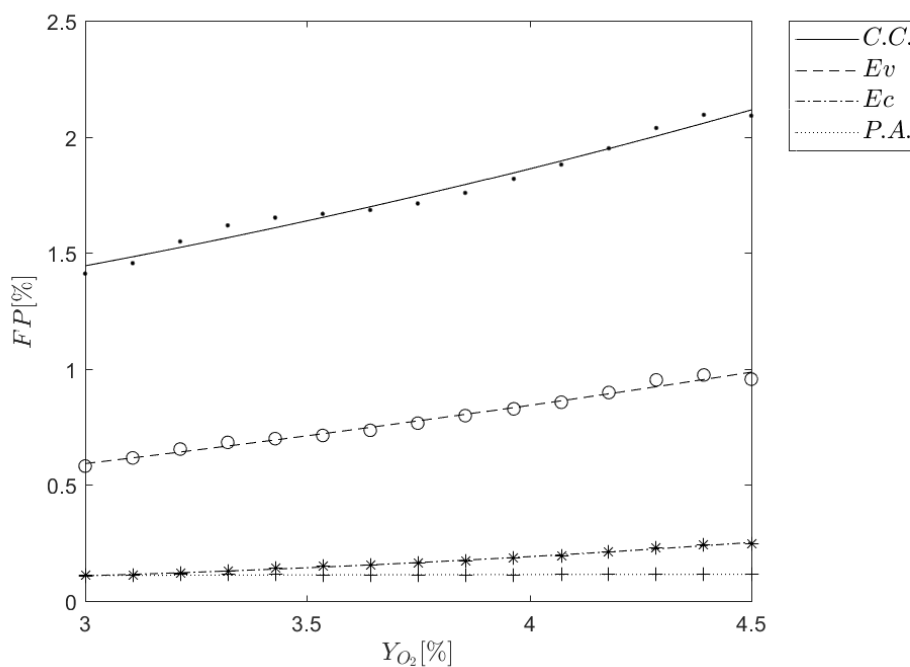


Figura 5.10 - Falta de produtividade em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

O fator exergético, obtido do balanço de exergia, representa a contribuição de disponibilidade que o equipamento consome em relação à disponibilidade oferecida a cada equipamento. O comportamento do fator exergético em relação ao excesso de oxigênio nos gases de combustão é apresentado na Figura 5.11. É verificado que um aumento do excesso de oxigênio causa pouco efeito em todos os equipamentos, que graficamente é de difícil percepção. A câmara de combustão é o equipamento com maior fator exergético seguido por evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

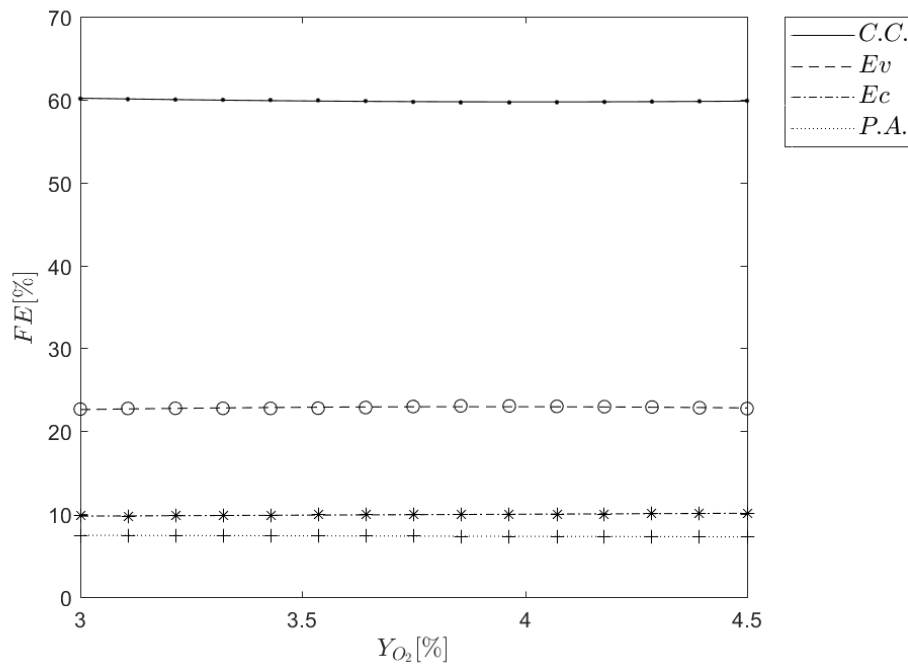


Figura 5.11 - Fator exergético em função do excesso de oxigênio nos gases de combustão na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

5.2 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA UMIDADE DA BORRA DE CAFÉ

Seguindo a metodologia da seção anterior, foi analisada o comportamento da caldeira com o auxílio de RNA's treinadas e validadas para a obtenção dos melhores resultados utilizando a umidade da borra de café. As RNA's foram alimentadas pelo seguinte conjunto de dados: valores do excesso de oxigênio nos gases de combustão e da umidade do cavaco de eucalipto, ambos constantes e valores de umidade da borra de café, sendo esta variável.

Essa variação foi obtida por meio do histórico do processo, sendo seus limites o valor mínimo e máximo observados no conjunto de dados, Tabela 5.5. Os valores intermediários foram criados com o auxílio de rotinas computacionais, na forma de um vetor de umidade de borra de café que alimenta as RNA's.

Ao inserir as entradas apresentadas na Tabela 5.5 nas RNA's treinadas e validadas previamente, obtém-se as saídas correspondentes que são dependentes das entradas: excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra e

café e umidade do cavaco de madeira. Os valores das saídas estão demonstrados na Tabela 5.6 com os valores mínimos e máximos correspondentes às entradas.

Tabela 5.5 - Dados das entradas das RNA's treinadas, para a umidade da borra de café variável.

Entradas	Mínimo	Máximo
Excesso de oxigênio nos gases de combustão	3,90%	3,90%
Umidade da borra de café	60,00%	70,00%
Umidade do cavaco de eucalipto	43,00%	43,00%

Tabela 5.6 - Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's em função da umidade da borra de café.

Saídas		Para de 60% de $w_{B.C.}$	Para de 70% de $w_{B.C.}$
Temperatura da fornalha	S1	1230,00 K	1166,80 K
Temperatura dos gases na entrada do evaporador	S4	992,26 K	960,85 K
Temperatura dos gases na saída do evaporador	S5	621,33 K	579,81 K
Temperatura dos gases de saída do economizador	S6	520,54 K	505,69 K
Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário	S7	443,02 K	431,42 K
Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário	S8	488,79 K	475,74 K
Ventilador ar principal	S12	65,45 %	54,30 %
Produção de vapor médio	S15	12,46 kg/s	10,29 kg/s
Consumo de água médio	S16	12,46 kg/s	10,93 kg/s
Consumo de cavaco médio	S17	4,73 kg/s	5,37 kg/s

As entradas da Tabela 5.5 e as saídas da Tabela 5.6 alimentam a modelagem apresentada no Capítulo 4. Dessa forma, a taxa de perda de calor pode ser determinada em função da umidade da borra de café em todos os equipamentos, conforme a Figura 5.12. A câmara de combustão apresenta as maiores taxas de perda de calor e a medida que a umidade da borra de café

aumenta a taxa de perda de calor diminui em todos os equipamentos, com exceção do evaporador.

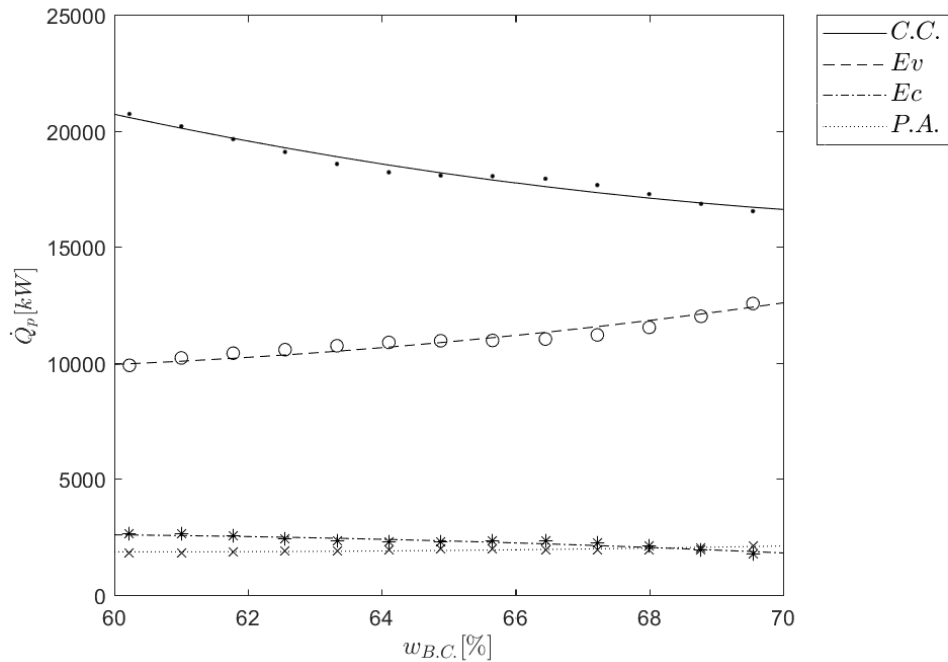


Figura 5.12 - Taxa de perda de calor em função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Uma análise da eficiência térmica em função da umidade da borra de café é apresentada na Figura 5.13. A câmara combustão possui a menor eficiência térmica dentre todos os equipamentos. Analisando a umidade da borra de café, observa-se que um aumento da umidade causa uma diminuição da eficiência térmica na câmara de combustão, evaporador e pré-aquecedor de ar, enquanto a eficiência térmica do economizador aumenta.

A Figura 5.14 apresenta a taxa de destruição de exergia em função da umidade da borra de café. Um aumento do teor de umidade na borra de café causa um aumento da taxa de destruição de exergia da câmara de combustão, evaporador e no pré-aquecedor de ar, ao contrário do economizador o qual a taxa de destruição de exergia diminui. Pode-se observar que os maiores índices de taxa de destruição de exergia são da câmara de combustão e evaporador, sendo a câmara de combustão fortemente afetada pelo aumento da umidade da borra de café.

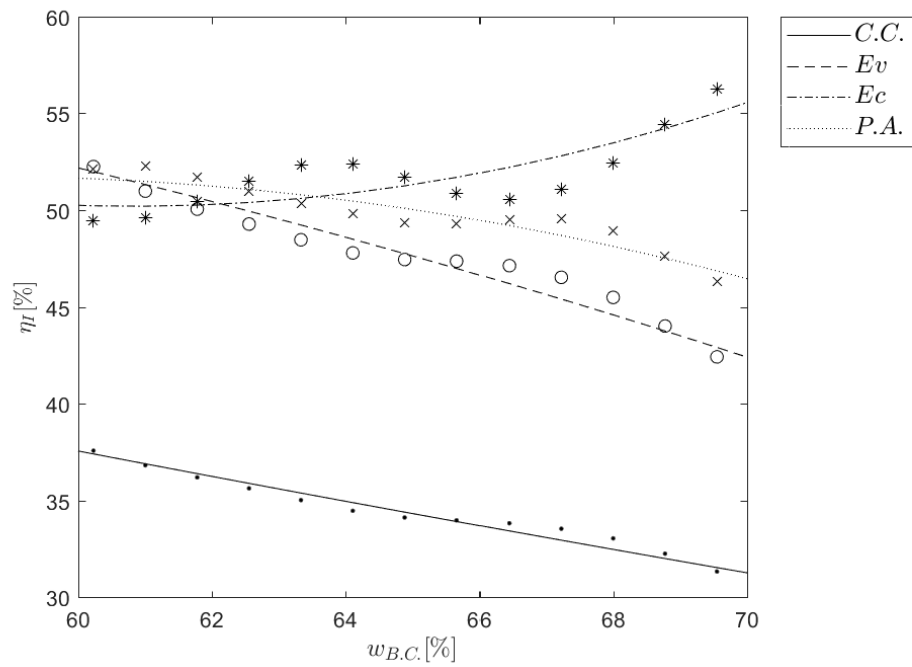


Figura 5.13 - Eficiência térmica em função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

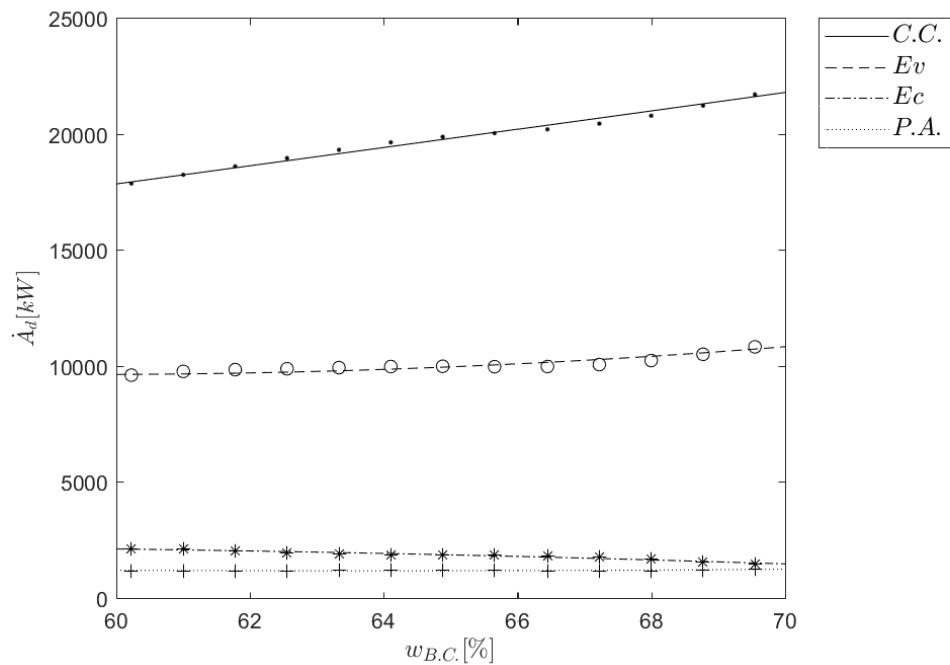


Figura 5.14 - Taxa de destruição de exergia em função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

A influência da umidade da borra de café na eficiência exergética pode ser verificada na Figura 5.15. De maneira análoga a eficiência térmica, o aumento da umidade da borra de café causa a diminuição da eficiência exergética da câmara de combustão, evaporador e pré-aquecedor de ar, no entanto, no economizador há um aumento da eficiência exergética.

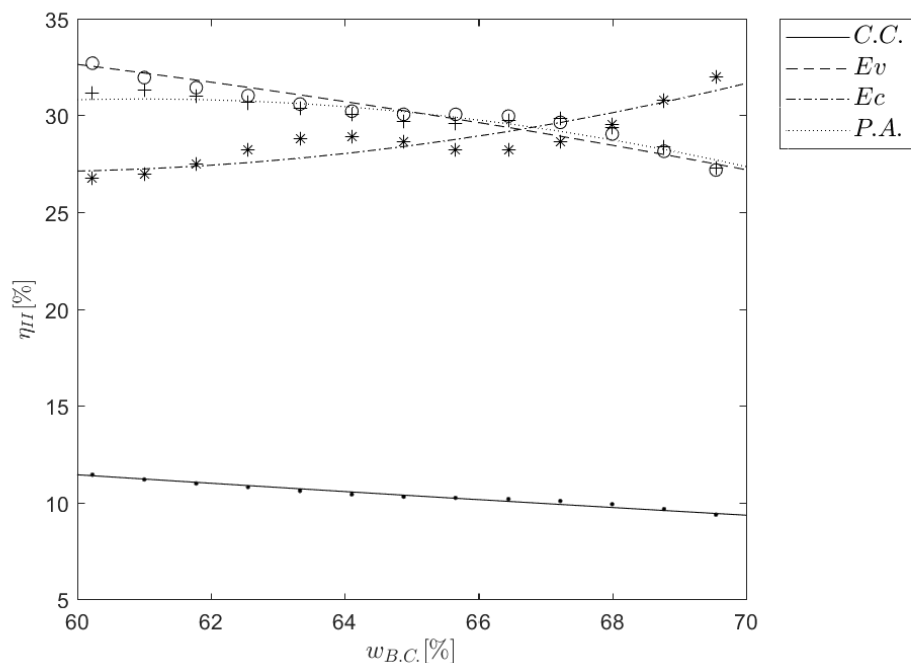


Figura 5.15 - Eficiência exergética em função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Em uma análise global pode-se observar a influência da umidade da borra de café na caldeira como um todo. Na Figura 5.16 verifica-se que um aumento da umidade da borra de café causa um aumento tanto da perda de calor como da taxa de destruição de exergia. Logo, tanto a eficiência térmica quanto a eficiência exergética diminuem com o aumento da umidade da borra de café, de acordo com a Figura 5.17.

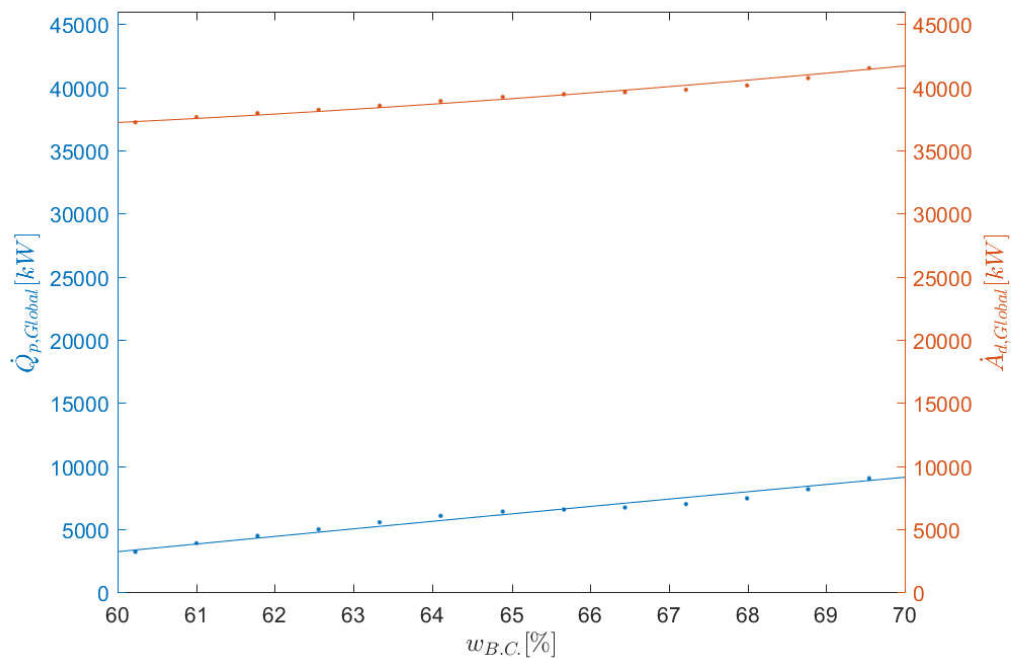


Figura 5.16 - Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia em função da umidade da borra de café em uma análise global da caldeira.

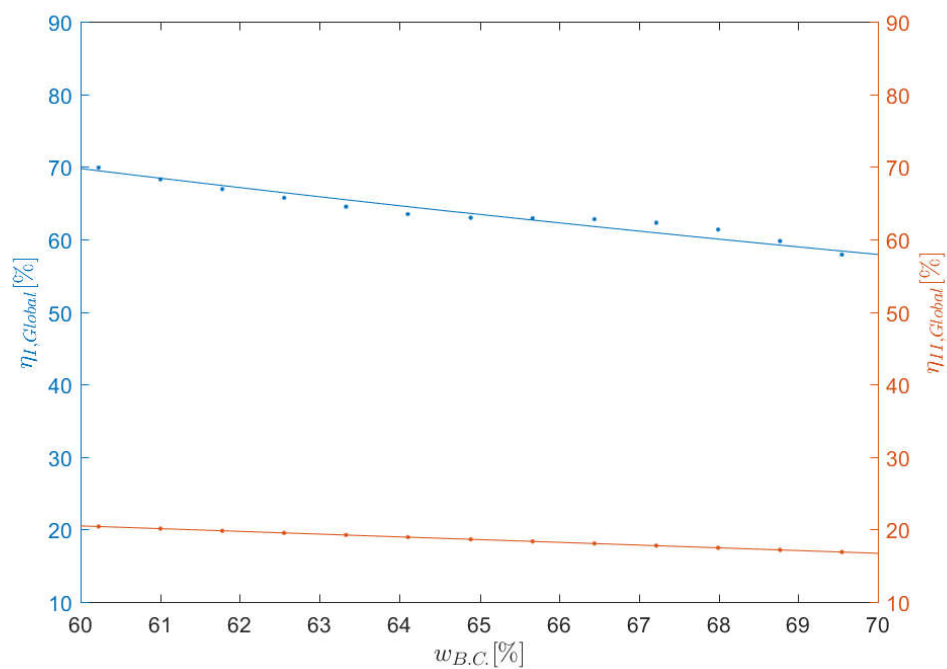


Figura 5.17 - Eficiência térmica e eficiência exergética em função da umidade da borra de café em uma análise global da caldeira.

Os parâmetros produtivos obtidos a partir dos balanços de segunda lei podem ser analisados com relação à umidade da borra de café. Na Figura 5.18, a taxa de esgotamento de combustível da câmara de combustão (mais substancialmente) e do evaporador aumentam com o aumento umidade da borra de café, enquanto no economizador e no pré-aquecedor de ar há uma ligeira diminuição desta taxa.

O comportamento da irreversibilidade relativa como função da umidade da borra de café pode ser observado na Figura 5.19, onde uma elevação do teor de umidade da borra de café faz com que a irreversibilidade relativa do evaporador, economizador e pré-aquecedor a ar diminuam e na câmara de combustão aumente.

Observa-se que o aumento da umidade da borra de café provoca um aumento significativo da falta de produtividade da câmara de combustão, enquanto no evaporador e no pré-aquecedor de ar este aumento ocorre com menor intensidade, conforme a Figura 5.20. O economizador por sua vez apresenta uma diminuição da falta de produtividade com o aumento da umidade da borra de café.

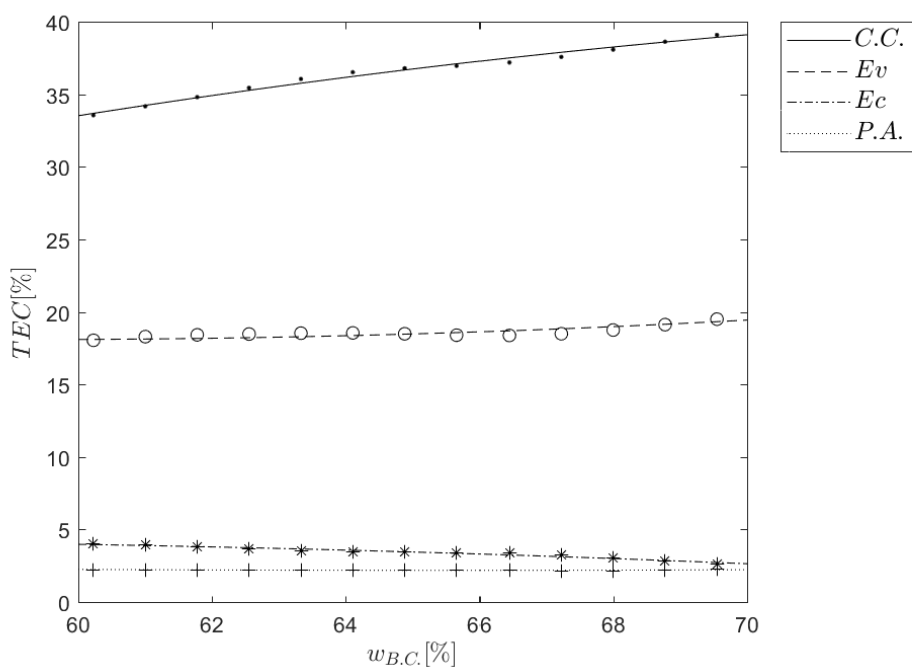


Figura 5.18 - Taxa de esgotamento de combustível como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

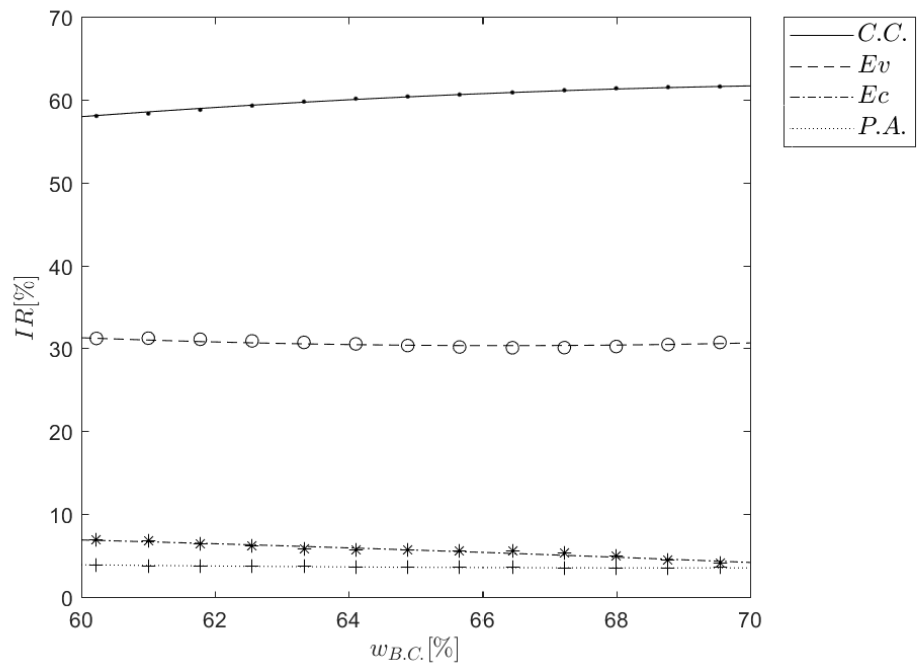


Figura 5.19 - Irreversibilidade relativa como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

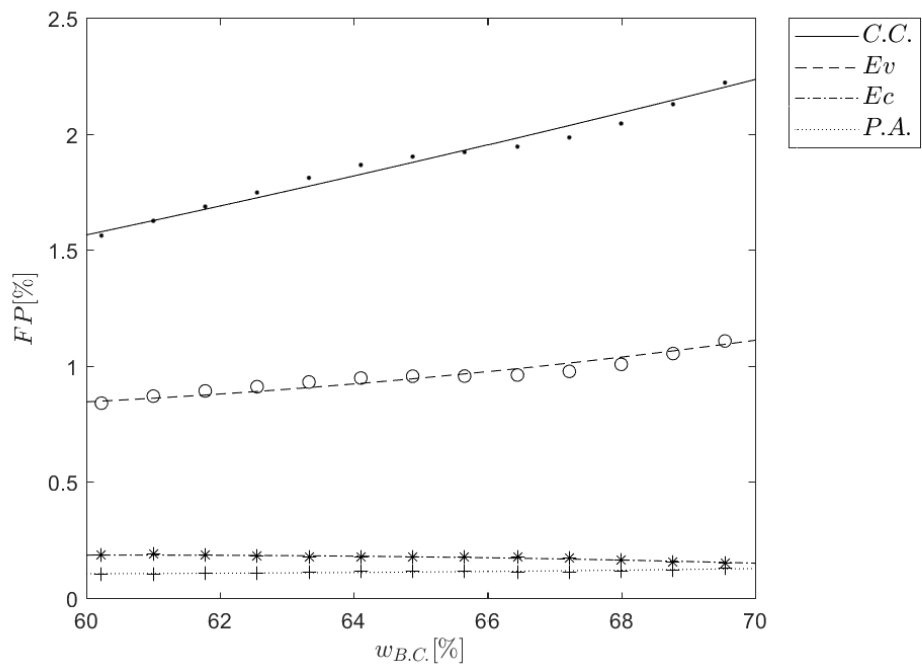


Figura 5.20 - Falta de produtividade como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Por fim, a variação do fator exergético em função da umidade da borra de café pode ser visualizada na Figura 5.21. A variação da umidade da borra de café é desprezível no pré-aquecedor de ar, não sendo observados graficamente. No entanto, um aumento da umidade da borra de café causa um aumento do fator exergético na câmara de combustão e sua diminuição no evaporador e economizador.

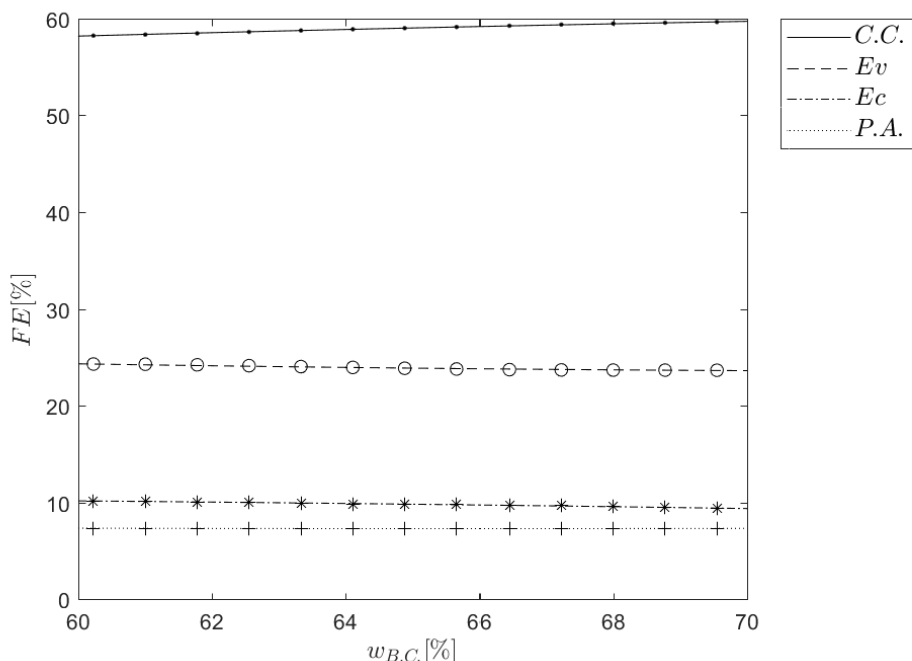


Figura 5.21 - Fator exergético como função da umidade da borra de café na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

5.3 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA UMIDADE DO CAVACO DE EUCALIPTO

Seguindo a mesma metodologia de análise da influência do excesso de oxigênio nos gases de combustão e umidade da borra de café no comportamento termodinâmico da caldeira, as RNA's treinadas e validadas com o melhor desempenho na adaptação da entrada (umidade de cavaco de eucalipto) são utilizadas para obtenção das saídas. Os valores de cada entrada e saída estão apresentados na Tabela 5.7 e 5.8, respectivamente. As entradas e saídas são aplicadas na modelagem, proposta no Capítulo 3, e os parâmetros termodinâmicos são determinados em função da umidade do cavaco de eucalipto.

Tabela 5.7 - Dados das entradas das RNA's treinadas, para a umidade do cavaco de eucalipto variável.

Entradas	Mínimo	Máximo
Excesso de Oxigênio nos gases de combustão	3,90%	3,90%
Umidade da Borra de Café	65,00%	65,00%
Umidade do Cavaco de Eucalipto	30,00%	45,00%

Tabela 5.8 - Valores mínimos e máximos das saídas das RNA's, com umidade do cavaco de eucalipto variável.

Saídas		Para de 30% de $w_{C.E.}$	Para de 45% de $w_{C.E.}$
Temperatura da fornalha	S1	1240,60 K	1187,50 K
Temperatura dos gases na entrada do evaporador	S4	986,57 K	963,59 K
Temperatura dos gases na saída do evaporador	S5	622,86 K	612,88 K
Temperatura dos gases de saída do economizador	S6	542,83 K	525,72 K
Temperatura dos gases de saída do pré-aquecimento do ar primário	S7	453,11 K	434,05 K
Temperatura do ar na saída do pré-aquecimento de ar primário	S8	498,99 K	485,56 K
Ventilador ar principal	S12	67,86 %	59,72 %
Produção de vapor médio	S15	13,52 kg/s	10,26 kg/s
Consumo de água médio	S16	13,48 kg/s	10,70 kg/s
Consumo de cavaco médio	S17	4,83 kg/s	5,19 kg/s

Uma vez que são determinadas todas as entradas e saídas, são obtidos os comportamentos termodinâmicos da caldeira em função da umidade do cavaco de eucalipto. A Figura 5.22 apresenta a influência da umidade do cavaco de eucalipto na taxa de perda de calor. Verifica-se que na câmara de combustão e pré-aquecedor de ar a taxa de perda de calor diminui à medida que a umidade do cavaco de eucalipto aumenta, enquanto que no evaporador e economizador observa-se um aumento da taxa de perda de calor. Deve-se destacar que os valores próximos de

30% de umidade são atípicos, sendo os valores mais comuns de trabalho próximos de 40% de umidade do cavaco de eucalipto.

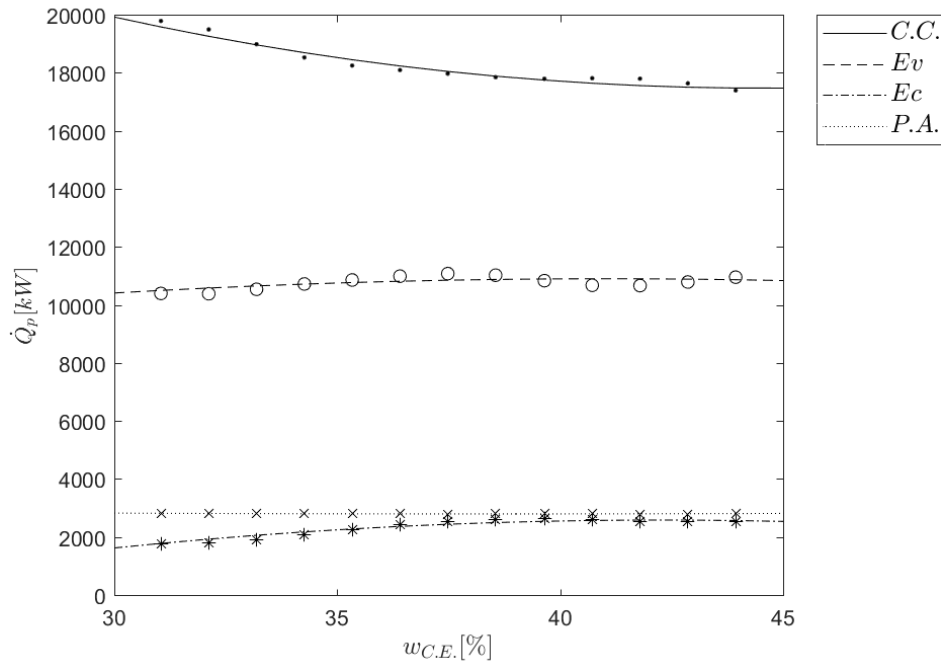


Figura 5.22 - Taxa de perda de calor em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

A eficiência térmica em função da umidade do cavaco de eucalipto pode ser visualizada na Figura 5.23. Observa-se que um aumento na umidade do cavaco de eucalipto diminui a eficiência térmica de todos os equipamentos em análise. O evaporador e o economizador são os equipamentos que mais perdem eficiência térmica com o referido aumento. Em situações do cotidiano, as umidades tanto da borra de café quanto do cavaco de eucalipto são elevadas, fazendo com que a eficiência térmica dos equipamentos seja baixa.

O comportamento da taxa de destruição de exergia para vários valores da umidade do cavaco de eucalipto é demonstrado na Figura 5.24. Nota-se que a câmara de combustão apresenta os maiores patamares de taxa de destruição de exergia e o aumento da umidade do cavaco aumenta mais a taxa de destruição de exergia. Contudo, verifica-se que a variação da umidade do cavaco de eucalipto tem pouca variação no comportamento da taxa de destruição de exergia dos equipamentos.

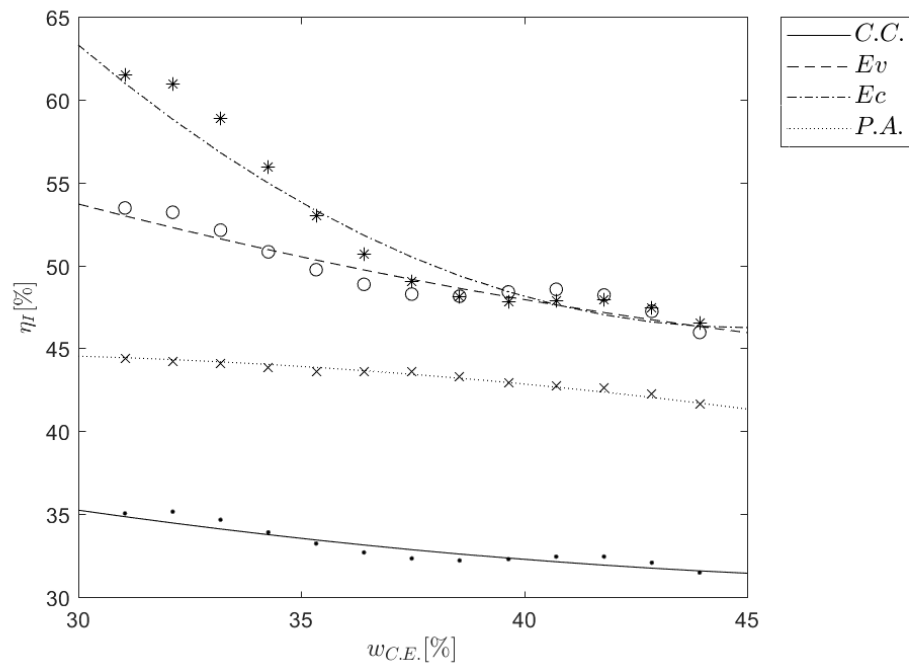


Figura 5.23 - Eficiência térmica em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

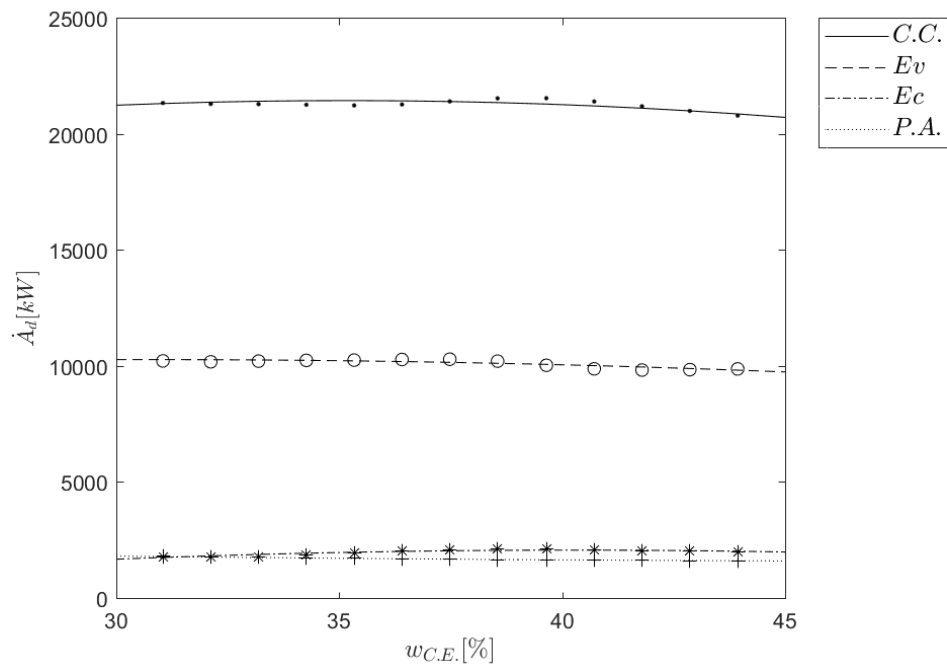


Figura 5.24 - Taxa de destruição de exergia em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Por consequência, a eficiência exergética diminui na câmara de combustão, evaporador e economizador à medida que a umidade do cavaco de eucalipto aumenta, e no pré-aquecedor a eficiência exergética aumenta, conforme a Figura 5.25. O evaporador e economizador apresentam grande redução na eficiência exergética, enquanto a câmara de combustão possui reduções menos significativas.

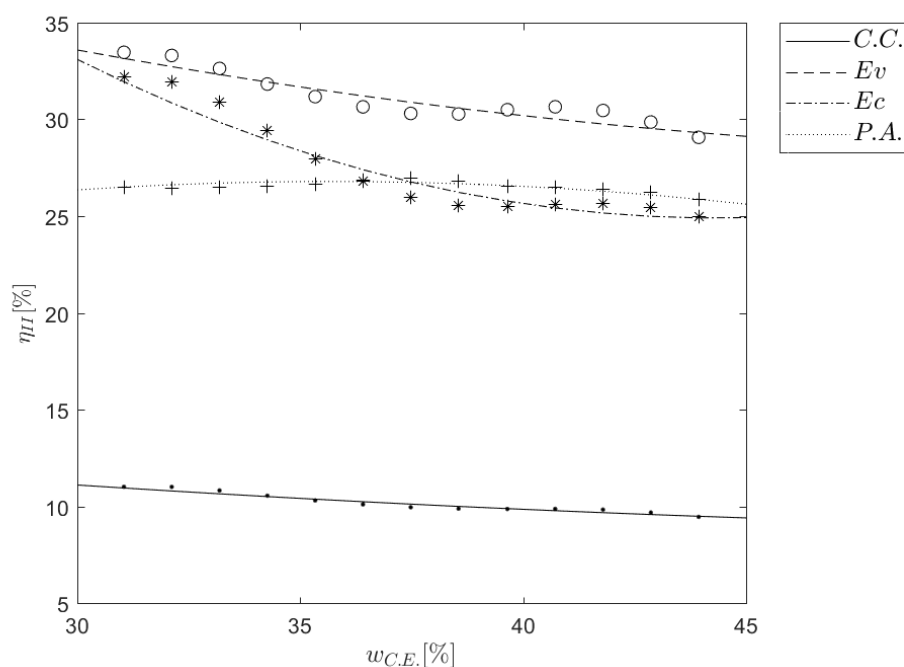


Figura 5.25 - Eficiência exergética em função da umidade de cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Em uma análise global da caldeira, pode-se obter a taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia em função da umidade do cavaco de eucalipto, conforme a Figura 5.26. Nota-se que um aumento da umidade do cavaco de eucalipto causa o aumento da taxa de perda de calor e a diminuição da taxa de destruição de exergia. Nesta mesma análise pode-se avaliar a influência da umidade do cavaco de eucalipto nas eficiências térmica e exergética, conforme a Figura 5.27. Verifica-se que um aumento da umidade do cavaco de eucalipto reduz tanto a eficiência térmica quanto a eficiência exergética, sendo, a eficiência térmica reduzida mais significativamente.

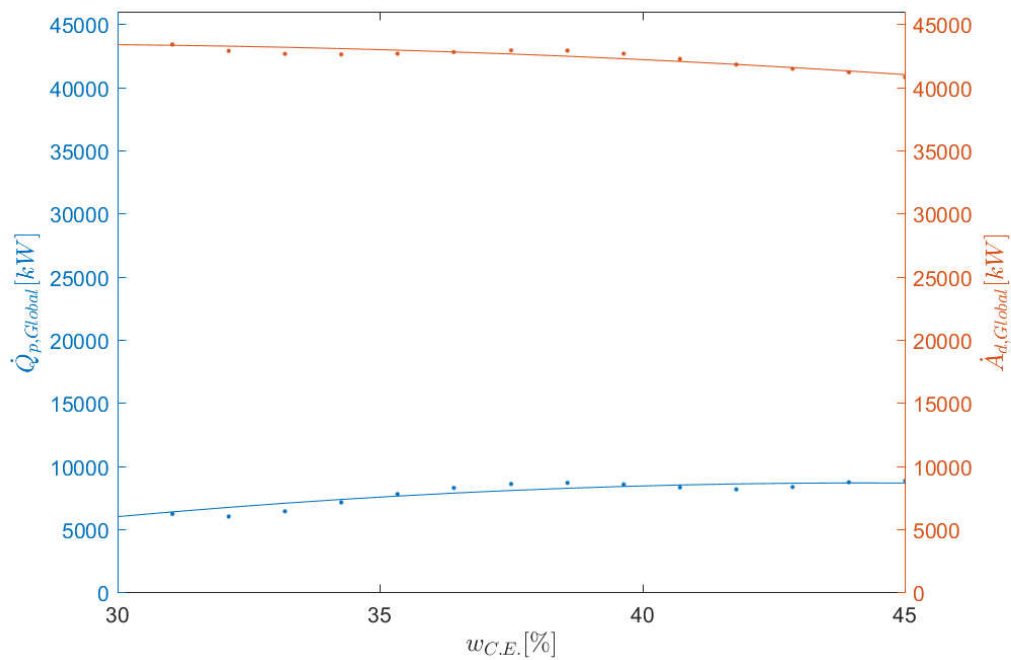


Figura 5.26 - Taxa de perda de calor e taxa de destruição de exergia em função da umidade do cavaco de eucalipto em uma análise global da caldeira.

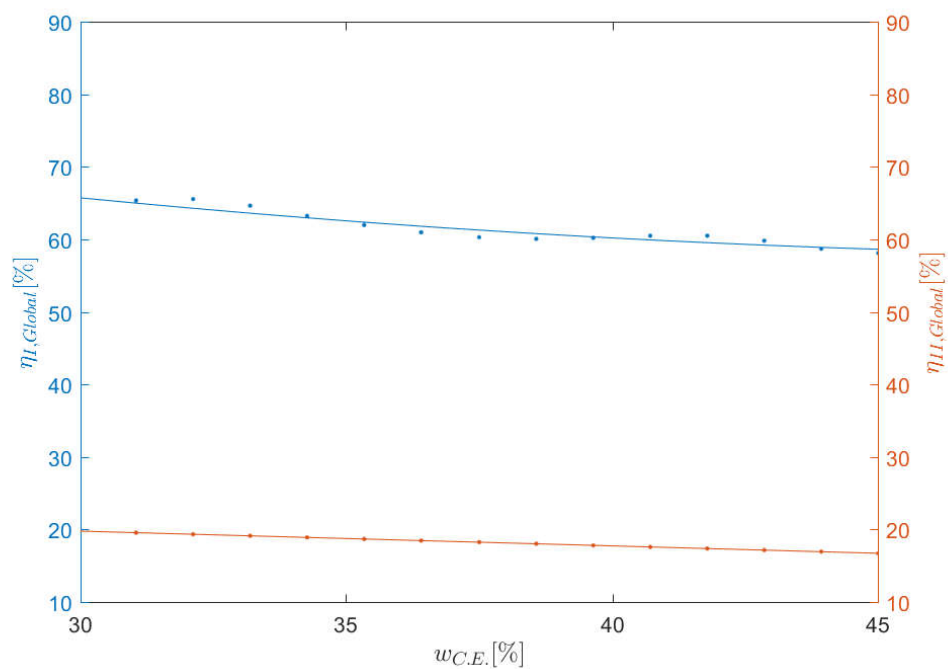


Figura 5.27 - Eficiência térmica e eficiência exergética em função da umidade do cavaco de eucalipto em uma análise global da caldeira.

As relações entre a umidade do cavaco de eucalipto e os parâmetros produtivos, decorrente dos balanços de segunda lei, podem ser analisadas. A Figura 5.28 apresenta a influencia da umidade cavaco de eucalipto na taxa de esgotamento de combustível. A câmara de combustão se apresenta como o equipamento com a maior taxa de esgotamento de combustível e o aumento da umidade de cavaco causa o aumento deste parâmetro, bem como no evaporador e no economizador, e de forma menos sensível no pré-aquecedor de ar.

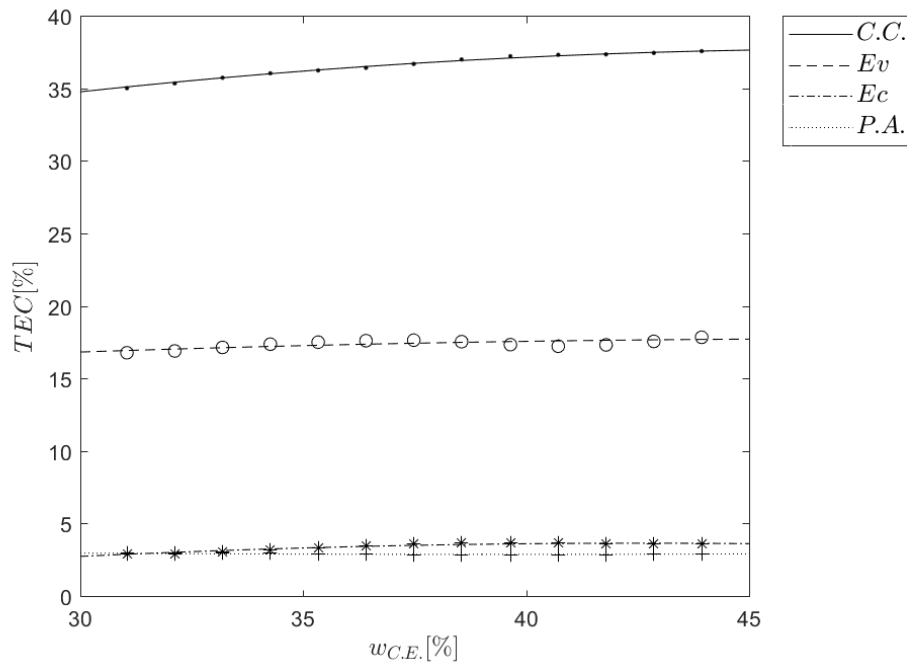


Figura 5.28 - Taxa de esgotamento de combustível em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

A irreversibilidade relativa pode ser analisada com relação à umidade do cavaco de eucalipto, conforme a Figura 5.29. A câmara de combustão, com maiores fontes de irreversibilidades, é o equipamento que apresenta o maior valor deste parâmetro. Pode-se observar que a variação da umidade do cavaco de eucalipto causa pouca variação da irreversibilidade nos equipamentos sendo possível observar que o aumento da umidade do cavaco de eucalipto causa a diminuição deste índice no evaporador e aumento no economizador.

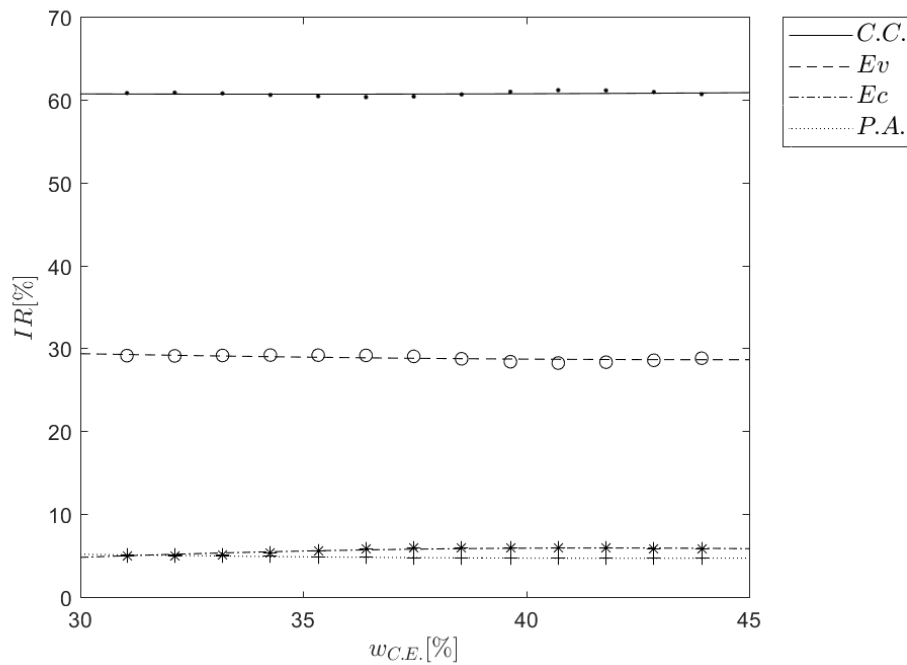


Figura 5.29 - Irreversibilidade Relativa como função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

A falta de produtividade nos equipamentos é avaliada com relação à umidade do cavaco de eucalipto, conforme a Figura 5.30. A câmara de combustão apresenta alta falta de produtividade devido às altas fontes de irreversibilidade. A falta de produtividade aumenta fortemente na câmara de combustão e no evaporador enquanto no economizador e pré-aquecedor de ar tem um aumento menos intenso à medida que se aumenta o teor de umidade do cavaco de eucalipto.

Analisando a Figura 5.31, pode-se visualizar a variação do fator exergético em função da umidade cavaco de eucalipto. Nota-se que a umidade do cavaco de eucalipto não causa grandes variações no comportamento do fator exergético dos equipamentos. Novamente observa-se que a câmara de combustão apresenta o maior fator exergético, causado pelas grandes fontes de irreversibilidades presentes nesse equipamento.

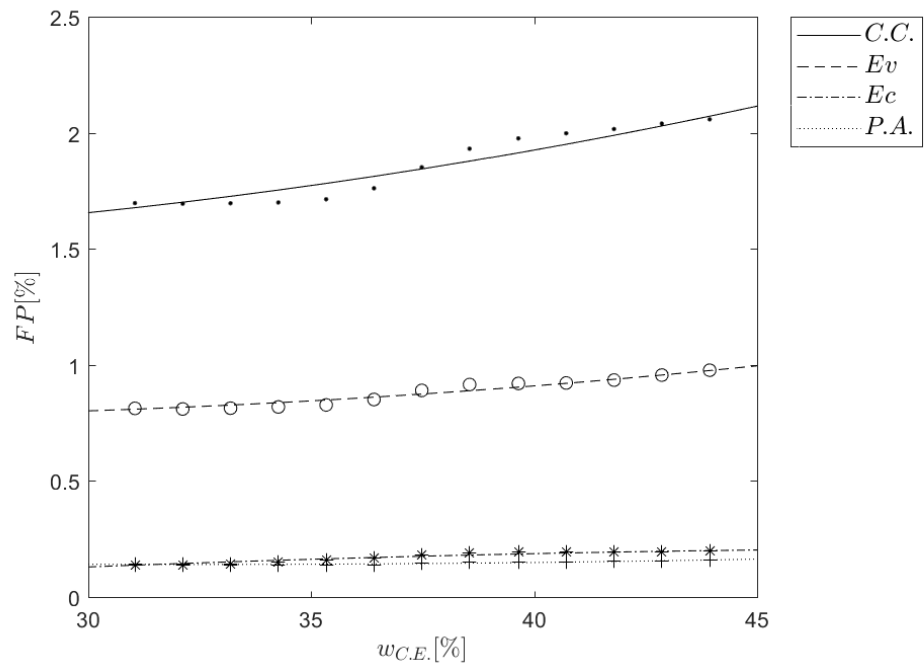


Figura 5.30 - Falta de produtividade em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

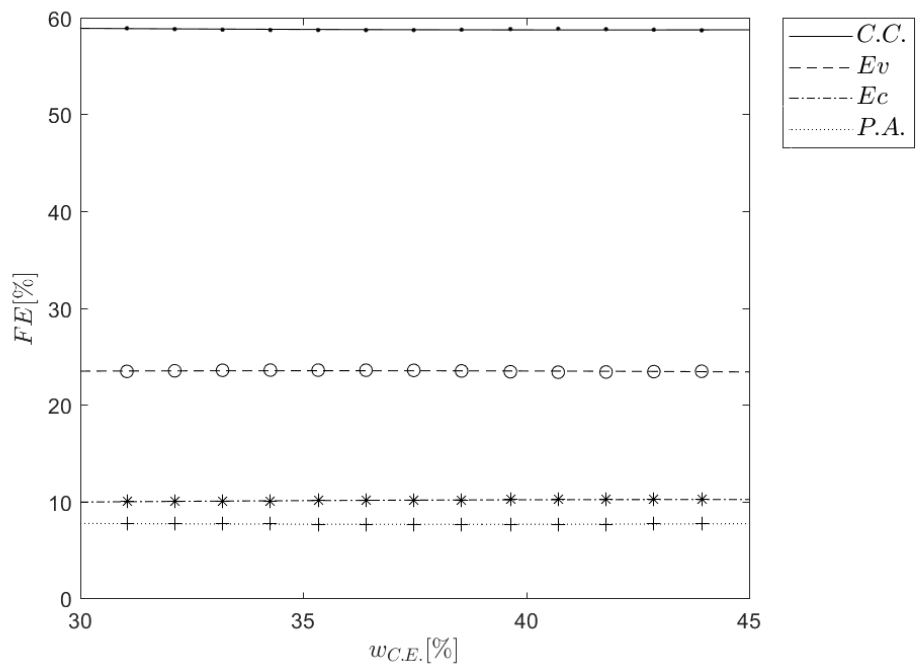


Figura 5.31 - Fator exergético em função da umidade do cavaco de eucalipto na câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Revisando os resultados obtidos, pode-se apresentar uma tabela comparativa entre as variações máximas dos parâmetros termodinâmicos observados nos equipamentos como função de cada entrada, conforme Tabela 5.9:

Tabela 5.9 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros termodinâmicos observados nos equipamentos como função de cada entrada.

	Y_{O_2}	$w_{B.C.}$	$w_{C.E.}$
$\dot{Q}_{C.C.}$	-6,39%	-22,42%	-12,65%
\dot{Q}_{Ev}	85,52%	37,60%	6,68%
\dot{Q}_{Ec}	217,76%	-33,83%	48,21%
$\dot{Q}_{P.A.}$	-13,76%	18,62%	-1,70%
$\eta_{I,C.C.}$	-29,53%	-20,52%	-11,35%
$\eta_{I,Ev}$	-29,10%	-23,55%	-15,45%
$\eta_{I,Ec}$	-44,59%	14,29%	-25,45%
$\eta_{I,P.A.}$	22,62%	-12,06%	-8,52%
$\dot{A}_{d,C.C.}$	28,66%	20,81%	-4,63%
$\dot{A}_{d,Ev}$	45,10%	18,65%	-5,07%
$\dot{A}_{d,Ec}$	94,27%	-32,82%	21,08%
$\dot{A}_{d,P.A.}$	-11,73%	8,22%	-10,34%
$\eta_{II,C.C.}$	-29,57%	-28,3%	-15,35%
$\eta_{II,Ev}$	-27,38%	-27,4%	-14,49%
$\eta_{II,Ec}$	-41,65%	20,7%	-23,39%
$\eta_{II,P.A.}$	26,15%	-16,5%	6,06%

As variações máximas obtidas na análise global como função de cada entrada também são comparadas e podem ser observadas na Tabela 5.10:

Tabela 5.10 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros termodinâmicos observados na análise global como função de cada entrada.

	Y_{O_2}	$w_{B.C.}$	$w_{C.E.}$
\dot{Q}	378,95%	289,00%	47,40%
η_I	-27,85%	-21,43%	-11,37%
\dot{A}_d	28,47%	15,32%	-7,42%
η_{II}	-27,82%	-22,34%	-15,59%

Por fim, por meio da análise dos resultados podem-se comparar as variações máximas dos parâmetros produtivos como função de cada entrada, Tabela 5.11:

Tabela 5.11 – Comparação entre as variações máximas dos parâmetros produtivos observados nos equipamentos como função de cada entrada.

	Y_{O_2}	$w_{B.C.}$	$w_{C.E.}$
$TEC_{C.C.}$	7,14%	19,29%	7,80%
TEC_{Ev}	21,26%	0,51%	7,22%
TEC_{Ec}	89,57%	-36,48%	27,53%
$TEC_{P.A.}$	-23,94%	-7,73%	-3,39%
$IR_{C.C.}$	-4,35%	6,43%	1,39%
IR_{Ev}	8,47%	-3,68%	-3,42%
IR_{Ec}	48,27%	-43,34%	20,04%
$IR_{P.A.}$	-31,13%	-14,71%	-8,61%
$FP_{C.C.}$	48,49%	53,13%	21,43%
FP_{Ev}	67,46%	43,61%	21,45%
FP_{Ec}	125,25%	-20,35%	42,35%
$FP_{P.A.}$	8,96%	26,65%	16,47%
$FE_{C.C.}$	-0,77%	2,75%	-0,58%
FE_{Ev}	1,72%	-2,72%	0,94%
FE_{Ec}	3,79%	-8,81%	2,41%
$FE_{P.A.}$	-2,15%	-1,49%	-1,30%

Uma análise das Tabelas 9, 10 e 11, observa-se que umidade do cavaco de eucalipto causa a menor variação dentre todas as entradas, enquanto o valor de excesso de oxigênio tem efeito significativo no desempenho global. Entre os equipamentos, o economizado é o equipamento mais sensível às variações de todas as entradas, no entanto, o local de maior destruição de exergia é na câmara de combustão. Em relação aos parâmetros produtivos, a falta de produtividade apresenta a maior variação para todas as entradas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E EXTENSÕES

Este trabalho apresentou um estudo de uma caldeira de biomassa em uma indústria de café solúvel. Para tanto, foi utilizada uma modelagem matemática com auxílio de redes neurais artificiais (RNA's). Esta modelagem foi aplicada localmente nos equipamentos que compõem a caldeira que apresentam troca térmica relevante, e posteriormente aplicada globalmente na caldeira. Os equipamentos analisados foram a câmara de combustão, evaporador, economizador e pré-aquecedor de ar.

Por se tratar de uma caldeira de biomassa, o processo de combustão da biomassa foi estudado e modelado. A biomassa, composta uma mistura de borra de café (25%) e cavaco de eucalipto (75%), foi modelada através de uma análise imediata e elementar, sendo consideradas as umidades da borra de café e do cavaco de eucalipto. Estas análises permitiram a obtenção do PCI (poder calorífico inferior) e de uma composição dos gases provenientes da combustão (combustão completa). O excesso de ar também foi contemplado nesta modelagem, sendo apresentado como o excesso de oxigênio nos gases de combustão.

Os equipamentos foram analisados por meio de balanços térmicos através de primeira e segunda leis da termodinâmica. Foram obtidas expressões para a taxa de perda de calor, para a eficiência térmica, para a taxa de destruição de exergia e para a eficiência exergética em cada equipamento. Baseando-se na segunda lei da termodinâmica (parâmetros produtivos), a taxa de esgotamento de combustível, taxa de irreversibilidade relativa, falta de produtividade e fator exergético também foram aplicados aos equipamentos. Em uma perspectiva global, a caldeira foi analisada utilizando os mesmos parâmetros de primeira e segunda leis da termodinâmica e parâmetros produtivos.

Para entender e estimar o comportamento termodinâmico da caldeira em relação ao excesso de oxigênio nos gases de combustão, umidade da borra de café e umidade do cavaco de eucalipto foram utilizadas as redes neurais artificiais

(RNA's). As RNA's foram utilizadas para prever os estados termodinâmicos (saídas) dos equipamentos que compõem a caldeira a partir das variáveis em análise (entradas). Foram obtidas RNA's treinadas a partir do histórico de operação da caldeira fornecido pela empresa. Contudo, as RNA's dependem necessariamente do número de dados de treinamento para que seu desempenho seja satisfatório. Devido a problemas durante a aquisição de dados o número de dados foram reduzidos sensivelmente. Contudo, foram obtidas as RNA's e suas saídas mostraram-se condizentes com dados de operação da caldeira.

A utilização das RNA's é necessária devido à sua robustez e principalmente por não intervir no processo, ou seja, não há necessidade de instrumentação específica para coleta de dados ou paradas no processo, e ainda os dados refletem o comportamento real da caldeira.

Quando se analisa uma caldeira de biomassa como esta verifica-se que cada variável está acoplada a outras, a cada variação de uma determinada variável outras variam também. As RNA's auxiliam no desacoplamento destas variáveis para que se possa entender melhor seu comportamento no processo.

As respostas das RNA's alimentaram a modelagem termodinâmica da caldeira proposta neste trabalho. Estas respostas dependem das entradas (excesso de oxigênio, umidade da borra de café e umidade do cavaco de eucalipto), assim os parâmetros termodinâmicos dependem das entradas das RNA's.

Analisando o excesso de oxigênio, verificou-se que valores mais baixos de parâmetro de combustão aumentam tanto a eficiência térmica quanto a eficiência exergética, diminuindo a destruição de exergia nos equipamentos. Porém, a diminuição de excesso de oxigênio nos gases de combustão, por consequência excesso de ar, podem causar o aumento das emissões de NO_x por exemplo e em níveis muito baixos podem causar o aumento de emissões de monóxido de carbono (FRANCISCO, 2012). Assim, se por um lado a diminuição do excesso de oxigênio nos gases de combustão pode melhorar os parâmetros termodinâmicos da caldeira, por outro pode causar o aumento de emissões. Deve-se ter cautela na adoção de valores muito baixos de excesso de oxigênio nos gases de combustão.

Outra análise foi realizada para investigar a influência da umidade da borra de café no comportamento termodinâmico. Observou-se que um aumento da umidade da borra de café causa uma diminuição na produção de vapor e do consumo de água e ainda aumenta sensivelmente o consumo de biomassa,

acarretando a diminuição das eficiências térmica e exergética e um aumento na taxa de destruição de exergia. O excesso de umidade da borra de café faz com que mais cavaco de eucalipto seja necessário para manter a temperatura da câmara de combustão. Logicamente, diminuir a umidade da borra de café é fundamental para o aumento da eficiência da caldeira, portanto, deve-se estudar a viabilidade econômica de aquisição e instalação de sistemas de secagem da borra de café.

Na análise da influência da umidade do cavaco de eucalipto, um aumento deste parâmetro causou uma diminuição na eficiência global térmica e exergética e um diminuição na taxa de destruição de exergia global da caldeira, aumentando também o consumo de biomassa e diminuindo o consumo de água e a produção de vapor. Quando se observou os comportamentos da umidade do cavaco de eucalipto e umidade da borra de café, verificou-se que mesmo a borra de café possuindo índices de umidade mais elevados que o cavaco de eucalipto, os parâmetros termodinâmicos na análise da umidade do cavaco de eucalipto tiveram uma queda relativamente próxima à borra café. Isto ocorreu principalmente pela composição da biomassa, que é constituída de 25% de borra de café e 75% de cavaco de eucalipto. Logo, diminuir a umidade do cavaco de eucalipto é tão importante quanto diminuir a umidade da borra de café, porém deve-se verificar se é mais viável comprar o cavaco com umidade mais baixa, o que aumenta seu custo, ou adquirir algum tipo de sistema de secagem.

Quando se analisou os equipamentos que compõem a caldeira, constatou-se que a câmara de combustão foi o equipamento que apresentou altos níveis de taxa de destruição de exergia e baixos níveis de eficiência térmica e exergética quando comparado aos demais equipamentos. Tais comportamentos são decorrentes das elevadas irreversibilidades inerentes do processo de combustão.

Os balanços de segunda lei da termodinâmica nos equipamentos permitiram a obtenção de parâmetros produtivos. Uma análise destes parâmetros permitiu compreender as ineficiências baseados nos valores de exergia do combustível, do produto e na taxa de destruição de exergia para cada equipamento.

A taxa de esgotamento de combustível determina o quanto cada componente contribui para perda exergética. A câmara de combustão se mostrou o equipamento que mais degrada combustível, sendo afetado fortemente pela umidade tanto da borra de café quanto do cavaco de eucalipto. Em geral a variação

nos outros equipamentos não apontaram variações tão expressivas quanto na câmara de combustão.

A irreversibilidade relativa quantifica quanto cada equipamento contribui para irreversibilidade total da caldeira. A câmara de combustão apresentou índice de irreversibilidade relativa de 61%, o evaporador 29%, economizador 6% e pré-aquecedor de ar 4%.

Outro parâmetro é a falta de produtividade, que consiste na perda disponibilidade do vapor por meio de sua irreversibilidade de cada equipamento. A falta da produtividade aumentou em quase todos os equipamentos para todas variáveis analisadas.

Por fim, o fator exergético é a contribuição de exergia que o equipamento consome em relação à exergia fornecida para cada equipamento. Neste parâmetro foi observada uma constância com relação às variáveis analisadas. Na câmara de combustão obteve-se o valor do fator exergético de 60%, no evaporador 22%, no economizador 10% e no pré-aquecedor de ar 8%.

Para se obter resultados mais precisos e confiáveis seria necessário um aumento do número de dados disponíveis para treinamento e validação. Contudo, os resultados mostraram-se condizentes com os valores observados no processo.

Como sugestões de trabalhos futuros, podem-se citar:

- Analisar o impacto das variações dos parâmetros de trabalho na emissão de monóxido de carbono e NO_x , bem como, relacionar estas emissões com o desempenho termodinâmico da caldeira.
- Estudar algoritmos inteligentes que possam otimizar parâmetros termodinâmicos, consumo de biomassa, consumo de água e produção de vapor.
- Utilizar modelos numéricos de combustão que possam adicionar novas variáveis ao process, tais como: sopradores de ar primário (posição e número de sopradores), espessura da camada de biomassa que é utilizada na grelha durante o processo de combustão.
- Realizar estudos termoeconômicos para avaliar a viabilidade de cogeração, uma vez que há a possibilidade de adicionar um superaquecedor na caldeira;

Os balanços de primeira e segunda leis da termodinâmica são ferramentas consagradas para análise sistemas térmicos. No entanto, as RNA's, apesar de terem se mostrado uma ferramenta poderosa para análise de sistemas de alta

complexidade, são ainda pouco utilizadas nas análises destes sistemas. Os resultados obtidos neste estudo, por meio dos balanços de primeira e segunda lei e juntamente com as RNA's, mostraram-se um campo promissor para análise de sistemas térmicos. Espera-se que este trabalho contribua para o melhor entendimento de caldeiras de biomassa, bem como, o processo de combustão de biomassa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLESINA, G. PEDRAZZI, S. ALLEGRETTI, F.; TARTARINI, P. Spent coffee grounds as heat source for coffee roasting plants: Experimental validation and case study. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 730-736, 2017.

ANEEL. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. 3ª Edição. ed. Brasília: Aneel, 2008.

ASSOCIAÇÃO Brasileira da Indústria de Café- ABIC. **Site da Associação Brasileira da Indústria de Café- ABIC**, 2015. Disponível em: <<http://abic.com.br/estatisticas/exportacoes/exportacao-mundial/>>. Acesso em: 18 Julho 2018.

AZAMI, S.; TAHERI, T.; POURALI, O.; TORABI F. Energy and exergy analyses of a mass-fired boiler for a proposed waste-to-energy power plant in Tehran. **Applied Thermal Engineering**, v. 140, p. 520-530, 2018.

BACHA, C. J. C. **Economia e política agrícola no Brasil**. São Paulo: Atlas, 2004.

BARRETO, E. J. F. **Combustão e Gaseificação de Biomassa Sólida- Soluções Energéticas para Amazônia**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2008.

BILGEN, S.; KAYGUSUZ, K. The calculation of the chemical exergies of coal-based fuels by using the higher heating values. **Applied Energy**, v. 85, p. 776-785, 2008.

BREMER. **Bremer**, 2018. Disponível em: <<https://www.bremer.com.br/catalogos>>. Acesso em: 14 setembro 2018.

CECAFÉ. **Relatório Mensal- Dezembro 2017**. Conselho dos Exportadores de Café do Brasil. São Paulo, p. 21. 2017.

CHANG, W.; CHU, X.; FAREED, A. F. B. S.; PANDEY, S.; LUO, J.; WEIGAND, B.; LAURIEN, E. Heat transfer prediction of supercritical water with artificial neural networks. **Applied Thermal Engineering**, v. 131, p. 815-824, 2018.

CHANNIWALA, S. A.; PARIKH, P. P. A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. **Fuel**, v. 81, p. 1051-1063, 2002.

CORTEZ, L. A. B.; GÓMEZ, E. O. A Method For Exergy Analysis of Sugarcane Boilers. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 15, 1998.

DEMIRBAS. Combustion characteristics of different biomass fuels. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, p. 219-230, 2004.

DHANUSKODI, R.; KALIAPPAN, R.; ANANTHARAMAN, N.; ARUNAGIRI, A.; KRISHNAIAH, J. Artificial Neural Networks model for predicting wall temperature of supercritical boilers. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 749-753, 2015.

FABRO, J. A. Tese: Uma abordagem neuro-nebulosa para controle preditivo de processos multi-estágios. CEFET-PR. Curitiba, p. 189. 2003.

FILHO, R. R. A. **Dissertação: Metodologia para análise energética e exergetica de uma caldeira aquatubular com queima de bagaço de cana**. UNESP-Faculdade de Engenharia. Bauru, p. 88. 2014.

FRANCISCO, P. R. **Dissertação: "Estudo termoquímico da queima de combustíveis em caldeiras usando balanços de energia"**. Universidade Federal de São João Del Rei. São João Del Rei, p. 144. 2012.

FRANCK, A. G. S.; SILVA, M. L.; SILVA, R. A.; CORONEL, D. A. Análise da competitividade do mercado exportador brasileiro de café. **Desafio Online**, Campo Grande, v. 4, Dezembro 2016. ISSN 3.

FRIEDL, A.; PADOUVAS, H.; VARMUZA, K. Prediction of heating values of biomass fuel from elemental composition. **Analytica Chimica Acta**, v. 544, p. 191-198, 2005.

FURTATO, C. **Formação econômica do Brasil**. 21. ed. São Paulo: Companhia Editora Nacional, 1986.

GARCÍA, R. PIZARRO, C.; LAVÍN, A. G.; BUENO, J. L. Biomass sources for thermal conversion. Techno-economical overview. **Fuel**, v. 195, p. 182-189, 2017.

GUMZ, W.; HARDT, L. **Kurzes Handbuch der Brennstoff—und**. Berlim: Springer-Verlag, 1962.

[HTTPS://PT.WEATHERSPARK.COM](https://pt.weatherspark.com). **Weather Spark**, 2018. Disponível em: <<https://pt.weatherspark.com/y/29828/Clima-característico-em-Cornélio-Procópio-Brasil-durante-o-ano>>. Acesso em: 30 out. 2018.

HOPFIELD, J. J. Neural networks and physical systems with emergent collective computational abilities. **Proc. of the National Academy of Science**, v. 79, p. 2554-2558, 1982.

HUANG, Y. W. CHEN, M. Q.; LI, Y. GUO, J. Modeling of chemical exergy of agricultural biomass using improved general regression neural network. **Energy**, v. 114, p. 1164-1175, 2016.

KEATING, E. L. **Applied combustion**. 2nd. ed. Boca Raton: CRC , 2007.

KLJAJIC, M.; GVOZDENAC, D.; VUKMIROVIC, S. Use of Neural Networks for modeling and predicting boiler's operating performance. **Energy**, v. 45, p. 304-311, 2012.

KOHONEN, T. **Self-Organization and Associative Memory**. Berlin: Springer-Verlag, 1984.

KRZYWANSKI, J.; NOWAK, W. Modeling of heat transfer coefficient in the furnace of CFB boilers by artificial neural network approach. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, p. 4246-4253, 2012.

KUMAR, R.; AGGARWAL, R. K.; SHARMA, J. D. Energy analysis of a building using artificial neural network: A review. **Energy and Buildings**, v. 65, p. 352-358, 2013.

LI, C.; GILLUM C.; TOUPIN, K.; DONALDSON, B. Biomass boiler energy conversion system analysis with the aid of exergy-based methods. **Energy Conversion and Management**, v. 103, p. 665-673, 2015.

LI, H.; ZHANG, X.; LIU, L.; ZENG, R.; ZHANG, G. Exergy and environmental assessments of a novel trigeneration system taking biomass and solar energy as co-feeds. **Applied Thermal Engineering**, v. 104, p. 697-706, 2016.

LIU, X. J.; KONG, X. B.; HOU, G. L.; WNAG, J. H. Modeling of a 1000 MW power plant ultra super-critical boiler system using fuzzy-neural network methods. **Energy Conversion and Management**, v. 65, p. 518-527, 2013.

LIU, X.; CUI, J. Economic model predictive control of boiler-turbine system. **Journal of Process Control**, v. 66, p. 59-67, 2018.

MACEDO, J. C. F. **Dissertação: “Análise Térmica e Ambiental da Queima do Lodo Primário da Fabricação de Papel e Celulose em Caldeira de Biomassa à Grelha”**. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, p. 196. 2006.

MADANAYAKE, N.; GAN, S.; EASTWICK, C.; NG, H. K. Biomass as an energy source in coal co-firing and its feasibility enhancement via pre-treatment techniques. **Fuel Processing Technology**, v. 159, p. 287-205, 2017.

MCCULLOCH, W.; PITTS, W. A logical calculus of ideas immanent in nervous activity. **Bulletin of Mathematical Biophysics**, v. 5, p. 115-133, 1943.

MOHANRAJ, M.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. Applications of artificial neural networks for thermal analysis of heat exchangers e A review. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 90, p. 150-172, 2015.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of thermal engineering**. 8th edition. ed. São Paulo: LTC, 2018.

OLIVEIRA, S. D. R. Tese: Otimização exergética de um sistema coletor-armazenador de calor latente. UNICAMP. Campinas, p. 170. 2008.

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.

PARIKH, J.; CHANNIWALA, S. A.; GHOSAL, G. K. A correlation for calculating HHV from proximate analysis of solid fuels. **Fuel**, v. 84, p. 487-494, 2005.

PFLUGER, R. A. **Soluble coffee processing**. Solid wastes: origin, collection, processing and disposal. ed. New York: Wiley, 1975.

QIU, G. Testing of flue gas emissions of a biomass pellet boiler and abatement of particle emissions. **Renewable Energy**, v. V. 50, p. 93-102, 2013.

RANT, Z. "Exergie, ein neues Wort fur "Technische Arbeitsfahigkeit". Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, v. 22, p. 36-37, 1956.

RENDEIRO, G.; NOGUEIRA, M. F. M.; BRASIL, A. C. M.; CRUZ, D. O. A.; GUERRA; D. R. S.; MACÊDO, E. N.; ICHIHARA; J. A. **Combustão e Gaseificação de Biomassa Sólida**. 1st. ed. Brasília : Ministério de Minas e Energia, 2008.

ROCCO, D.; MORABITO, R. Um modelo de otimização para as operações de produção de vapor em caldeiras industriais. **Gestão da Produção**, São Carlos, v. V. 19, p. 273-286, 2012. ISSN n. 2.

ROMEO, L. M.; GARETA, R. Neural network for evaluating boiler behaviour. **Applied Thermal Engineering** , v. 26, p. 1530-1536, 2006.

ROMEO, L. M.; GARETA, R. Fouling control in biomass boilers. **Biomass and Bioenergy**, v. 33, p. 854-961, 2009.

ROSENDAHL, L. **Biomass combustion science, technology and engineering**. Cambridge: Woodhead Publishing, 2013.

ROSENBLATT, F. **Principles of Neurodynamics**. Washington: Spartan Books, 1962.

RUSINOWSKI, H.; STANEK, W. Neural modelling of steam boilers. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 2802-2809, 2007.

SAIDUR, R. BOROUMANDJAZI, G.; MEKHILEF, S.; MOHAMMED, H. A. A review on exergy analysis of biomass based fuels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 1217-1222, 2012.

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

SCHMITT, P. **Dissertação: "Redes neurais artificiais aplicadas na classificação litológica das formações palermo e rio bonito na jazida do leão- RS, com base**

em perfis geofísicos". Universidade Do Vale Do Rio Dos Sinos – Unisinos. São Leopoldo, p. 92. 2009.

SILVA, M. A.; NEBRA, M. J.; SILVA, M.; SANCHEZ, C. G. THE USE OF BIOMASS RESIDUES IN THE BRAZILIAN SOLUBLE COFFEE INDUSTRY. **Biomass and Bioenergy**, v. 14, p. 457-467, 1998.

SIVETZ , M.; FOOTE, H. E. **Coffee Processing Technology**. Westport, Connecticut: The Avi Publishing Company, INC, v. 2, 1963.

SOSA-ARNAO, J. H.; NEBRA, S. A. First and Second Law to Analyze the Performance of Bagasse Boilers. **International Journal of Thermodynamics**, v. 14, p. 51-58, 2011. ISSN 2.

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

TORRENT, J. G.; RAMÍREZ-GOMEZ, A.; FERNADEZ-ANEZ, N.; PEJIC, L. M.; TASCÓN, A. Influence of the composition of solid biomass in the flammability and susceptibility to spontaneous combustion. **Fuel**, v. 184, p. 503-511, 2016.

TÓTH, P.; GARAMI, A.; CSORDÁS, B. Image-based deep neural network prediction of the heat output of a step-grate biomass boiler. **Applied Energy**, v. 200, p. 155-169, 2017.

TSATSARONIS, G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. **Energy**, v. 32, p. 249-253, 2007.

VALERO, A.; SERRA, L. E.; UCHE, J. Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermodynamic. Part I: Theory.. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 128, p. 1-8, 2006.

VAN LOO, S.; KOPPEJAN, J. **The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing**. Londres: Earthscan, 2008.

VIOTTO, L. A. **Dissertação: Projeto e Avaliação Econômica de Sistemas de Secagem de Borra de Café**. UNICAMP. Campinas, p. 274. 1991.

WESTON, K. C. **Energy Conversion**. 1st. ed. Boston: PWS, 1992.

XIANG, J. Y.; CALI, M.; SANTARELLI, M. Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC Plant. **International Journal of Energy Research**, v. 28, p. 101-115, 2004.

YIN , L.; LIU, G.; ZHOU, J.; LIAO, Y.; MA, X. A Calculation Method for CO₂ Emission in Utility Boilers Based on BP Neural Network and Carbon Balance. **Energy Procedia**, v. 105, p. 3173-3178, 2017.

ZHANG, Y; XIANOYAN, G.; LI, B.; ZHUANG, H.; QI, B.; WU, Y. An expeditious methodology for estimating the exergy of woody biomass by means of heating values. **Fuel**, v. 159, p. 712-719, 2015.

ZHANG, Y.; ZHAO, W.; LI, B.; ZHANG, H.; JIANG, B.; KE, C.; Two equations for estimating the exergy of woody biomass based on the exergy of ash. **Energy**, v. 2016, p. 440-407, 2016.