

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

RONALDO DOS REIS OLIVEIRA FILHO

**ANÁLISE EXERGONECONÔMICA DE UM SISTEMA TERMO-
ELÉTRICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA**

**GUARAPUAVA
2020**

RONALDO DOS REIS OLIVEIRA FILHO

**ANÁLISE EXERGOECÔNOMICA DE UM SISTEMA TERMO-
ELÉTRICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Coordenação de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Renan Manozzo Galante

GUARAPUAVA
2020



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE EXERGOECÔNOMICA DE UM SISTEMA TERMOELÉTRICO DE GERAÇÃO DE ENERGIA
 RONALDO DOS REIS OLIVEIRA FILHO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em Guarapuava, Paraná na data 7 de dezembro de 2020, de maneira remota, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

RENAN MANOZZO GALANTE

Prof. Orientador

DAVID LIRA NUNEZ

Membro Da Banca

RAQUEL DA CUNHA RIBEIRO DA SILVA

Membro Da Banca

Aldo Przybysz

Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

RONALDO DOS REIS OLIVEIRA FILHO

Estudante do Curso



Documento assinado eletronicamente por (Document electronically signed by) **RENAN MANOZZO GALANTE, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em (at) 07/12/2020, às 11:41, conforme horário oficial de Brasília (according to official Brasília-Brazil time), com fundamento no (with legal based on) art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por (Document electronically signed by) **RAQUEL DA CUNHA RIBEIRO DA SILVA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em (at) 07/12/2020, às 11:41, conforme horário oficial de Brasília (according to official Brasília-Brazil time), com fundamento no (with legal based on) art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por (Document electronically signed by) **DAVID LIRA NUNEZ, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em (at) 07/12/2020, às 11:41, conforme horário oficial de Brasília (according to official Brasília-Brazil time), com fundamento no (with legal based on) art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por (Document electronically signed by) **Ronaldo Dos Reis Oliveira Filho, Usuário Externo**, em (at) 07/12/2020, às 11:57, conforme horário oficial de Brasília (according to official Brasília-Brazil time), com fundamento no (with legal based on) art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por (Document electronically signed by) **ALDO PRZYBYSZ, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em (at) 07/12/2020, às 15:02, conforme horário oficial de Brasília (according to official Brasília-Brazil time), com fundamento no (with legal based on) art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site (The authenticity of this document can be checked on the website) https://sei.utfpr.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_externo=0, informando o código verificador (informing the verification code) **1791653** e o código CRC (and the CRC code) **8C963BE9**.

Dedico este trabalho aos meus pais, por todo o incentivo e apoio necessário para que esse objetivo fosse concluído.

AGRADECIMENTOS

Certamente estes parágrafos não irão atender a todas as pessoas que fizeram parte dessa importante fase de minha vida. Portanto, desde já peço desculpas àquelas que não estão presentes entre essas palavras, mas elas podem estar certas que fazem parte do meu pensamento e de minha gratidão.

Reverencio o Professor Dr. Renan Manozzo Galante pela sua dedicação e pela orientação deste trabalho, conjuntamente ao Professor Dr. David Lira Nunez, pelos conselhos e aprendizados que levarei por toda a minha vida profissional e, por meio destes eu me reporto a toda a comunidade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) pelo apoio incondicional.

Gostaria de deixar registrado também, o meu profundo agradecimento à minha família e namorada, pois acredito que sem o apoio deles seria muito difícil vencer esse desafio.

OLIVEIRA, Ronaldo R. **Análise Exergoeconômica De Um Sistema Termoelétrico De Geração De Energia**. 2020. 81 f. Trabalho de Conclusão de Curso para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2020.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise exergoeconômica através da metodologia proposta por BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996 em um sistema termoelétrico de geração de energia com potência de 24 MW operando sob ciclo Rankine movido a biomassa. A partir da análise foram realizadas estimativas de custos para cada um dos equipamentos variando com seus principais parâmetros de operação para a determinação dos custos unitários de exergia para cada fluxo, identificaram-se os equipamentos com maior destruição de exergia, suas eficiências e seu comportamento termodinâmico. Realizou-se o estudo da viabilidade econômica da planta, onde foi obtido o custo da geração de energia de 148,14 R\$/MWh e o prazo para o retorno do investimento do sistema de 9,66 anos. A modelagem matemática do sistema foi desenvolvida no programa *Engineering Equation Solver* (EES) – Versão Acadêmica.

Palavras-chave: Exergia. Análise Exergoeconômica. Ciclo Rankine. Payback.

OLIVEIRA, Ronaldo R. **Exergoeconomic Analysis of a Thermoelectric Power Generation System**. 2020. 81 f. Completion of coursework to obtain a bachelor's degree in Mechanical Engineering – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2020.

ABSTRACT

This work aims to perform an exergoeconomic analysis through the methodology proposed by BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996 in a 24 MW thermoelectric powerplant operating under a biomass-powered Rankine cycle. From the analysis, cost estimates were made for each of the equipment to determine the unit costs of exergy for each flow. The equipment with the greatest destruction of exergy was identified, its efficiencies and thermodynamic behavior. The economic viability of the plant was analyzed, where the cost of power generation was 148.14 R\$/MWh and the payback period was 9.66 years. The mathematical modeling of the system was developed in the Engineering Equation Solver (EES) – Academic Version software.

Keywords: Exergy. Exergoeconomic Analysis. Rankine. Payback

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Caldeira aquatubular de dois tubulões.....	15
Figura 2 - Excesso de Ar	18
Figura 3 - Ciclo Rankine a) em representação esquematizada e em b) diagrama Temperatura- Entropia	19
Figura 4 – Diagrama Ciclo Termodinâmico Cogeração.....	31
Figura 5 – Diagrama Ciclo Termodinâmico Sem Cogeração.....	32
Figura 6 - Volume de Controle Caldeira	36
Figura 7 - Volume de Controle Condensador.....	38
Figura 8 - Volume de Controle Desaerador	39
Figura 9 - Volumes de Controle Bombas 1 e 2	39
Figura 10 - Equações Para Cálculo das Taxas de Exergia e Custos.....	40
Figura 11 - Resultado do 29º Leilão de Energia Nova (A-4)	45
Figura 12 – Fluxo de Exergia na Caldeira.....	50
Figura 13 – Fluxo de exergia na turbina.....	50
Figura 14 – Fluxo de exergia no condensador.....	51
Figura 15 – Fluxo de exergia na bomba 1	52
Figura 16 – Fluxo de exergia no desaerador	53
Figura 17 – Fluxo de exergia na bomba 2	53
Figura 18 – Taxa de custos exergoeconômicos do vapor.....	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Categorias de caldeiras segundo a NR-13	13
Tabela 2 - Combustão de sólidos.....	16
Tabela 3 – Dados Operacionais da Planta	32
Tabela 4 - Composição Química Elementar da Biomassa	35
Tabela 5 - Taxas de Exergia de Produto e Combustível.....	41
Tabela 6 - Taxas de Custos de Produto e Combustível.....	41
Tabela 7 - Valores típicos do fator de escala α	43
Tabela 8 - Custo dos Equipamentos para a planta de 24 MW considerando os dados de SANTOS (2014).....	47
Tabela 9 - Custo dos Consumíveis	48
Tabela 10 - Resultados do Combustível.....	48
Tabela 11 - Resultados Após Modelagem.....	48
Tabela 12 - Eficiência Exergéticas e Y_d dos Equipamentos.....	54
Tabela 13 - Eficiências do Sistema	55
Tabela 14 – Valores de Exergia e Custos.....	57
Tabela 15 - Balanço de Custos do Sistema.....	57
Tabela 16 - Balanço de Caixa Baseado no Valor de Mercado do MWh.....	57
Tabela 17 - Indicadores Exergoeconômicos.....	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

\dot{E}	Taxa de Exergia [kJ/h]
\dot{Z}	Custo não exerético [R\$/h]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/h]
m_{ar}	Massa real de ar [kg/kg _{comb}]
w_{comb}	Teor de umidade do combustível [%]
y_D	Razão de destruição de exergia
ASME	Sociedade dos Engenheiros Mecânicos dos Estados Unidos (do inglês - <i>The American Society of Mechanical Engineers</i>)
CI	Capital de Investimento
EES	Software de equações para engenharia (do inglês – <i>Engineering Equation Software</i>)
f	Fator Exergoeconômico
h	Entalpia [kJ/kg]
NR-13	Norma Regulamentadora Nº 13 - Caldeiras, Vasos de Pressão e Tubulações
OM	Operação e Manutenção
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
PCS	Poder Calorífico Superior [kJ/kg]
Q	Calor [kJ/kg]
r	Diferença de custo relativo
c	Custo específico [R\$/kJ]
e	Exergia específica (kJ/kg)
s	Entropia específica [kJ/kg-K]
w	Trabalho [J]
ε	Eficiência exerética
η	Eficiência

Subscritos

0	Padrão ambiente (estado morto)
<i>bomba</i>	Bomba
<i>cald</i>	Caldeira
<i>cond</i>	Condensador
<i>desaer</i>	Desaerador
<i>g</i>	Potencial Gravitacional
<i>k</i>	Cinética
<i>sis</i>	Sistema
<i>turb</i>	Turbina
<i>D</i>	Destruída
<i>F</i>	Combustível
<i>P</i>	Produto
<i>a</i>	Real
<i>cald</i>	Caldeira
<i>e</i>	Saída
<i>forn</i>	Fornalha
<i>i</i>	Entrada
<i>p</i>	Bomba
<i>s</i>	Ideal (isentrópico)
<i>t</i>	Turbina

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	9
1.1	JUSTIFICATIVA.....	11
1.2	OBJETIVOS	12
1.2.1	Objetivo Geral	12
1.2.2	Objetivos Específicos	12
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1	GERADORES DE VAPOR	13
2.1.1	Caldeiras Aquatubulares.....	13
2.1.2	Combustíveis.....	16
2.2	CICLO RANKINE	19
2.3	ANÁLISE TERMODINÂMICA DE PRIMEIRA LEI E SEGUNDA LEI	22
2.4	EXERGIA.....	24
2.5	ANÁLISE EXERGoeCONômICA	27
3.	ASPECTOS METODOLÓGICOS.....	30
3.1	LEVANTAMENTO DE DADOS	31
3.1.1	Descrição do Sistema	33
3.2	HIPÓTESES ADOTADAS	34
4.	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	35
4.1	MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	35
4.2	MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGoeCONômICA	40
4.2.1	Taxas de Investimento de Capital e Operação e Manutenção.....	42
4.2.2	Diferença de Custo Relativo.....	43
4.2.3	Fator Exergoeconômico	44
4.2.4	Payback	45
4.2.5	Otimização.....	46
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	47
5.1	LEVANTAMENTO DE DADOS	47
5.1.1	Custo dos Equipamentos	47
5.1.2	Custo dos Consumíveis	47
5.1.3	Resultados do Combustível.....	48
5.2	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	49
5.3	ANÁLISE EXERGoeCONômICA	55
6.	CONCLUSÃO	59
	REFERÊNCIAS	61

1. INTRODUÇÃO

Durante milênios antes da Revolução Industrial, os humanos já sabiam como usar uma grande variedade de fontes de energia. Essas comunidades antigas queimavam madeira a fim de derreter ferro e aquecer casas, usavam a energia eólica para se mover, e moinhos de água que aproveitavam o curso de rios para moer grãos. Mas todas essas opções tinham limitações claras, elas podiam usar o movimento do vento e da água para mover navios e moinhos, mas não para aquecer água ou derreter ferro. Inversamente não se podia usar a energia produzida pela queima de madeira para fazer um moinho de pedra se mover. A ideia de converter calor em movimento não era conhecida.(HARARI, 2014).

A evolução das sociedades, a exploração da terra e o desenvolvimento de novos equipamentos para facilitar a vida, fez com que a cada século se demandasse mais energia, e naturalmente a necessidade de se encontrar novas maneiras de obtê-la.

Heron de Alexandria no século I descobriu que o vapor era uma ótima maneira de se obter movimento a partir daquilo que seria a primeira máquina a vapor registrada, com nome de eolípila. Apesar de descobrir que o vapor poderia mover uma esfera metálica, Heron não obteve nada de prático em sua invenção. No século XVII Thomas Severy criou uma máquina a vapor cujo princípio se baseava no movimento de um pistão que gerava vácuo e por sua vez retirava água de poços e minas inundadas da época. Ao final do século, James Watt e Matthew Boulton conseguiram aprimorar as máquinas a vapor, permitindo que estas fornecessem energia para fábricas, moinhos e bombas. Era o início da Revolução Industrial. (UFRGS, 2020).

No meio industrial, unidades geradoras de vapor são simplesmente tratadas por caldeiras. Segundo Bazzo (1995), o uso de caldeiras é motivado pelo uso do vapor como um fluido de trabalho, pois o alto calor específico existente na água, aliado a grande disponibilidade nos meios industriais, favorecem o uso em grande escala, o autor complementa que:

Sua aplicação é bastante abrangente, atendendo necessidades diversas na indústria de alimentos, bebidas, papel, têxtil, metalúrgica, química etc. Para muitas regiões, o uso do vapor é imprescindível na geração de energia elétrica. Dependendo da sua aplicação, o vapor pode ser saturado ou superaquecido.

De forma geral, as caldeiras podem ser classificadas em aquatubulares, flamotubulares, mistas e elétricas. Em caldeiras aquatubulares a água circula por dentro de tubos e os gases de combustão por fora transferindo calor, que por sua vez vaporiza a água. Em caldeiras flamotubulares os gases de combustão circulam por dentro dos tubos e sua aplicação é restrita apenas

às operações que admitem o uso de vapor saturado. (BAZZO, 1995).

Em qualquer processo industrial, a energia é um insumo fundamental, compondo parte dos custos de produção. A utilização de combustíveis fósseis e eletricidade, ainda que esta provenha de usinas hidrelétricas, gera impactos ambientais e geográficos. O uso racional das matrizes energéticas e a utilização de fontes de energia renováveis e menos poluentes vêm ganhando cada vez mais espaço, tanto para diminuir gastos com energia como para fortalecer a imagem socioambiental das empresas (DOS REIS; SANTOS, 2006).

As fontes geradoras de energia elétrica no país, em sua maioria são hidrelétricas, porém, o complexo projeto de construção e recursos, fazem com que se recorra a outros meios. Um desses meios é a exploração da produção de vapor a partir de usinas termoelétricas. Segundo dados retirados do Balanço Energético Nacional 2020, de responsabilidade do Ministério de Minas e Energia, a repartição da fonte interna de energia se divide em 46,1% renováveis e 53,9% não renováveis. Conforme o relatório apresenta, de um total de 651,3 TWh de energia elétrica produzida na matriz elétrica brasileira, 26,5% de todo o potencial elétrico produzido no país em 2019 é gerado a partir de termoelétricas. As termoelétricas brasileiras têm diferentes fontes de geração, onde as principais são: gás natural (36,5%), biomassa (33,1%), carvão e seus derivados (12,9%), nuclear (9,7%) e derivados de petróleo (7,8%) (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2020).

O gerenciamento energético, ou utilização eficaz da energia e a gestão das fontes energéticas em instalações industriais, é inerente à redução dos custos de processamento, conservação das fontes energéticas não renováveis e redução do impacto ambiental (BOYD; GUO, 2012). No Brasil, que é o terceiro maior produtor de lenha combustível do mundo (FAO, 2018) a Confederação Nacional da Indústria, Eletrobrás & Procel Indústria (2009), em levantamento realizado em 13 setores industriais, afirma que 82% das oportunidades de economia de energia estão relacionadas a processos térmicos.

O Ministério do Trabalho dos Estados Unidos descreve a profissão do engenheiro mecânico da seguinte maneira (BCS, 2018):

Os engenheiros mecânicos pesquisam, desenvolvem, projetam, fabricam e testam ferramentas, motores, máquinas e outros dispositivos mecânicos. Trabalham em máquinas que produzem energia, tais como geradores de eletricidade, motores a combustão, turbinas a vapor e a gás, e motores para jatos e foguetes. Também desenvolvem máquinas que utilizam energia, como equipamentos de refrigeração e condicionamento de ar, robôs utilizados em processos de fabricação, máquinas-ferramentas, sistemas de manuseio de materiais e equipamentos de produção industrial.

Diante desse cenário, identifica-se forte demanda na pesquisa e aprimoramento da eficiência de sistemas térmicos, que vêm ao encontro de uma das atribuições do engenheiro mecânico, que é a pesquisa em máquinas que produzem energia, das quais os geradores de vapor fazem parte.

Neste contexto, este trabalho toma como base uma planta de cogeração termoelétrica, atualmente em operação na cidade de Lages no estado de Santa Catarina, com capacidade máxima de 28 MW de geração, movido a biomassa de resíduos florestais com uma vazão de vapor de até 27,9 kg/s a 485 °C e pressão de 6495 kPa. O trabalho tem como objetivo analisar um sistema de geração de energia operando sob ciclo Rankine no sentido de detecção de oportunidades de melhorias de eficiência e redução de custos.

1.1 JUSTIFICATIVA

Considerando que 26,5% de todo o potencial elétrico do país é proveniente de usinas termoelétricas, é relevante e necessário realizar pesquisas para otimizar o ciclo dessas usinas (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2020). O uso da primeira e a segunda leis da termodinâmica como ferramentas para analisar a energia e a exergia destes sistemas é um método apropriado, pois desta forma, pode-se conhecer a extensão da perda de calor e irreversibilidade dos processos.

A análise exergética é um método apropriado para a compreensão destes processos, através dos quais algumas soluções para o uso em usinas existentes podem ser desenvolvidas, sendo uma ferramenta útil para representar a diferença entre as perdas de energia e irreversibilidades internas em um processo (GÜLEN; SMITH, 2010). A análise exergoeconômica pode ser considerada uma minimização de custos baseada na análise exergética, visto que essa provê informações não disponíveis através da análise convencional de energia, disponibilizando o real parâmetro para um sistema economicamente efetivo (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

Usar bem a energia e reduzir desperdícios, além de ser possível, é uma postura responsável, racional, com vantagens econômicas, sociais e ambientais em vários níveis. Entretanto, uma das carências mais relevantes para concretizar ações nesta direção tem sido a falta de informações para os usuários e responsáveis pelos sistemas energéticos. Cumpre ao engenheiro dentre as suas atribuições auxiliar o entendimento do funcionamento desses sistemas a vapor,

habilitando sua concepção, operação e manutenção cada vez mais eficientes (NOGUEIRA; ROCHA, 2005).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo avaliar o desempenho de um sistema de geração de energia movido a biomassa a partir de uma análise exergoeconômica. Neste estudo serão apresentados balanços energéticos, exergéticos e de custos dos seus subsistemas apontando seus comportamentos termodinâmicos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Dividir o sistema de geração de energia em volumes de controle;
- Realizar uma análise exergética de cada volume de controle do sistema;
- Obter a eficiência exergética de cada volume de controle;
- Obter a eficiência energética e exergética do sistema;
- Calcular o *Payback* do sistema;

Realizar uma avaliação exergoeconômica visando identificar os locais de ineficiência do sistema.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 GERADORES DE VAPOR

Gerador de vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica (combustível), ar e fluido de trabalho, constituído por diversos equipamentos integrados, para permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível. Essa definição compreende todos os tipos de gerador de vapor, sejam os que vaporizam água ou fluídos de alta temperatura (fluídos térmicos) como as mais simples unidades geradoras de vapor d'água, comumente conhecidas por caldeiras (PERA, 1990).

Vapor de água é usado como meio transporte e utilização de energia desde os primórdios do desenvolvimento industrial. Várias razões colaboraram para a geração de energia através do vapor como a capacidade de fornecer uma grande quantidade de energia por unidade de massa ao ser condensado. As relações entre temperatura e pressão de saturação permitem a utilização como fonte de calor em larga utilização industrial com pressões de trabalho adequadas para a tecnologia disponível (BIZZO, 2003).

O Ministério do Trabalho estabelece pela NR-13 a classificação das caldeiras de acordo com sua pressão e volume, listadas na Tabela 1:

Tabela 1 – Categorias de caldeiras segundo a NR-13

Categoria A	Categoria B
Pressão interna maior ou igual a 19,98 kgf/cm ² (1,9 MPa) e volume interno superior a 50 litros	Pressão interna maior ou igual a 0,61 kgf/cm ² e inferior a 19,98 kgf/cm ² volume interno superior a 50 litros, e produto entre a pressão de operação em kPa e o volume interno em m ³ seja superior a 6

Fonte: NR-13 (MINISTÉRIO DO TRABALHO, 2017)

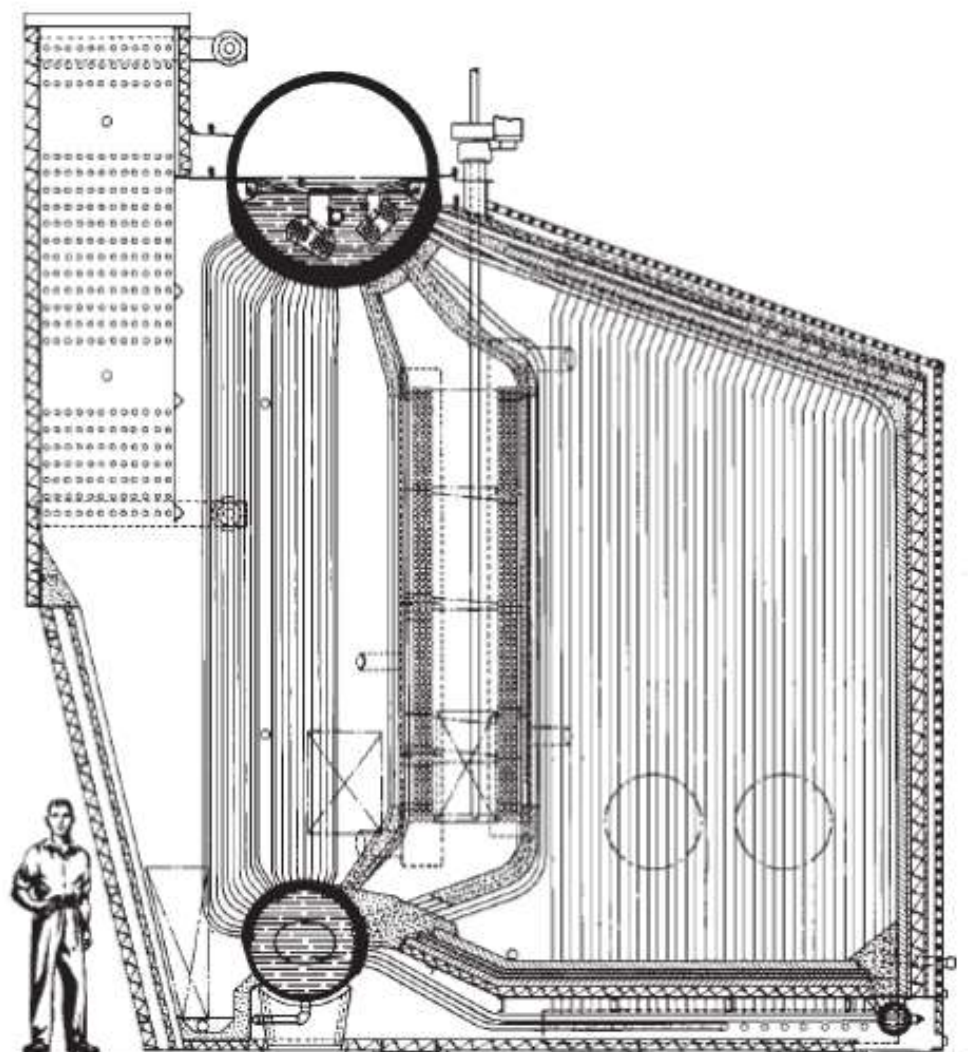
Além da classificação estabelecida pelo Ministério do Trabalho, as caldeiras podem também ser classificadas de acordo com formato (vertical ou horizontal), tipo e relação de gases e água (flamotubular, aquatubular), capacidade (produção de vapor em kg/h) e tipo de combustível (líquido, gás ou sólido) (BOTELHO; BIFANO, 2011).

2.1.1 Caldeiras Aquatubulares

As caldeiras aquatubulares têm a produção de vapor dentro de tubos que interligam dois ou mais reservatórios cilíndricos horizontais, conforme Figura 1, esses reservatórios podem ser

classificados como tubulão superior, onde se dá a separação da fase líquida e do vapor, e tubulão inferior, onde é feita a decantação e purga dos sólidos em suspensão. Os tubos curvados proporcionam arranjo e projeto de câmaras de combustão completamente fechada por paredes de água, com capacidades superiores as flamotubulares. Dada a maior complexidade construtiva em relação às caldeiras flamotubulares, as aquatubulares são preferidas somente para maiores capacidades de produção de vapor e pressão, exatamente onde o custo de fabricação do outro tipo começa a aumentar desproporcionalmente. (BIZZO, 2003).

Figura 1 - Caldeira aquatubular de dois tubulões.



Fonte: The Babcock & Wilcox Company (2005)

Os geradores de vapor aquatubulares são equipamentos produzidos para gerar grandes quantidades de vapor com pressões tanto sub-críticas como super-críticas, com temperaturas do vapor de até 620°C segundo Annaratone (2008). A história desses geradores começou com as caldeiras aquatubulares de tubos retos devido às limitações metalúrgicas, chegando às caldeiras de tubos curvos que se caracterizam pelas paredes de água que envolvem a fornalha e pelos feixes convectivos que aproveitam o calor sensível dos gases dos produtos de combustão. Essas caldeiras podem ser caracterizadas conforme o modo predominante de transferência de calor como sendo os geradores de vapor convectivos e radiativos (MARTINS, 2014).

2.1.2 Combustíveis

Segundo Bazzo (1995), toda substância capaz de reagir com o oxigênio e liberar energia térmica é identificada como combustível, podendo ser sólido, líquido ou gasoso. O autor ainda afirma que na queima de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos, a energia liberada é consequência de reações químicas com o carbono, hidrogênio e enxofre. Essas reações podem ser definidas como reações de combustão, ou simplesmente combustão, na Tabela 2 são exibidos os processos químicos na combustão de sólidos.

Tabela 2 - Combustão de sólidos

Reagentes	Produtos	Energia liberada
$C + O_2$	CO_2	$+ 33900 \frac{kJ}{kg}$
$C + O_2$	CO_2	$+ 33.900 \text{ kJ/kg}$
$2 H_2 + O_2$	$2 H_2O$	$+ 141800 \frac{kJ}{kg}$
$S + O_2$	SO_2	$+ 9200 \frac{kJ}{kg}$

Fonte: Bazzo (1995)

O componente da reação que fornece o oxigênio leva o nome de comburente, em geral, é usado o ar atmosférico. O ar apresenta em sua composição cerca de 21,0% em volume ou 23,0% em massa molar de oxigênio, além de trazer sempre alguma umidade consigo, nitrogênio e outros gases inertes formam o restante da composição do ar, que retiram calor do sistema, fator que contribui para perdas em eficiência (NOGUEIRA; ROCHA, 2005; PERA, 1990).

2.1.2.1 Poder Calorífico

Segundo Pera (1990), denomina-se como poder calorífico a quantidade de calor gerado pela unidade de massa ou volume de um combustível submetido ao processo de combustão à pressão constante. Para combustíveis, os valores de poder calorífico são expressos em kJ/kg.

Os valores de poder calorífico podem ser obtidos em laboratório mediante o emprego de calorímetros, ou determinados analiticamente, desde que a composição elementar do combustível e a entalpia de combustão dos elementos sejam conhecidas (PERA, 1990).

O poder calorífico pode ser apresentado de duas formas distintas, experimentalmente, é possível medir o PCS (poder calorífico superior), que não leva em conta a energia de vaporização da água, e o PCI (poder calorífico inferior), quando a água apresenta-se como vapor na temperatura de referência, situação que efetivamente ocorre nos processos de combustão nas chaminés (NOGUEIRA; ROCHA, 2005).

Para combustíveis sólidos e líquidos, as equações de poder calorífico superior e poder calorífico inferior aproximados por Bazzo (1995) são fornecidos pelas equações (2.1) e (2.2). Para obtenção do valor do PCI subtrai-se a entalpia da condensação da água presente no PCS.

$$PCS = 33900 C + 141800 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9200 S \quad (2.1)$$

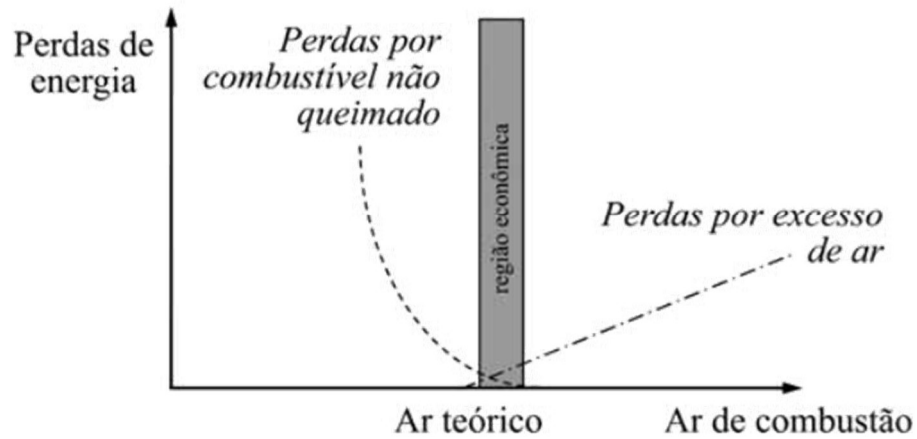
$$PCI = PCS - 2440(9H + W) \quad (2.2)$$

2.1.2.2 Excesso de Ar

Mesmo em condições normais de operação, os processos de combustão não garantem aproveitamento total da energia disponível no combustível. O suprimento de ar está intimamente relacionado ao tipo de combustível e a máquina térmica em si. Em condições ideais de queima o suprimento de ar depende apenas da composição química do combustível, porém em condições reais, quantidades complementares são necessárias no sentido de minimizar a presença de material combustível no cinzeiro ou na chaminé (BAZZO, 1995).

Entretanto, deve-se procurar um ponto de equilíbrio conforme ilustrado na Figura 2. Se por um lado, o excesso de ar minimiza as perdas por combustão parcial, por outro, maiores fluxos de ar implicam em maiores perdas por calor sensível com os gases de combustão (BIZZO, 2003).

Figura 2 - Excesso de Ar



Fonte: Nogueira (2005).

Por definição, o coeficiente de excesso de ar é dado por:

$$e = \frac{m_{ar}}{m_{ar}^*} \quad (2.3)$$

onde m_{ar}^* na Eq.(2.4) é a massa estequiométrica de ar e m_{ar} é a massa real de ar, ambos representados em $\frac{kg}{kg_{comb}}$.

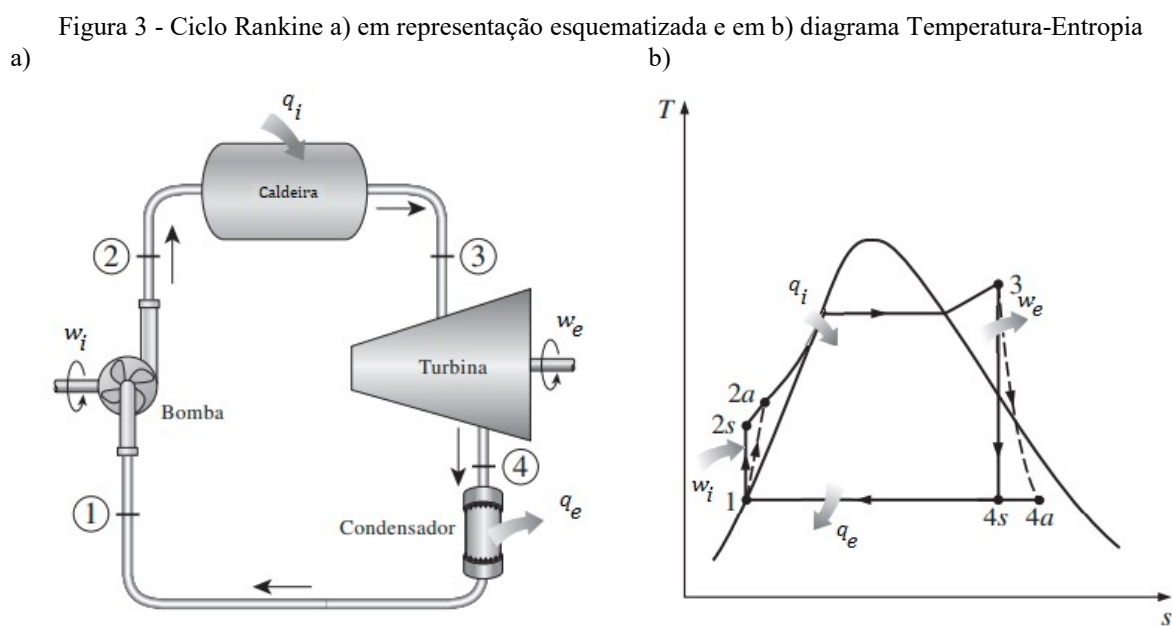
$$m_{ar}^* = 138,23 \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right] \quad (2.4)$$

Para madeira e seus derivados, em queimadores do tipo grelha, os valores de e variam de 1,20 a 1,25 (GALANTE, 2015).

2.2 CICLO RANKINE

O Ciclo Rankine é o ciclo de potência a vapor ideal para utilização em centrais elétricas. Tal tipo de ciclo viabiliza a utilização do calor proveniente da queima de combustíveis ou outra fonte de aquecimento para a geração de vapor, que em usinas termoelétricas é utilizada para a movimentação de turbinas ligadas aos geradores de energia elétrica. De acordo com Çengel (2013), os processos que compõem o Ciclo de Rankine exibidos na Figura 3 consistem em:

- 1-2 Compressão isentrópica da água em uma bomba
- 2-3 Fornecimento de calor a uma pressão constante em uma caldeira
- 3-4 Expansão isentrópica em uma turbina
- 4-1 Rejeição de calor a uma pressão constante em um condensador.



Fonte: Çengel (2013).

Inicialmente, a água, como líquido saturado, entra no estado 1 e é comprimida isentropicamente até a pressão e operação da caldeira. Neste processo ocorre uma diminuição no volume específico da água, ocasionando aumento da temperatura. No estado 2, a água entra na caldeira como líquido comprimido, onde é aquecida à pressão constante, e sai como vapor superaquecido no estado 3. O vapor superaquecido no estado 3 entra na turbina onde se expande isentropicamente produzindo trabalho fazendo-a girar. A pressão e a temperatura do vapor diminuem durante esse processo até o estado 4, onde entra no condensador sendo condensado à

pressão constante, saindo como líquido saturado e entrando na bomba, completando o ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Segundo Çengel (2013), a análise energética do Ciclo Rankine Ideal é feita considerando os quatro processos de escoamento permanente. Ademais, podem ser desprezadas as variações de energia cinética e potencial, considerando os termos de trabalho e transferência de calor, que são significativos. Desta forma, a equação de energia de escoamento em regime permanente se dá por:

$$(q_i - q_e) + (w_i - w_e) = h_e - h_i \text{ (kJ/kg)} \quad (2.5)$$

onde, conforme Figura 3, q representa calor, w trabalho, h entalpia e os subscritos i e e representam entrada e saída respectivamente. Na realidade, nenhum destes processos são realmente adiabáticos reversíveis (isentrópicos), pois sempre há perda de calor, por menor que seja. Portanto, os ciclos reais de potência a vapor diferem do ciclo ideal de Rankine, sendo que as perdas por atrito do fluido e as perdas de calor para o ambiente são as principais fontes de irreversibilidade. Os efeitos das irreversibilidades na bomba e turbina podem ser visualizados nas linhas tracejadas dos processos 1-2 e 3-4 na Figura 3 b).

As perdas na bomba e na turbina são especialmente importantes. Por se tratarem, no ciclo ideal, de processos isentrópicos. É possível avaliar a eficiência η dos processos que ocorrem nestes componentes através das equações (2.6) e (2.7) onde os subscritos p e t representam bomba e turbina respectivamente.

$$\eta_p = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.6)$$

$$\eta_t = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.7)$$

Os subscritos $2a$ e $4a$ representam os estados reais de saída da bomba e da turbina, respectivamente, enquanto $2s$ e $4s$ representam os estados ideais, caso isentrópico, de saída da bomba e da turbina.

No processo que ocorre na caldeira, onde não há geração de trabalho ($w = 0$), a equação de conservação de energia é dada pela variação de entalpia da água entre entrada (2) e saída (3) da caldeira, conforme descrito abaixo:

$$q_e = h_3 - h_2 \quad (2.8)$$

Para o processo que ocorre na turbina, também considerada com isentrópica ($q = 0$), a equação de conservação de energia é dada pela variação de entalpia dada entre a entrada (3) e saída (4) da turbina, conforme descrito abaixo:

$$w_e = h_4 - h_3 \quad (2.9)$$

Por fim, no processo que ocorre no condensador, onde não há geração de trabalho ($w=0$), a equação de conservação de energia é dada pela variação de entalpia da água entre entrada (1) e saída (4) do mesmo, conforme descrito abaixo:

$$q_f = h_1 - h_4 \quad (2.10)$$

A eficiência térmica do ciclo Rankine é dada por:

$$\eta_{tér} = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} \quad (2.11)$$

onde, w_{liq} representa o trabalho líquido e pode ser calculado conforme Eq. (2.12) abaixo:

$$w_{liq} = q_i - q_e = w_e - w_i \quad (2.12)$$

2.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA DE PRIMEIRA LEI E SEGUNDA LEI

Para realizar a análise termodinâmica de um ciclo, é necessário considerar as equações de conservação de massa e energia e as equações de balanço de entropia, descritas, respectivamente, pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. Ademais, a análise exérgica que será realizada para avaliar o desempenho de cada componente do ciclo estudado no presente trabalho, faz uso das duas leis citadas (SANTOS, 2014).

De acordo com Çengel (2013), a Primeira Lei da Termodinâmica expressa o princípio da conservação de energia e afirma que a energia é uma propriedade termodinâmica. Já a Segunda Lei da termodinâmica afirma que a energia possui tanto quantidade como qualidade.

A Primeira lei da termodinâmica permite estudar as relações entre os mecanismos de transferência de energia que correm em um processo, sendo eles: transferência de calor, realização de trabalho e fluxo de massa, e afirma, a partir de observações experimentais, que não se pode criar ou destruir a energia, apenas mudá-la de forma (ÇENGEL; BOLES, 2013).

É tido como premissa a hipótese de que o sistema se encontra em regime permanente. Desta forma, pode-se afirmar que a quantidade total de massa que entra em um volume de controle é igual à quantidade total de massa que sai do mesmo, portanto, o princípio da conservação de massa pode ser descrito pela equação declarada abaixo:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (2.13)$$

onde \dot{m} representa a vazão mássica em kg/s.

A Primeira Lei, ou princípio da conservação de energia, define que a variação da energia ΔE_{sist} total de um sistema durante um processo é dada pela diferença entre energia total que entra E_i e a energia total que sai E_e do sistema durante o processo, ou seja:

$$E_i - E_e = \Delta E_{\text{sist}} \quad (2.14)$$

A equação do balanço de energia em regime permanente, desconsiderando os valores das variações de energia cinética e potencial, pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e = 0 \quad (2.15)$$

onde $\dot{Q}_{V.C.}$ e $\dot{W}_{V.C.}$ representam as taxas de transferência de calor e potência no volume de controle, ambos expressos em kW.

Como a taxa de energia que sai do volume de controle é igual a taxa de energia que entra, tem-se:

$$\Delta E_{sist} = 0 \quad (2.16)$$

De maneira geral, a Primeira Lei da Termodinâmica esclarece que a energia é conservada durante um processo. No entanto, de acordo com Çengel (2013), para que um processo ocorra é preciso que ele satisfaça tanto os conceitos definidos pela Primeira Lei quanto os definidos pela Segunda Lei da termodinâmica.

O enunciado de Clausius estabelece que é impossível para qualquer sistema operar de forma que o único efeito seja uma transferência de energia sob a forma de calor de um corpo mais frio para um corpo mais quente. O enunciado não exclui a possibilidade de transferência de calor de um corpo frio para um corpo mais quente, porém sugere que para que isso possa ocorrer deve acontecer uma troca de energia externa, como ocorre em um refrigerador, onde é necessário fornecer trabalho para que o fluxo de calor ocorra de um reservatório frio para um reservatório de maior temperatura. Ou seja, em termos de transferência de energia sob a forma de calor existe uma direção preferencial de fluxo (do mais quente para o mais frio), e outra que para acontecer, é necessário que haja alguma interação externa.

Além da questão da direção de fluxo de energia, a Segunda Lei da Termodinâmica permite uma análise qualitativa e quantitativa dos processos. Neste sentido, o enunciado de Kelvin-Planck traz a noção de que nenhuma máquina térmica pode ter eficiência térmica de 100%, o que está relacionado ao conceito de irreversibilidade.

Segundo Çengel (2013), um processo irreversível é um processo no qual o sistema e o ambiente não voltam à condição inicial ao final do processo. As irreversibilidades podem ocorrer devido ao atrito, à transferência de calor ou à expansão não resistida de um gás, por exemplo.

Em um processo irreversível ocorre degradação dos recursos energéticos e a entropia é a grandeza que quantifica a irreversibilidade termodinâmica do processo. Em relação à entropia, Çengel (2013) destaca três pontos importantes:

- Um processo avança na direção compatível com o aumento da entropia.

- A entropia é uma propriedade que não se conserva em um processo irreversível.
- As irreversibilidades geram entropia, quanto mais graves as irreversibilidades, maior a geração de entropia.

Para um volume de controle em regime permanente, o balanço da entropia é descrito da seguinte forma:

$$\dot{S}_{ger} = - \sum \frac{\dot{Q}_{v.c.}}{T_{v.c.}} - \sum \dot{m}_i s_i + \sum \dot{m}_e s_e = 0 \quad (2.17)$$

onde, \dot{S} representa a taxa de geração de entropia em kW/K, s a entropia específica em kJ/kg.K e T a temperatura medida em K.

Da equação tem-se que a taxa de entropia transferida para fora do volume de controle é igual à soma da taxa na qual a entropia entra no volume de controle, da taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor e da taxa de geração de entropia referente às irreversibilidades do processo.

A Primeira Lei da Termodinâmica tem limitações no que diz respeito ao entendimento da direção do fluxo e à degradação da energia, portanto a Segunda Lei complementa o estudo de sistemas térmicos. Para aprofundar a avaliação de sistemas térmicos, a análise exérgica traz a base para o entendimento das perdas da qualidade da energia. Tal análise é apresentada no tópico a seguir.

2.4 EXERGIA

A Segunda Lei da Termodinâmica permite que se conheça a qualidade da energia e a ineficiência associada a um sistema ou processo. A qualidade pode ser quantificada pela propriedade de exergia, que representa o trabalho útil máximo que pode ser obtido em um determinado estado termodinâmico. A definição de Bejan (1996) para a exergia é dada como a oportunidade de se realizar trabalho útil sempre que existirem dois sistemas em estados termodinâmicos, que ao serem conectados, podem entrar em equilíbrio (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

O método exérgico permite entender a dimensão do desperdício de energia em relação a energia total suprida sob a forma de insumo energético; serve como uma medida para a qualidade da energia do ponto de vista termodinâmico; e define a eficiência racional para o sistema energético (SANTOS, 2014).

A análise exergetica é apropriada quando o objetivo é maximizar o uso de recursos pois permite determinar rejeitos e perdas do sistema, já que a destruição da exergia representa diretamente as irreversibilidades do sistema. A exergia é uma propriedade que se destrói com o aumento da entropia, diferentemente da energia que não pode ser destruída ou criada. (MORAN; SHAPIRO, 2006).

De acordo com Rocha (2010), o funcionamento de um sistema fora das condições de projeto inerentes ao mesmo, pode aumentar a geração de irreversibilidades, conseqüentemente a destruição de exergia e incremento de perdas exergeticas para o ambiente. Desta forma, a exergia é um parâmetro relacionado ao sistema e ao ambiente. Segundo Galante (2019), a exergia é uma medida do quanto o estado de um sistema se afasta da condição ambiente ou estado morto.

De acordo com Bejan (1996), a exergia total de um sistema é definida como a soma de quatro componentes, como é exibido pela Eq. (2.18) :

$$e = e_f + e_k + e_g + e_q \quad (2.18)$$

onde e representa a exergia específica (kJ/kg) e os subscritos f , q , k e g representam as parcelas física, química, cinética e potencial gravitacional, respectivamente.

Embora a exergia seja definida como uma propriedade extensiva, é conveniente trabalhar em uma base intensiva ou molar. Expandindo a Eq. (2.19) para um volume de controle aberto, tem-se:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot z + e_q \quad (2.19)$$

onde os termos da equação representam:

- h , entalpia específica (kJ/kg)
- h_0 , entalpia padrão ambiente (kJ/kg)
- T_0 , temperatura ambiente (K)
- s , entropia específica (kJ/kg-K)
- s_0 , entropia padrão ambiente (kJ/kg-K)

Os termos $(h - h_0) - T_0(s - s_0)$ da Eq.(2.19) quantificam a exergia física, sendo função da temperatura e pressão do escoamento. Por exemplo, pode se tratar do potencial de trabalho útil que um escoamento possui logo antes de entrar em uma turbina com pressão p e temperatura T , onde o ambiente se encontra com pressão p_0 e temperatura T_0 (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

O termo $\frac{1}{2}V^2$ diz respeito à parcela cinética da exergia do sistema, considerado como nulo em sistemas escoamento permanentes. Já o termo $g.z$ representa a parcela potencial gravitacional do sistema, também sendo considerada como nula em sistemas de escoamento permanente. Por fim, e_q , já mencionado, trata-se da exergia química, associada à entrada/saída de produtos ou reagentes em reações químicas, como combustíveis (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

Para o cálculo da exergia química da biomassa, $e_{q,bio}$, toma-se como base a relação proposta por Szargut, Morris e Steward (1988), onde apresenta-se o cálculo baseado na composição química, PCI e umidade da biomassa:

$$e_{q,bio} = \beta(PCI + 2442 W) + e_{q,agua} W \quad (2.20)$$

em que,

$$\beta = \frac{1,0423 + 0,2160 \left(\frac{H_{\%}}{C_{\%}}\right) - 0,2499 \left(\frac{O_{\%}}{C_{\%}}\right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{H_{\%}}{C_{\%}}\right)\right] - 0,0450 \left(\frac{N_{\%}}{C_{\%}}\right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{O_{\%}}{C_{\%}}\right)} \quad (2.21)$$

sendo,

- PCI , Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
- W , teor de umidade da biomassa
- $e_{q,agua}$, exergia química específica da água (kJ/kg)
- β , variável das frações mássicas dos componentes da biomassa
- $C_{\%}$, fração mássica de carbono

- $H_{\%}$, fração mássica de hidrogênio
- $O_{\%}$, fração mássica de oxigênio
- $N_{\%}$, fração mássica de nitrogênio

De acordo com (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996), na análise de um volume de controle, a Exergia entra a uma taxa $\dot{E}_i = \dot{m}e_i$, e sai desse volume de controle a uma taxa $\dot{E}_e = \dot{m}e_e$, onde \dot{m} denota a vazão mássica e os termos e_i e e_e são calculados a partir da Eq. (2.19) para os pontos de entrada e saída do volume de controle. Essas quantidades de exergia estão relacionadas a partir de um balanço de exergia:

$$\dot{E}_i = \dot{E}_e + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.22)$$

onde \dot{E}_D e \dot{E}_L representam as taxas de exergia destruída e perdida, respectivamente. Os valores das taxas de destruição de exergia e de exergia perdida fornecem medidas termodinâmicas das ineficiências do sistema.

Nessa análise, o termo combustível representa não somente a biomassa, mas sim os insumos necessários para que determinado volume de controle cumpra sua função requerida. Nesse escopo, juntamente com o termo combustível apresenta-se o termo produto, que nesse caso representa o entregável diferente de determinado equipamento, por exemplo: no caso de uma turbina, trabalho, no caso de uma bomba, o fluido de saída pressurizado. A partir desses conceitos é possível reescrever a Eq. (2.22) para:

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.23)$$

onde \dot{E}_F e \dot{E}_P representam as taxas de exergia de combustível e produto.

2.5 ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

Em qualquer processo produtivo é necessário o aporte financeiro para aquisição, manutenção e operação dos ativos. É vital que o resultado desses investimentos possam garantir que os custos de todas as despesas mencionadas sejam cobertos, e além disso, também proporcionar lucro (SOTOMONTE, 2009).

Em equipamentos e sistemas, a engenharia deve buscar o equilíbrio entre a eficiência e custos aceitáveis de operação e manutenção, já que apenas alguns poucos nichos tem a possibilidade de trabalhar em eficiência máxima sem considerar os custos envolvidos em todas as etapas (GALANTE, 2019).

De acordo com Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) os objetivos da análise exergoeconômica podem ser:

- Calcular separadamente os custos de cada produto gerado por um sistema que possui mais do que um produto.
- Compreender o processo de formação de custos e o fluxo de custos no sistema.
- Otimizar variáveis específicas em um único componente ou otimizar todo o sistema.

Em uma análise econômica, usualmente é formulado um balanço de custos para o sistema operando em regime permanente:

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (2.24)$$

O balanço de custos expressa a taxa de custos associada com o produto do sistema (\dot{C}_P) sendo igual a soma da taxa do total de gastos realizados para gerar o produto, chamada de taxa de combustível (\dot{C}_F), com as taxas de custos associadas investimento de capital (\dot{Z}^{CI}) e manutenção e operação (\dot{Z}^{OM}). As taxas de investimento de capital e manutenção e operação são calculadas dividindo a contribuição anual em capital investido pelo número anual de horas de operação, a soma dessas variáveis é denotada por \dot{Z} , que engloba os termos de custos não exergéticos.

$$\dot{Z} = \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM} \quad (2.25)$$

Para um sistema operando em regime permanente existem inúmeros fluxos de entrada e saída de material, assim como interações de trabalho e calor com o ambiente. Associada a essas transferências de matéria e energia, também há interações de exergia, de entrada, saída e também de destruição devido as irreversibilidades do sistema. Partindo do princípio de que a exergia determina o real valor termodinâmico desses efeitos, e que custos devem ser somente assinalados a objetos ou mercadorias de valor, é razoável utilizar exergia como a base para endereçar custos em sistemas térmicos. Essa abordagem é chamada de custeio exergético, em

uma tradução livre de BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996. No custeio exergético os custos são associados com cada fluxo de exergia (para a entrada ou saída \dot{E}_i e \dot{E}_e , potência \dot{W} e calor \dot{Q}) expostos nas Eq. (2.26) a (2.29).

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (2.26)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (2.27)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.28)$$

$$\dot{C}_Q = c_q \dot{Q} \quad (2.29)$$

onde c_i , c_e , c_w e c_q denotam os custos por unidade de exergia em reais por quilojoule (R\$/kJ). O custo da destruição de exergia \dot{C}_D por sua vez se manifesta pelo produto da exergia destruída obtida pelo balanço exergético com o custo específico de exergia do combustível:

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{E}_{D,k} * c_{F,k} \quad (2.30)$$

Para o balanço de custos aplicado a um volume de controle k em regime permanente, pode-se escrever:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (2.31)$$

Essa equação denota que os custos totais dos fluxos de saídas são iguais ao total de despesas para obter os mesmos: o custo da exergia que entra mais o capital, manutenção, operação e outros custos.

3. ASPECTOS METODOLÓGICOS

Os cálculos da planta termoelétrica em questão serão realizados por meio do software *Engineering Equation Solver* (EES) – Versão Acadêmica (F-CHART SOFTWARE, 2018). Neste capítulo serão descritos os detalhes da planta termoelétrica, e a metodologia utilizada para sua modelagem e obtenção de resultados propostos nos objetivos.

No procedimento dos cálculos utiliza-se o calor específico médio entre as temperaturas de saída e entrada dos gases a pressão constante em cada ponto, considera-se que os gases do sistema se comportam como uma mistura de gases ideais, sendo definido o calor específico médio da mistura como a distribuição dos calores específicos médios de cada componente $\bar{c}_{p,i}$ ponderado pelas frações molares Fm de cada qual, exibidos nas Eq. (3.1) a (3.3).

$$\bar{c}_p = Fm_{CO_2} \cdot \bar{c}_{p_{CO_2}} + Fm_{H_2O} \cdot \bar{c}_{p_{H_2O}} + Fm_{SO_2} \cdot \bar{c}_{p_{SO_2}} + Fm_{N_2} \cdot \bar{c}_{p_{N_2}} + Fm_{O_2} \cdot \bar{c}_{p_{O_2}} \quad (3.1)$$

$$\bar{c}_{p,i} = \frac{1}{(T_i - T_e)} \int_{T_i}^{T_e} c_{p,0,i}(T) dt \quad (3.2)$$

$$c_{p,0,i}(T) = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 \quad (3.3)$$

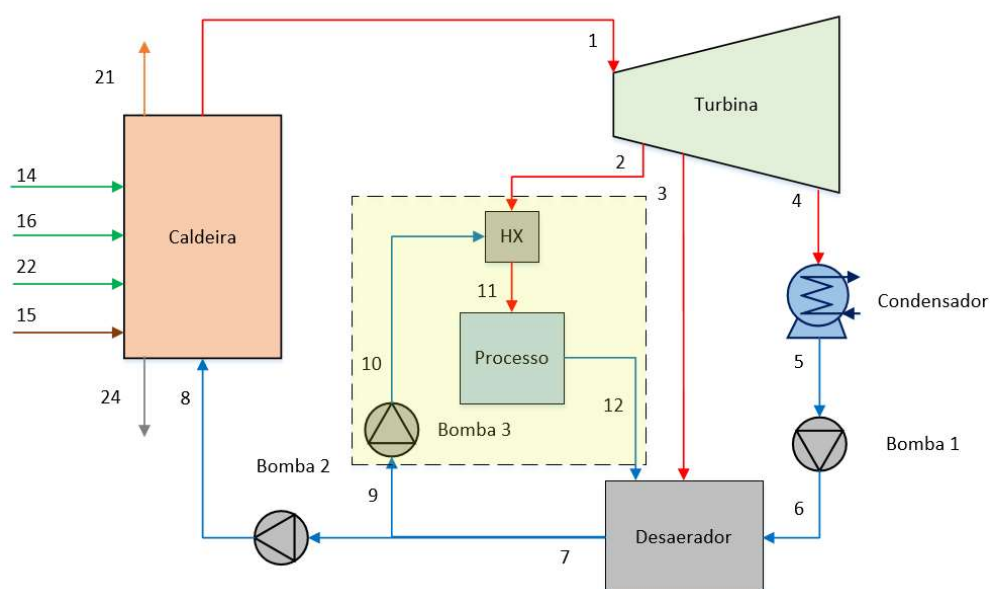
sendo $\theta = T/1000$, onde T é a temperatura do gás expressa em Kelvin. E os coeficientes C_0 , C_1 , C_2 , C_3 estão disponíveis em BORGNAKKE; SONNTAG, 2013.

3.1 LEVANTAMENTO DE DADOS

Tomou-se como base uma planta existente de geração termoeletrica movida à biomassa (resíduos da silvicultura e lenha) analisada por GALANTE, 2015, onde foi realizado um estudo do comportamento térmico da planta como um sistema híbrido assistido por energia solar. A partir das informações elaborou-se um diagrama da planta exibido na Figura 4, demonstrando os principais equipamentos que são analisados neste trabalho, bem como, os fluxos principais: biomassa (marrom), ar (verde), água (azul), gases de combustão (laranja), vapor (vermelho) e cinzas (cinza).

A planta em questão tem capacidade máxima de geração de 24 MW de energia elétrica, operando em um ciclo Rankine, com a possibilidade de operar em modo de cogeração (destacado em amarelo), fornecendo 25 ton/h de vapor de processo para indústrias da região. Seus dados operacionais fluxo de água e vapor estão expostos na Tabela 3.

Figura 4 – Diagrama Ciclo Termodinâmico Cogeração



Fonte: O autor.

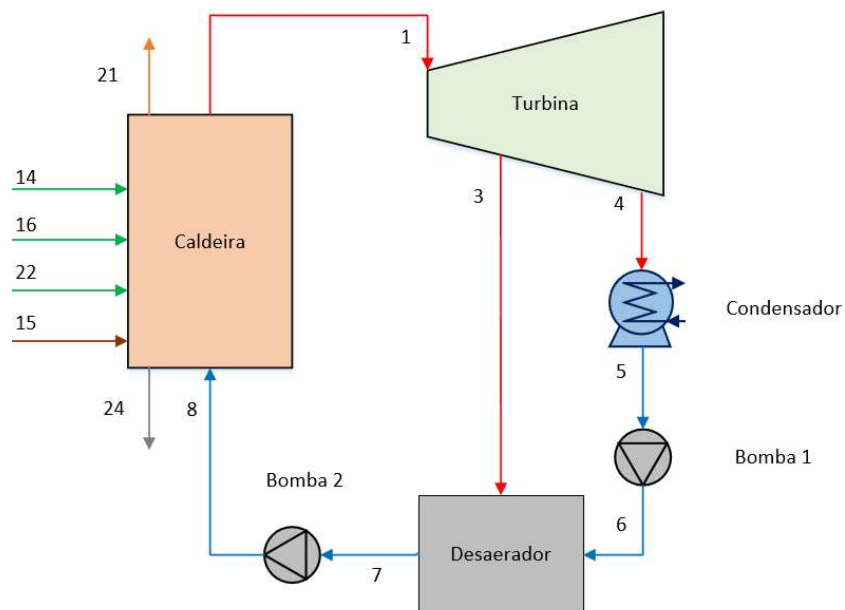
Tabela 3 – Dados Operacionais da Planta

#	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão [kg/s]	Título [-]
1	485	6495	27,9	-
2	-	900	-	-
3	-	250	-	-
4	51	Saturação-	-	-
5	51	Saturação	-	0
6	-	250	-	-
7	110	250	-	-
8	-	6495	27,9	-
9	110	250	-	-
10	-	900	-	-
11	Saturação	900	≤ 6,94	1
12	Saturação	900	≤ 6,94	0

Fonte: Galante (2015).

Para este trabalho será adotado como hipótese o processo de cogeração desligado. A planta térmica de cogeração da Figura 4 serviu de base para o ciclo demonstrado na Figura 5, onde o processo é considerado como desligado. Tal condição é necessária para permitir a otimização da planta no viés da venda de energia elétrica.

Figura 5 – Diagrama Ciclo Termodinâmico Sem Cogeração



Fonte: O autor.

3.1.1 Descrição do Sistema

Detalhando os equipamentos exibidos na Figura 5, a caldeira em questão é do tipo aquatubular, fornece nominalmente vapor superaquecido a 485°C e 6495 kPa para a turbina a uma vazão máxima de 30,75 kg/s.

A turbina exibida na Figura 5 é modelada de forma a fornecer 24 MW de potência útil ao sistema na ausência de cogeração, o que corresponde a uma vazão mássica de entrada de 27,9 kg/s de vapor superaquecido. No ponto 1 tem-se a entrada de vapor superaquecido proveniente da caldeira a 485°C e 6495 kPa, na saída 3 os valores são de 250 kPa e 175,6 °C e na saída 4 a pressão é a de saturação na temperatura de 51 °C. Para este equipamento considerou-se inicialmente uma eficiência isentrópica de 70%.

Em sistemas envolvendo transferência de calor, um condensador é um dispositivo ou unidade usada para condensar uma substância de seu estado gasoso para o líquido, normalmente por resfriá-lo. Ao fazê-lo, o calor latente é cedido pela substância, e irá se transferir para o resfriamento do condensador. No ciclo Rankine em questão (Figura 5), o condensador tem a responsabilidade de rejeitar calor a pressão constante, até a condição de líquido saturado (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Os pontos 4 e 5 correspondem a entrada e saída do condensador, respectivamente, que opera com carga variável conforme a vazão das extrações 2 e 3. Na condição de projeto, a água fria entra no condensador a 25°C e o deixa a 35,5°C, com uma vazão de 1,25 m³/s. A temperatura de condensação é de 51°C.

O processo de aquecimento do fluido de trabalho na caldeira até se tornar um líquido superaquecido é realizado em uma temperatura relativamente baixa, o que diminui a temperatura média deste processo e, por consequência, a eficiência do ciclo. Para minimizar este problema, uma alternativa elevar a temperatura com que o líquido sai da bomba (água de alimentação da caldeira). Comumente as usinas de geração de vapor adotam uma solução de retirar uma quantia de vapor da turbina em determinados pontos para aquecimento da água de alimentação, que ocorre em um regenerador (ou aquecedor de água de alimentação), solução utilizada desde 1920 (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O desaerador possui a função de remover os gases não condensáveis dissolvidos no fluido de trabalho, mantendo este aquecido e diminuindo sua solubilidade aos gases. Além disso, esse dispositivo também aumenta a eficiência do ciclo ao aquecer a água de alimentação da caldeira. O equipamento em questão tem como entradas o vapor retirado da turbina pelo

fluxo 3 e o fluido de saída do condensador pressurizado pela bomba 1, como resultado, na saída do equipamento o fluido está a 110°C e 250 kPa.

As bombas 1, 2 representam as principais bombas do sistema, responsáveis pelo aumento da pressão do fluido de trabalho. As perdas de carga associadas ao movimento do fluido de trabalho são desconsideradas, e sua eficiência isentrópica está definida inicialmente em 70%.

3.2 HIPÓTESES ADOTADAS

Para melhor analisar a influência dos parâmetros que são foco deste estudo, algumas hipóteses foram consideradas.

Rankine:

- Eficiência isentrópica da turbina e das bombas são constantes e iguais a 70% (GALANTE, 2019).
- Perda de carga é desconsiderada.
- A cogeração, representada pelo volume de controle “Processo” na Figura 4, será considerada como desligada, logo, os equipamentos Bomba P3, o desuperaquecedor HX e o volume de controle Processo não estão inclusos na análise.

Modelo Exergoeconômico:

- Custo com manutenção e operação de 9% do capital investido, o mesmo utilizado por Saran (2010) e Rocha (2010) e, considerado como o valor médio no Brasil.
- O custo de água de alimentação da caldeira foi desconsiderado, de forma que o custo de tratamento da água está incluso nos custos de manutenção e operação.
- Os custos de montagem inicial dos equipamentos já estão contemplados em seus custos de aquisição.
- O período de amortização a ser considerado será de 20 anos, visto que acima deste período o custo com manutenção é muito elevado. Será desconsiderado o valor da venda dos equipamentos ao fim de sua vida útil (SANTOS, 2014).
- Não serão considerados fatores de correção da inflação na análise.

4. DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

4.1 MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

A modelagem do ciclo Rankine segue a metodologia descrita por ÇENGEL; BOLES, 2013. Nos tópicos abaixo serão descritas as equações para modelagem dos equipamentos.

A quantidade de energia liberada pelo combustível por unidade de massa, ou de volume, é definida pelo poder calorífico superior (PCS) ou poder calorífico inferior (PCI) que irá depender da composição do combustível. Para o equacionamento estequiométrico do combustível tomou-se como referência BAZZO (1995), os valores típicos para composição química elementar da lenha em base seca estão expostos na Tabela 4, utilizados na Eq.(2.1) para cálculo de PCS.

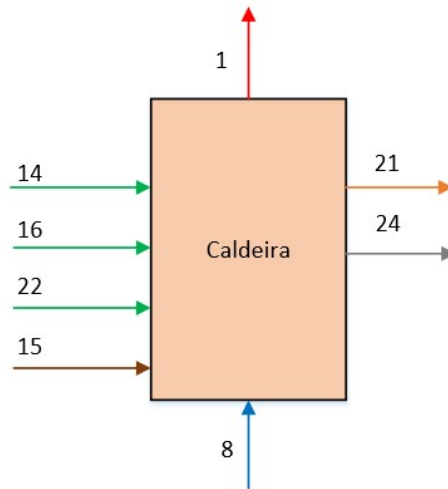
Tabela 4 - Composição Química Elementar da Biomassa

Biomassa	Composição Elementar [%]			
	C	H	O	Cinzas
Lenha Base Seca	49	6	44	1

Fonte: BAZZO, 1995

Na composição dos cálculos de PCI, de acordo com a Eq. (2.2), W representa a porcentagem de umidade existente no combustível, adotado como 30% para esse trabalho. Porém cabe ressaltar que a biomassa pode chegar ao consumidor com teores de umidade de até 50% no caso de eucaliptos recém abatidos e abaixo de 20% caso a lenha seja empilhada para secagem (BENETTI, 2017).

Figura 6 - Volume de Controle Caldeira



Fonte: O autor.

O cálculo do balanço de massa para o vapor da caldeira é denominado pela Eq. (4.1):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 \quad (4.1)$$

O cálculo da massa de ar realiza-se conforme a composição e porcentagem dos elementos químicos no combustível, obtendo-se massa de ar estequiométrica, em outras palavras, a quantidade de ar necessária para realizar a queima completa do combustível é dada pela Eq. (2.4). Para calcular a massa dos gases, primeiramente deve-se determinar a massa no caso de queima estequiométrica (sem umidade), considerando que m é a massa de cada composto químico, levando em conta a porcentagem existente de cada elemento, no combustível, e seu respectivo peso molecular:

$$m_{gases,esteq} = m_{CO2} + m_{SO2} + m_{H2O,esteq} + m_{N2,esteq} \quad (4.2)$$

Uma vez definida a massa estequiométrica, é realizado um ajuste a partir da Eq. (4.2):

$$m_{gases} = m_{gases,esteq} + (qtd_{ar} - 1) * (m_{ar,esteq}) + (w_{ar} * qtd_{ar} * m_{ar,esteq}) \quad (4.3)$$

Assume-se, inicialmente, uma eficiência de 85% entre o calor produzido na forma de vapor e o calor da queima de combustível:

$$\eta_{cald,2} = \frac{\dot{Q}_{cald}}{m_{bio} \cdot PCI} \quad (4.4)$$

Pelos parâmetros definidos no projeto sabe-se a quantidade de calor mínima produzido pela caldeira Q_{cald} . Porém, o calor disponível na caldeira é dado pela queima do combustível mais o calor aproveitado pela troca de calor dos gases de exaustão, com o ar que entra no processo de queima, este procedimento é realizado nos equipamentos pré-aquecedores da caldeira.

$$Q_{disp} = (m_{bio} \cdot PCI) + m_{17} \cdot cp_{ar,17,16} \cdot (T_{17} - T_{16}) + m_{23} \cdot cp_{ar,23,22} \cdot (T_{23} - T_{22}) \quad (4.5)$$

Calcula-se o calor útil, que é o calor disponível, retirando as perdas existentes no processo, neste projeto, assumiu-se perdas de 2,5%, sendo distribuídas em perdas como: o calor perdido nas cinzas, perdas por irradiação e condução para o ambiente.

$$Q_{util} = Q_{disp} - (m_{gas} \cdot cp_{gas,18,T_{amb}} \cdot (T_{18} - T_{amb}) + (Perdas \cdot Q_{disp}) - (m_{cinza} \cdot cp_{cinza} \cdot (T_{24} - T_{amb})) \quad (4.6)$$

A partir da análise de calor útil e calor disponível, é possível analisar a eficiência real da fornalha, onde:

$$\eta_{forn} = \frac{Q_{util}}{Q_{disp}} \quad (4.7)$$

Para a turbina, a partir da variação da entalpia nos pontos é calculado o trabalho gerado pela turbina, onde seus estágios foram modelados como turbinas em série, de acordo com as equações previamente descritas na seção 2.2, porém cabe a observação de que por se tratar de uma turbina com três estágios, cada estágio representa uma turbina, que ao final são acopladas em um arranjo em série.

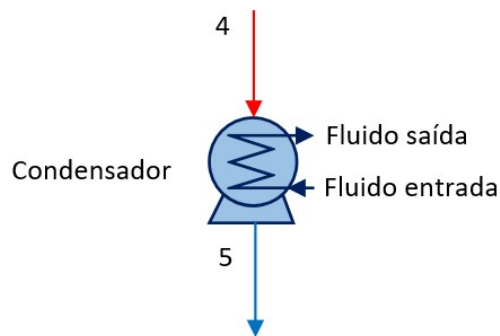
Na modelagem do condensador é usado o método da Efetividade-NUT. Quando apenas as temperaturas de entrada são conhecidas o uso de outros métodos como o LMDT (*Log Mean Tem-*

perature Difference) exigem um processo iterativo trabalhoso, conseqüentemente é preferível utilizar um procedimento alternativo, conhecido como método da Efetividade-NUT, o equacionamento deste método é amplamente conhecido e pode ser consultado em Incropera et al. (2007), nele a efetividade é definida por:

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}_{cond}}{Q_{max}} \quad (4.8)$$

onde \dot{Q}_{cond} é a taxa de transferência real em um trocador de calor e Q_{max} é a taxa de transferência de calor máxima possível.

Figura 7 - Volume de Controle Condensador



Fonte: O autor.

Para qualquer trocador de calor sabe-se que:

$$\varepsilon \equiv f\left(NUT, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (4.9)$$

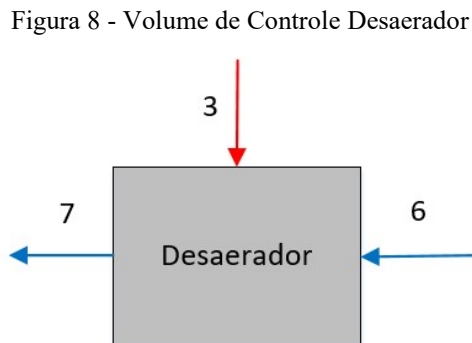
onde $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ é a razão das capacidades térmicas, e o número de unidades de transferência NUT é um parâmetro adimensional que pode ser definido como:

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.10)$$

Para o caso de um trocador de calor com escoamento paralelo como o do condensador em questão tem-se que:

$$\varepsilon \equiv \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{f,ent}} \quad (4.11)$$

Para o desaerador, considera-se no balanço de massa que o fluxo de saída \dot{m}_7 é igual a soma dos fluxos \dot{m}_3 e \dot{m}_6 .

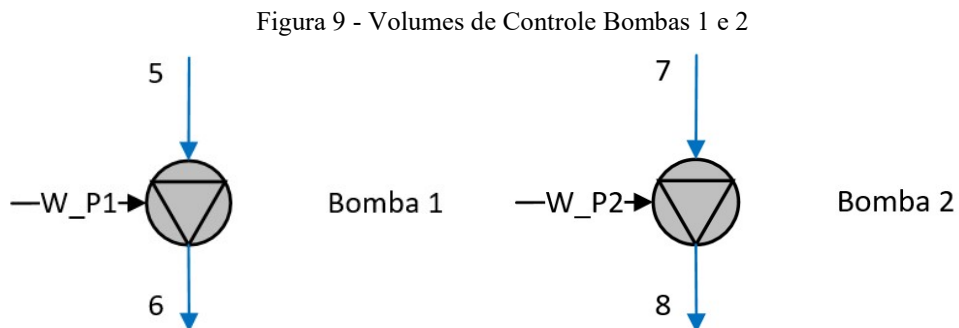


Fonte: O autor.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6 \quad (4.13)$$

Por fim, a partir da variação da entalpia nos pontos e eficiência isentrópica é calculado o trabalho necessário para as bombas com o auxílio da equação (2.6).

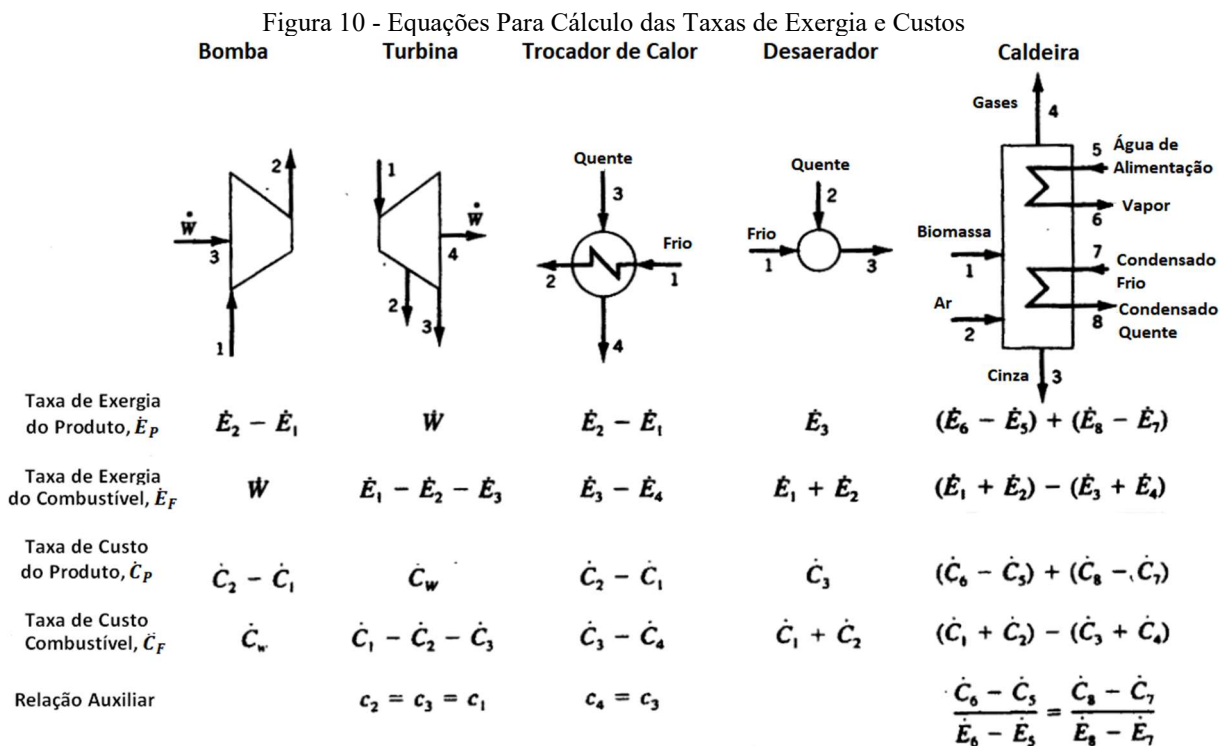


Fonte: O autor.

4.2 MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA

A análise exergoeconômica é uma metodologia de análise econômica de um sistema baseado na avaliação do custo da exergia. Esta seção tem como referência a metodologia proposta por BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, considerada uma literatura clássica desse tema e amplamente utilizada na atualidade, sendo citada por Cavalcanti (2016), Dias (2017), Almeida (2018), Galante (2019) e Lima(2019). Para facilitar a análise exergoeconômica, o cálculo das taxas de exergia em todos os pontos do sistema é feito em kJ/h.

A base para a análise exergética e exergoeconômica está na definição de combustível e produto para cada equipamento do sistema, assim como as taxas de custos. O termo combustível representa os recursos gastos para gerar o produto, e não está necessariamente restrito a ser um combustível como carvão, biomassa ou gás natural. A Figura 10 mostra alguns exemplos de como são realizados estes cálculos.



Fonte: Adaptado de BEJAN; TSATSARONIS; MORAN (1996)

As definições de exergia do produto e combustível para os k equipamentos deste trabalho estão dispostas na Tabela 5. De forma similar, as definições de custo de produto e combustível são exibidas na Tabela 6.

Tabela 5 - Taxas de Exergia de Produto e Combustível

Equipamento	\dot{E}_P	\dot{E}_F
Caldeira	$\dot{E}_1 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$
Turbina	\dot{W}_{turb}	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_4$
Condensador	$\dot{E}_{fs} - \dot{E}_{fe}$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$
Desaerador	\dot{E}_7	$\dot{E}_3 - \dot{E}_6$
Bomba 1	$\dot{E}_6 - \dot{E}_5$	\dot{W}_{bomba1}
Bomba 2	$\dot{E}_8 - \dot{E}_7$	\dot{W}_{bomba2}

Tabela 6 - Taxas de Custos de Produto e Combustível

Equipamento	\dot{C}_P	\dot{C}_F
Caldeira	$\dot{C}_1 - \dot{C}_8$	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{16} + \dot{C}_{22} - \dot{C}_{21}$
Turbina	$\dot{C}_{w,turb}$	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3 - \dot{C}_4$
Condensador	$\dot{C}_{fs} - \dot{C}_{fe}$	$\dot{C}_4 - \dot{C}_5$
Desaerador	\dot{C}_7	$\dot{C}_3 - \dot{C}_6$
Bomba 1	$\dot{C}_6 - \dot{C}_5$	$\dot{C}_{w,bomba1}$
Bomba 2	$\dot{C}_8 - \dot{C}_7$	$\dot{C}_{w,bomba2}$

O cálculo de eficiência exergetica ε provê uma real dimensão da performance energética do sistema de um ponto de vista termodinâmico, por considerar apenas a parcela útil da energia convertida em produto a partir dos recursos (combustível):

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (4.14)$$

Os valores das taxas de destruição de exergia \dot{E}_D proporcionam medidas termodinâmicas das ineficiências do sistema. A taxa de destruição de exergia em um componente pode ser comparada a taxa de exergia de combustível do sistema $\dot{E}_{F,tot}$, resultando na razão de destruição de exergia y_D . Esse parâmetro tem utilidade quando é necessário comparar qual equipamento destrói mais exergia no mesmo sistema.

$$y_D = \frac{\dot{E}_{D,k}}{E_{F,tot}} \quad (4.15)$$

onde,

$$E_{F,tot} = E_{F,cald} + E_{F,bomba1} + E_{F,bomba2} \quad (4.16)$$

4.2.1 Taxas de Investimento de Capital e Operação e Manutenção

Estimar o Capital de Investimento de um sistema (CI) é o primeiro passo em um detalhamento de custos. Embora de difícil acesso e muitas vezes demorada, segundo BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, a melhor forma de estimar o Capital de Investimento é através da obtenção de cotações diretamente com os fabricantes de determinado equipamento ou sistema. Outra boa alternativa é consultar através do histórico de aquisições realizadas por empresas, bem como a consulta de profissionais experientes do ramo. Na ausência de dados de consulta direta com fabricantes ou profissionais do ramo pode se utilizar a extrapolação a partir do custo dos equipamentos conhecidos. Este cálculo pode ser realizado com o uso da Eq. (4.17) é apropriado para equipamentos iguais quando é necessário determinar de maneira aproximada o custo de um mesmo equipamento com capacidade ou tamanho diferente:

$$C_{PE,Y} = C_{PE,W} \left(\frac{X_Y}{X_W} \right)^\alpha \quad (4.17)$$

onde:

$C_{PE,Y}$ = Custo do equipamento que se deseja determinar

$C_{PE,W}$ = Custo do equipamento conhecido

X_Y = Capacidade ou tamanho do equipamento que se deseja determinar

X_W = Capacidade ou tamanho do equipamento conhecido

α = Fator de escala em função do tipo de equipamento, exibido na Tabela 7.

Tabela 7 - Valores típicos do fator de escala α

Equipamento	Variável X	Faixa	Fator α
Caldeira	Carga térmica	5 – 350 MW	0.78
Bomba	Potência	20 – 200 kW	0.48
Turbina	Potência	0.1 – 50 MW	0.5

Fonte: Adaptado de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996)

Na ausência de fatores de escala pode ser utilizado o valor de 0,6, essa abordagem é conhecida como *six-tenths rule* (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996). Tomaram-se como referência os dados expostos por Santos (2014), onde foi analisado um sistema de cogeração alimentado por bagaço de cana de açúcar, com 32 MW de capacidade de geração elétrica.

Uma vez conhecido o Capital de Investimento (CI), a taxa de investimento de capital é calculada dividindo CI pela vida útil do equipamento expressa em horas hr_{vida} considerada nesse trabalho o período de 20 anos, convertidos em horas:

$$\dot{Z}_{CI,k} = \frac{CI_k}{hr_{vida}} \quad (4.18)$$

Para a taxa de operação e manutenção \dot{Z}_{OM} , considerou-se um custo anual de 9% em relação ao Capital de Investimento (CI), o mesmo utilizado por Saran (2010) e Rocha (2010), considerado como valor o médio no Brasil.

$$\dot{Z}_{OM,k} = \dot{Z}_{CI,k} * 0,09 * 20 \quad (4.19)$$

O custo não exerético é determinado a partir da soma das variáveis \dot{Z}_{OM} e \dot{Z}_{CI} , denominado como \dot{Z} (R\$/h).

4.2.2 Diferença de Custo Relativo

A diferença de custo relativo, r_k , expressa o aumento relativo no custo médio por unidade de exergia entre o combustível e o produto de um componente. Essa variável é útil para orientar o impacto do equipamento no custo do produto. Pode-se dizer que quanto maior o número dessa variável, mais o equipamento onera seu produto final em relação ao combustível recebido.

$$r_k = \frac{c_{p,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (4.20)$$

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{c_{F,k} \dot{E}_{P,k}} \quad (4.21)$$

4.2.3 Fator Exergoeconômico

Até o momento é notável que a classificação de custos em um componente pode ser organizada em duas categorias: custos não exergéticos (CI e OM) e destruição de exergia. Na análise da performance de um componente, tem-se como objetivo conhecer a diferença relativa entre cada categoria, e isso é fornecido pelo fator exergoeconômico f_k :

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k}} \quad (4.22)$$

O fator exergoeconômico expressa a proporção entre os custos não exergéticos \dot{Z}_k e custos de destruição de exergia \dot{C}_D de um equipamento. Valores altos dessa variável sugerem uma dominância dos custos não exergéticos, ao passo que valores menores sugerem a prevalência dos custos relacionados a destruição de exergia.

Levando em consideração as características inerentes de cada tipo de equipamento, na análise exergoeconômica isso pode ser interpretado de duas formas: um baixo valor indica que as ações devem ser no sentido do aumento da eficiência exergética do equipamento mesmo que isso exija maiores investimentos, por sua vez, um alto valor direciona ações no sentido da diminuição dos custos de aquisição e manutenção (custos não exergéticos) mesmo que isso venha a penalizar a eficiência exergética deste.

De acordo com BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, valores típicos dessa variável estão abaixo de 55% para trocadores de calor, entre 35 e 75% para compressores e turbinas e acima de 70% para bombas.

4.2.4 Payback

O período de retorno de investimento, ou simplesmente *payback*, é definido como a quantidade de tempo para que as receitas líquidas de um sistema sobreponham todo o investimento realizado CI_{total} (GALANTE, 2019). Na planta termoelétrica analisada o único produto que gera receita é a eletricidade gerada pela turbina. Já as despesas estão divididas entre o combustível da caldeira e a eletricidade necessária para as bombas 2 e 3.

$$Payback = \frac{CI_{total}}{(hr_{ano} * (Caixa_{in} - Caixa_{out}))} \quad (4.23)$$

onde,

$$Caixa_{in} = \dot{C}_{P,turb} \quad (4.24)$$

$$Caixa_{out} = \dot{C}_{F,cald} + \dot{C}_{F,bomba1} + \dot{C}_{F,bomba2} \quad (4.25)$$

No mercado brasileiro, uma usina geradora negocia a energia elétrica por ela produzida nos chamados Leilões de Energia. Os empreendimentos que utilizam combustíveis não gratuitos calculam um índice chamado Índice de Custo Benefício - ICB (R\$/MWh), que é o produto negociado nos leilões onde o critério de decisão consiste em se investir nos projetos por ordem de mérito decrescente, ou seja, do menor para o maior valor de ICB (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2006).

Para efeitos de cálculo de *payback* e estimativa de margem de lucro do sistema, toma-se como referência o valor de mercado para a venda da energia, aqui definido como $\dot{C}_{MWH,venda}$, tendo como referência o valor negociado no 29º Leilão de Energia Nova (A-4), realizado em 28 de junho de 2019, onde para categoria de combustível biomassa a empresa vencedora, Sonora Estancia S/A com potência habilitada de 21.390 MW venceu o leilão com o valor de 179,87 R\$/MWh (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019).

Figura 11 - Resultado do 29º Leilão de Energia Nova (A-4)

Empresa	Empreendimento	C.E.G.	UF	Fonte	Investimento (R\$/milhões)	Potência Habilitada (MW)	Garantia Física (MWm)	Lotes Contratados	ICB (R\$/MWh)
SONORA ESTANCIA S/A	SONORA	UTE.AI.MS.027385-6.01	MS	BION	50,00	21,390	9,500	74	179,87
Total					50,00	21,390	9,500	74	

Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2019).

4.2.5 Otimização

Para melhorar a eficiência de um sistema térmico, BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996 sugere a seguinte metodologia:

- 1 – Listar em ordem decrescente a soma $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$
- 2 – Priorizar mudanças de design nos equipamentos cuja soma anterior seja alta
- 3 – Dentre esses priorizar os que possuem maior valor de r_k
- 4 – A partir de f_k , identificar se o componente precisa de redução no capital de investimento ou aumento de eficiência
- 5 – Além disso, o autor sugere que se investigue os equipamentos com alta taxa de destruição de exergia $\dot{E}_{D,k}$ e baixa eficiência exérgica ε_k

Ao aplicar esta metodologia, deve-se reconhecer que os valores de todas as variáveis termoeconômicas apresentadas dependem do tipo de componente, ou seja, um valor em particular só pode ser considerado alto ou baixo quando comparado a uma classe de componentes coerente com a análise.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 LEVANTAMENTO DE DADOS

5.1.1 Custo dos Equipamentos

Tomaram-se como referência os dados expostos por Santos (2014), onde foi analisado um sistema de cogeração alimentado por bagaço de cana de açúcar, com 32 MW de capacidade de geração elétrica. Após conversão dos dados utilizando a correlação de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), estimou-se os custos dos equipamentos para a planta de 24 MW deste estudo de caso, os valores estão exibidos na Tabela 8.

Tabela 8 - Custo dos Equipamentos para a planta de 24 MW considerando os dados de SANTOS (2014).

Equipamento	Custo Estimado (R\$)
Bomba 1	57.000,00
Bomba 2	90.000,00
Caldeira	20.646.700,00
Condensador	1.707.440,00
Desaerador	980.630,00
Turbina	21.514.530,00

5.1.2 Custo dos Consumíveis

O principal consumível do sistema é a própria biomassa, além dela também foi considerado o valor da energia elétrica necessária para o acionamento das Bombas 1 e 2. Para a biomassa, realizou-se pesquisa com os principais fornecedores de biomassa na região central do Paraná, variedade lenha de eucalipto.

Para o valor da tarifa de energia elétrica considerou-se a tarifa vigente do ano de 2020 para a categoria B3 (industrial) (CENTRAIS ELÉTRICAS DE SANTA CATARINA, 2020).

Tabela 9 - Custo dos Consumíveis

Consumível	Valor
Biomassa	148,00 R\$/Ton
Energia Elétrica	0,46978 R\$/kWh

5.1.3 Resultados do Combustível

A partir dos dados expostos na Tabela 4 é possível determinar os valores do poder calorífico para a biomassa. De posse destes valores, a partir da Eq. (2.20) também é determinada a exergia específica da biomassa. Os valores estão dispostos na tabela abaixo:

Tabela 10 - Resultados do Combustível

Parâmetro	Valor	Unidade
PCS	17320	kJ/kg
PCI	15270	kJ/kg
$e_{15}(biomassa)$	18091	kJ/kg

A partir da resolução do modelo para primeira e segunda lei, e dos balanços de custos ao longo do sistema, na Tabela 11 são exibidos os valores de temperatura, pressão, vazão mássica, exergia específica, taxa de exergia por hora, custo médio por unidade de exergia, e taxa de custo por hora, para cada um dos pontos do sistema exibidos na Figura 5.

Tabela 11 - Resultados Após Modelagem

Ponto	Fluxo	T [°C]	P [kPa]	\dot{m} [kg/h]	e [kJ/kg]	\dot{E} [kJ/h]	c [R\$/kJ]	\dot{C} [R\$/h]
1	Vapor	485	6495	1674	1360	1,366E+08	2,831E-5	3868
3	Vapor	280	250	159,18	648,6	6,193E+06	2,831E-5	175,3
4	Água	51	12,97	1515	186,7	1,697E+07	2,831E-5	480,5
5	Água	51	12,97	1515	4,39	399360	2,831E-5	11,31
6	Água	51	250	1515	4,64	421925	3,007E-5	12,69
7	Água	110	250	1674	43,05	4,324E+06	4,711E-5	203,7
8	Água	111,1	6495	1674	50,24	5,046E+06	4,711E-5	205,6
14	Ar	25	101,3	294,66	17,3	305927	0	0
15	Biomassa	25	101,3	375,24	18091	4,073E+08	8,181E-6	3332
16	Ar	25	101,3	589,38	17,3	611853	0	0
21	Gases	208,5	101,3	3460,2	59,95	1,245E+07	0	0
22	Ar	25	101,3	2062,8	17,3	2,141E+06	0	0

O vapor sai da caldeira em estado super aquecido a uma temperatura de 485 °C e 6495 kPa de pressão, ao entrar na turbina, com a expansão do vapor, parte da energia desse fluxo é convertida em trabalho mecânico pela turbina a uma taxa de 24,06 MW. A turbina possui dois estágios, o primeiro (ponto 3) destina o vapor ao desaerador a 280 °C e 250 kPa, o segundo (ponto 4) irá para o condensador a 51°C e pressão de saturação, na saída do condensador (ponto 5) o vapor passa a condição de líquido com título igual a zero.

Após o condensador, o fluido é bombeado pela Bomba 1, elevando sua pressão e temperatura a 250 kPa e temperatura constante de 51°C (ponto 6). Ao entrar no desaerador ocorre a mistura com o vapor de saída do primeiro estágio da turbina (ponto 3), como resultado, o fluido de saída do desaerador está a 110 °C e 250 kPa (ponto 7), o uso do desaerador colabora para a eficiência do sistema como um todo, elevando a temperatura média do fluido de trabalho, além de proporcionar a remoção de gases não condensáveis da água de alimentação da caldeira.

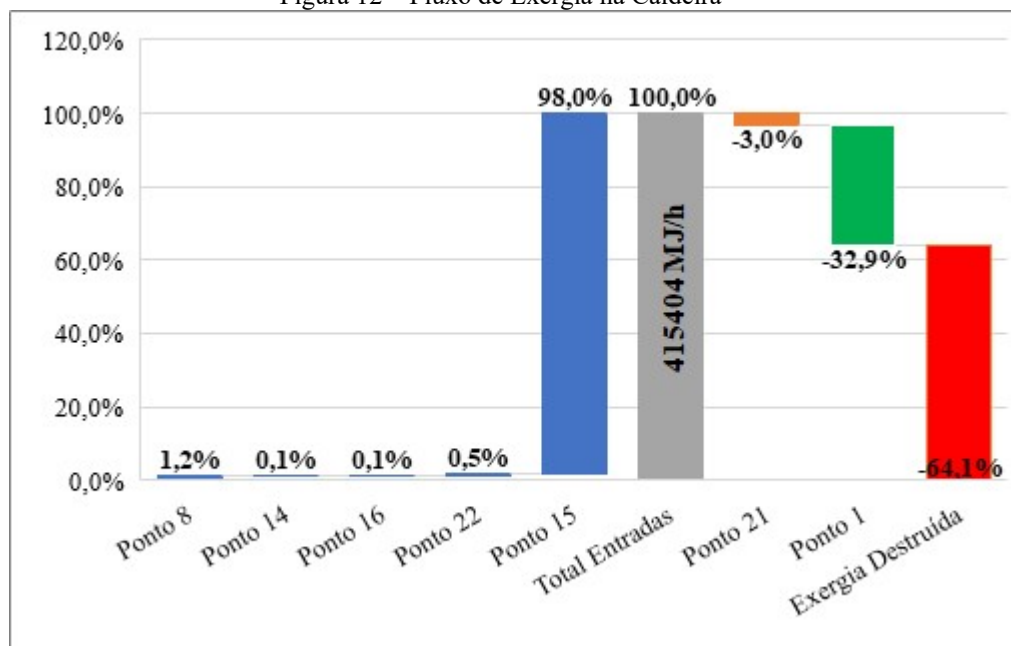
Depois de passar pelo desaerador, o fluido de trabalho é pressurizado a 6495 kPa antes de entrar como água de alimentação de caldeira (ponto 8), essa função é executada pela Bomba 2.

5.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

Ao analisar o fluxo de exergia dos equipamentos em MJ/h são apresentados gráficos de cascata onde as colunas na cor azul representam as entradas, cinza o total dessas entradas, em verde o produto, em laranja demais saídas e em vermelho a exergia destruída em cada equipamento.

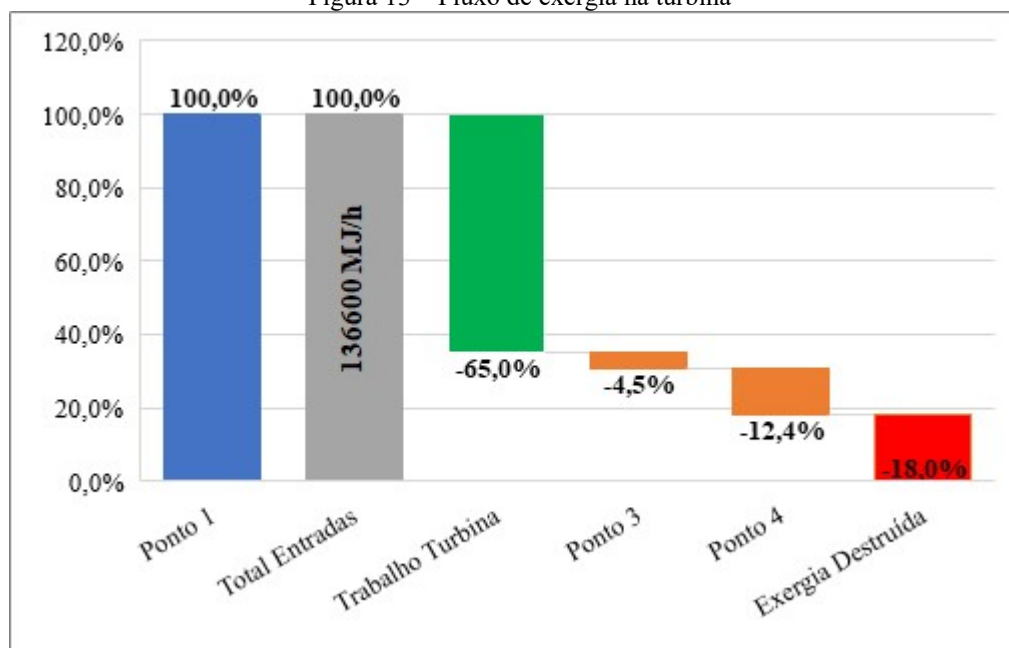
Iniciando pela caldeira, a água proveniente do desaerador entra na caldeira a 5046 MJ/h e então sua exergia é elevada em 27 vezes até atingir 136600 MJ/h, nesse ponto o vapor encontra-se no estado superaquecido antes de entrar na turbina. Além do fluxo de água/vapor, existem mais dois fluxos principais de entrada na caldeira, ar (pontos 14, 16 e 22) e biomassa (ponto 15), onde a biomassa concentra 98% do total de exergia de entrada da caldeira. Somado aos outros fluxos, de tudo aquilo que entra na caldeira em termos exergéticos, 32,9% efetivamente é transferido ao fluido de trabalho, 3% é eliminado como gases de exaustão, e 64,1% da exergia de entrada é destruída devido às irreversibilidades, como pode ser observado na Figura 12.

Figura 12 – Fluxo de Exergia na Caldeira



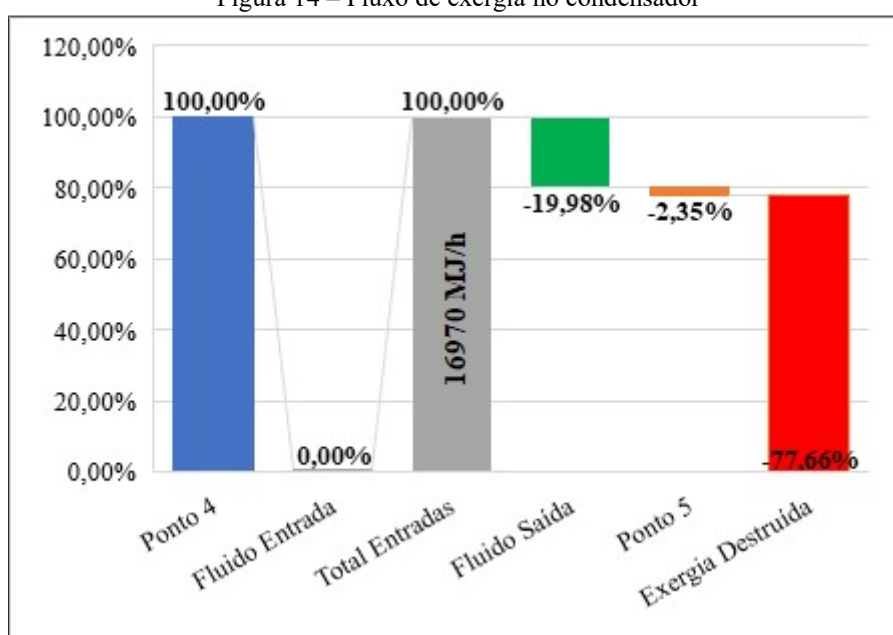
Ao sair da caldeira, na turbina, 65% da exergia do vapor (88848 MJ/h) é convertida em trabalho. Em sua primeira extração (ponto 3) 4,5% da exergia é destinada ao desaerador, e em sua segunda extração (ponto 4) 12,4% é destinada ao condensador, por fim 18% do total da exergia entrada é destruída devido as irreversibilidades do processo. A distribuição do balanço de exergia da turbina pode ser vista Figura 13.

Figura 13 – Fluxo de exergia na turbina



Após sair da segunda extração da turbina (ponto 4) o vapor é destinado ao condensador. As entradas de exergia desse equipamento evidenciadas na Figura 14 se resumem a extração da turbina, pois o fluido responsável por trocar calor com o vapor da extração está a temperatura e pressão ambiente. Da exergia que entra nesse equipamento, 77,66% é destruída no processo de troca de calor do condensador, 19,98% é transferida ao fluido de resfriamento que sai do condensador e não terá uso efetivo ao sistema, outros 2,35% restantes seguem com o vapor condensado que irá se destinar a bomba 1 antes do desaerador.

Figura 14 – Fluxo de exergia no condensador

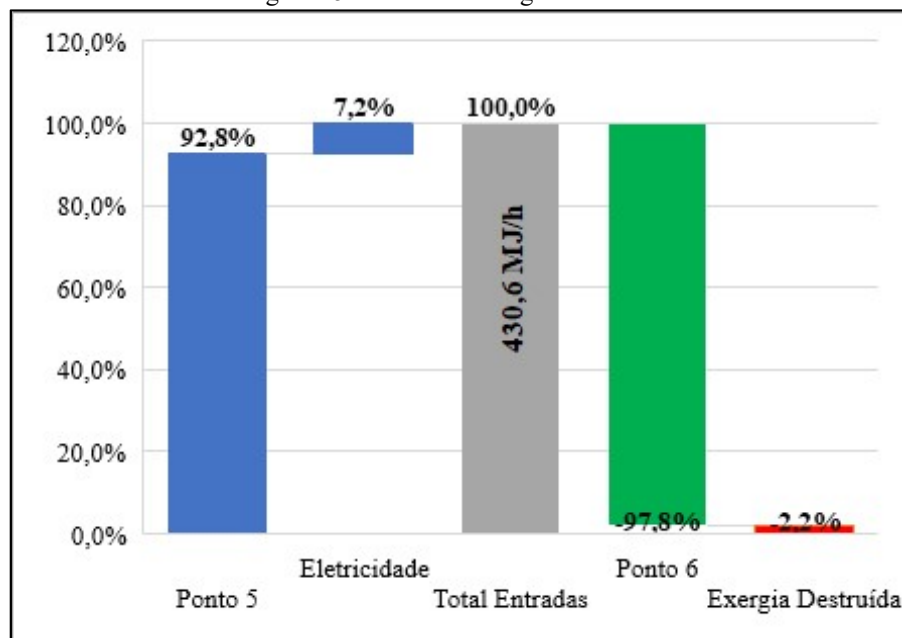


O condensador é o equipamento que possui a proporção de destruição de exergia quando comparado as suas próprias entradas (77,7%), o fato de ser um trocador de calor responsável por realizar a mudança de fase no fluido de trabalho colabora com isso, além de que seu produto (água aquecida de saída) é gerado a uma temperatura relativamente baixa (35,5 °C) em relação ao estado morto, eliminando boa parte da capacidade de realização de trabalho desse fluido. Em um processo de troca de calor, quanto mais as temperaturas se aproximam do estado morto, menor é a disponibilidade de exergia nos produtos do equipamento.

Na bomba 1, que faz a elevação de pressão de todo o escoamento do condensador de 12,97 kPa para 250 kPa a exergia proveniente do condensador soma ao trabalho executado pelo motor da bomba, desse total, apenas 2,2% é destruída e os 97,8% restantes são transferidos ao fluido de trabalho. O fato de as bombas possuírem destruição de exergia tão baixa se deve

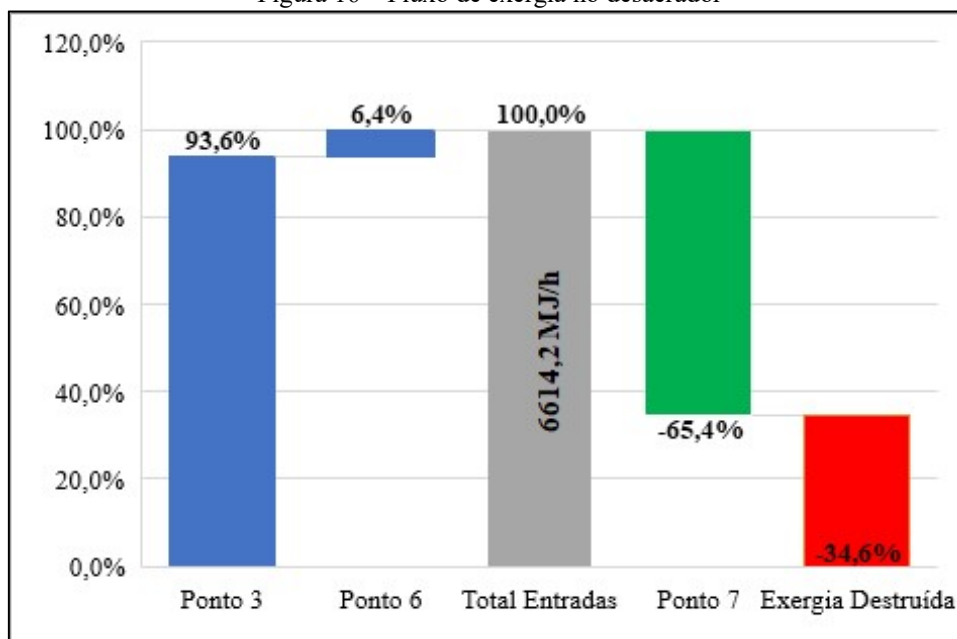
principalmente a modelagem delas, adiabáticas e com eficiência isentrópica de 70%. A distribuição gráfica dos valores de exergia para esse equipamento pode ser observada na Figura 15.

Figura 15 – Fluxo de exergia na bomba 1



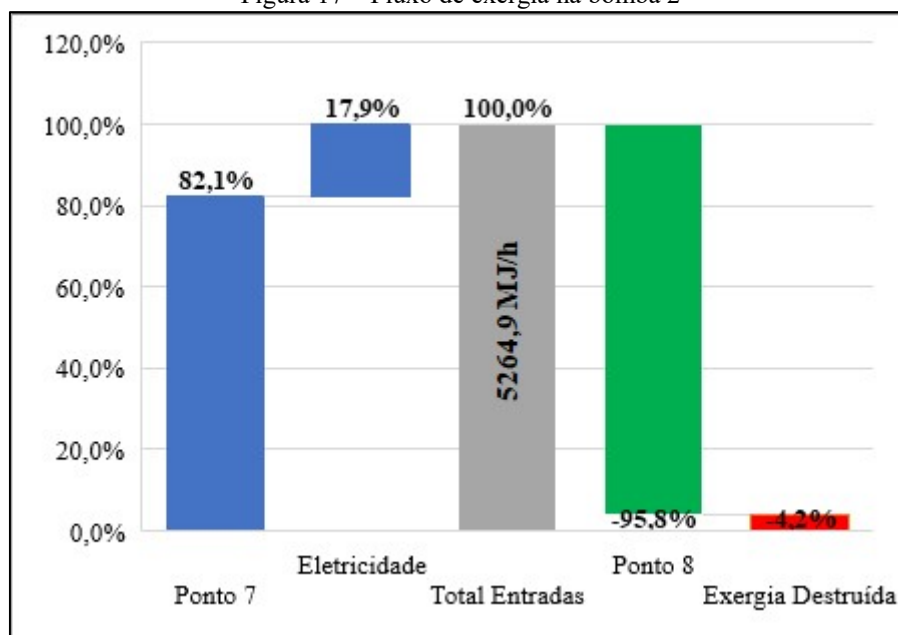
A água, agora pressurizada vai para o desaerador, onde além do fluxo proveniente do ponto 5, também recebe o vapor coletado da primeira saída da turbina (Ponto 3) responsável por 93,6% de toda a exergia de entrada desse equipamento. No processo de desaeração ocorre uma expansão livre do vapor que vem da extração no ponto 3 para ser misturado em um escoamento a baixa pressão e baixa temperatura, essa expansão é em essência um destruidor de exergia, já que o vapor deixa de ser expandido na turbina gerando trabalho. Neste equipamento, 34,6% da exergia de entrada é destruída, e o restante será destinado ao fluido de trabalho que seguirá para a bomba 2. O balanço de exergia do desaerador é exibido na Figura 16.

Figura 16 – Fluxo de exergia no desaerador



No balanço de exergia da bomba 2 exibido na Figura 17, a exergia de saída do desaerador é responsável por 82,1% do total das entradas, os outros 17,9% tem origem na eletricidade fornecida pela bomba. A partir das entradas de exergia no equipamento 95,8% é destinado ao ponto 8, que irá entrar na caldeira e então o ciclo irá se repetir.

Figura 17 – Fluxo de exergia na bomba 2



A eficiência exergetica ε_E expressa a capacidade de um equipamento ou sistema converter seus recursos (combustível) calculados a partir das relações exibidas na Figura 10. De acordo com os dados da Tabela 12, a pior eficiência exergetica é a do condensador. Para esse equipamento, de acordo com a metodologia de BEJAN; TSATSARONIS; MORAN (1996) o fluido a ser condensado é denominado como combustível, ao passo que o produto é a água fria que sai aquecida do condensador. O produto deste equipamento possui baixa exergia, pois opera em uma faixa de temperatura próxima ao estado morto. Após o condensador, o segundo pior equipamento nesse quesito é a caldeira, sendo um comportamento esperado desse tipo de equipamento, pois boa parte da exergia química do combustível é destruída no processo de combustão e transferência de calor.

Tabela 12 - Eficiência Exergeticas e y_D dos Equipamentos

Equipamento	ε_E	y_D
	[%]	[%]
Caldeira	33	66,7
Turbina	76	6,73
Condensador	20	3,33
Bomba 1	72	0,00
Bomba 2	77	0,00
Desaerador	65	0,57

Os valores razão de destruição de exergia y_D exibidos na Tabela 12 são calculados a partir da Eq. (4.15), onde a razão de destruição é obtida a partir da comparação entre a destruição de exergia do equipamento versus o total de exergia de combustível fornecida ao sistema, ou seja, quantifica o quanto da exergia de combustível fornecida ao sistema é destruída naquele equipamento. A soma das taxas de destruição de exergia não deve ser de 100%, uma vez que parte da exergia dos combustíveis é convertida também em trabalho, ou em outro tipo de produto.

Os três maiores responsáveis por destruir a exergia do sistema são a caldeira com 66,7%, seguido da turbina com 6,73% e após esse, o condensador com 3,33%. Embora turbina possua a maior eficiência exergetica dentre os equipamentos do sistema, o fato da turbina ser o segundo maior destruidor de exergia deve-se principalmente a quantidade em valores absolutos de exergia recebida, convertida e destruída nesse equipamento

Para o cálculo da eficiência exergética do sistema, faz-se uso da Eq. (4.14). A eficiência exergética é definida como o quociente da exergia do produto com a exergia do combustível. Como o cálculo é feito para o sistema, nesse caso considera-se sob um ponto de vista mais abrangente o produto como a eletricidade gerada, e os combustíveis como a biomassa da caldeira e eletricidade para as bombas. A eficiência de segunda lei ε_{sis} é exibida na Tabela 13.

Ao comparar as eficiências de primeira e segunda lei do sistema, nota-se que em termos exergéticos, ou seja, analisando a parcela útil da energia, o sistema apresenta 21,7% de eficiência. Ao passo que pela análise de primeira lei de acordo com a Eq. (2.11), de toda a energia presente no sistema, 29,3% é convertida em trabalho.

A eficiência exergética mostra o quão próximo o sistema está de operar na condição de uma máquina de Carnot. Exemplificando: dizer que uma máquina térmica possui uma eficiência exergética de 100% representa que há aproveitamento total de sua energia útil, ou seja, que seu funcionamento seria o mesmo de uma máquina de Carnot operando sob as mesmas condições.

Tabela 13 - Eficiências do Sistema

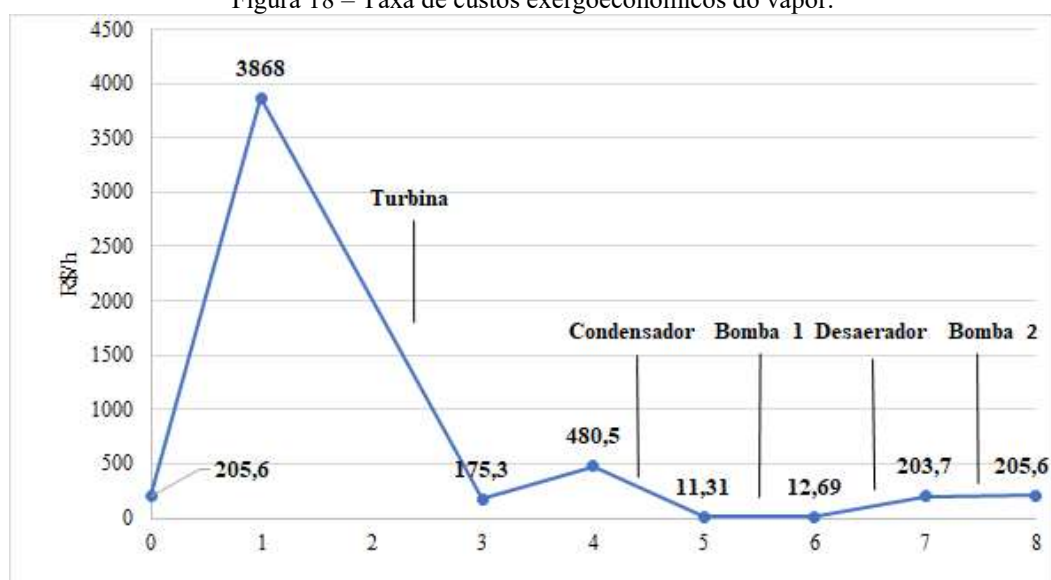
Parâmetro	Valor [%]
η_{sis} (1ª Lei)	29,3 %
ε_{sis} (2ª Lei)	21,7 %

5.3 ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

Ainda sobre os valores da Tabela 11, pode-se observar o fluxo de custos exergoeconômicos do vapor. Este que entra proveniente da bomba 2 a uma taxa de custo de 205,6 R\$/h na caldeira e após receber os custos exergéticos devido ao aumento da exergia do escoamento juntamente com custos não exergéticos como o próprio combustível da caldeira, operação, manutenção e capital de investimento do equipamento, tem sua taxa de custo elevada a 3868 R\$/h. Após entrar na turbina, em sua primeira extração sua taxa de custo é de 175,3 R\$/h, devido a menor vazão mássica de extração, e em sua segunda extração que é direcionada ao condensador sua taxa de custo é de 480,5 R\$/h, onde ocorre a maior parte da vazão de saída da turbina. A diminuição significativa do custo do vapor ao longo da turbina é explicada pela capacidade que a turbina tem de converter a exergia do escoamento em um produto com alto valor agregado como a eletricidade, valor esse que é vendido a concessionária no caso de uma planta termoeleétrica.

Na saída do condensador a taxa de custo exergoeconômico atinge o valor de 11,31 R\$/h por conta da diminuição severa da exergia de saída quando comparada à exergia de entrada (97,65% de queda) que é ilustrada na Figura 14. Após passar pelo condensador, na bomba 1 a taxa de custo exergoeconômico do vapor atinge 12,69 R\$/h e ao entrar no desaerador, que além deste fluxo proveniente da bomba 1 também recebe o fluxo da primeira extração da turbina, tem a taxa de custo exergoeconômico do escoamento de saída elevado a 203,7 R\$/h, e após este equipamento o fluido é pressurizado pela bomba 2 atingindo a taxa de custo exergoeconômico de 205,6 R\$/h logo antes de entrar na caldeira. Após essa etapa o ciclo se repete e pode ser observado na Figura 18.

Figura 18 – Taxa de custos exergoeconômicos do vapor.



Destacam-se na Tabela 14 os valores de eficiência exergética ε_E e taxa de destruição de exergia y_D .

O balanço de custos do sistema apresentado na Tabela 15 demonstra que todos os custos que entraram no sistema na forma de recursos são convertidos em produtos na saída, como a energia gerada pela turbina $\dot{C}_{W,turb}$, e o fluido quente de saída do condensador $\dot{C}_{f_s,cond}$.

Tabela 14 – Valores de Exergia e custos exergeteconômicos.

Equipamento	\dot{E}_F [kJ/h]	\dot{E}_P [kJ/h]	ϵ_E [-]	\dot{E}_D [kJ/h]	Y_d [%]	\dot{C}_F [R\$/h]	\dot{C}_P [R\$/h]	c_F [R\$/kJ]	c_P [R\$/kJ]
Caldeira	3,979E+08	1,316E+08	0,33	2,664E+08	66,7	3332	3662	8,374E-06	2,783E-05
Turbina	1,135E+8	8,661E+07	0,76	2,684E+08	6,73	3212	3556	2,831E-05	4,105E-05
Condensador	1,657E+07	3,391E+06	0,20	1,318E+07	3,33	469,1	496,4	2,831E-05	1,464E-04
Bomba 1	31163	22565	0,72	8598	0,00	0,4698	1,38	1,507E-05	6,119E-05
Bomba 2	940883	721700	0,77	219183	0,00	0,4698	1,91	4,993E-07	2,644E-06
Desaerador	6,615E+06	4,324E+06	0,65	2,291E+06	0,43	188	203,7	2,842E-05	4,711E-05

Tabela 15 - Balanço de Custos do Sistema

Entradas	[R\$/h]	Saídas	[R\$/h]
$\dot{C}_{cald,in}$	3332	$\dot{C}_{W,turb}$	3556
$\dot{C}_{bomba1,in}$	0,4698	$\dot{C}_{fs,cond}$	496,4
$\dot{C}_{bomba2,in}$	0,4698		
$\dot{Z}_{OM,total}$	462,7		
$\dot{Z}_{CI,total}$	256,8		
$\dot{C}_{total,in}$	4052,4	$\dot{C}_{total,out}$	4052,4

Para o cálculo de *payback* do sistema, ao invés do custo de produção da energia $\dot{C}_{W,turb}$, adotou-se o valor de mercado para a venda da energia $\dot{C}_{MWH,venda}$ com o valor de 179,87 R\$/MWh, o equivalente a 4317,60 R\$/h para a planta analisada neste trabalho, o que significa um valor 21,4% maior que o custo de produção $\dot{C}_{W,turb}$ (3556 R\$/h ou 148,14 R\$/MWh). Tomando este valor de referência, o período de Payback para a planta é de 9,66 anos, conforme balanço de caixa exibido na Tabela 16.

Tabela 16 - Balanço de Caixa Baseado no Valor de Mercado do MWh

Entradas	[R\$/h]	Saídas	[R\$/h]
$\dot{C}_{MWH,venda}$	4317,6	$\dot{C}_{F,cald}$	3332
		$\dot{C}_{F,bomba1}$	0,4698
		$\dot{C}_{F,bomba2}$	0,4698
		$\dot{Z}_{OM,total}$	462,7
Caixa_{in}	4317,6	Caixa_{out}	4052,4

Retomando o descrito na seção 4.2.5 sobre processos de otimização, os equipamentos do sistema são ordenados na Tabela 17 de acordo com os valores de $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ em ordem decrescente. A caldeira, turbina e condensador possuem os maiores valores da soma de \dot{Z}_k e $\dot{C}_{D,k}$, e, portanto, são os equipamentos mais importantes do ponto de vista termoeconômico.

Tabela 17 - Indicadores Exergoeconômicos

Equipamento	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ [R\$/h]	R [-]	f [%]	ϵ_E [-]	\dot{E}_D [kJ/h]	y_d [%]	\dot{C}_D [R\$/h]	\dot{Z}_k [R\$/kJ]
Caldeira	2560,37	2,32	12,91	0,33	2,664E+08	66,7	2230,24	330,38
Turbina	1104,12	0,45	31,15	0,76	2,684E+08	6,73	759,91	343,82
Condensador	400,44	4,17	6,81	0,20	1,318E+07	3,33	373,22	27,29
Desaerador	80,81	0,66	19,41	0,65	2,291E+06	0,57	65,11	15,67
Bomba 2	1,55	4,29	92,93	0,77	219183	0,00	0,11	1,49
Bomba 1	1,04	3,06	87,54	0,72	8598	0,00	0,13	0,91

O baixo valor de f para a caldeira e condensador indica que os custos associados a esses equipamentos ocorrem em grande parte devido a destruição de exergia. O valor da variável também sugere que maiores valores de eficiência e menor destruição de exergia podem ser alcançados com o aumento das eficiências destes equipamentos, devem ser alcançados com investimentos nos mesmos. Ainda sobre o condensador, que possui o segundo maior valor da diferença de custo relativo, r , e a menor eficiência exergética do sistema, o mais baixo valor f de todo o sistema sugere que a diminuição na destruição de exergia deste equipamento pode ser uma alternativa economicamente vantajosa ao sistema mesmo que aumente os custos de investimento relacionados a esse equipamento.

Para o caso da turbina, que possui o segundo maior valor de $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$, o valor relativamente alto de f (o segundo maior) sugere que os custos não exergéticos \dot{Z} exercem domínio nesse equipamento, ou seja, valores de Investimento de Capital \dot{Z}_{CI} , e Operação e Manutenção \dot{Z}_{OM} . Para este equipamento a otimização deve ter o viés de reduzir o custo de aquisição e operação e manutenção.

As bombas 1 e 2 possuem os maiores valores de f e figuram entre os maiores valores de r , por esse motivo, deve-se esperar um aumento do desempenho financeiro de todo o sistema a partir da redução do valor de \dot{Z} .

6. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou a análise exergoeconômica de uma planta termoelétrica movida a biomassa com capacidade de 24 MW para produção de energia elétrica. Realizaram-se análises energética, exérgica e exergoeconômica de seus equipamentos e da planta como um todo, bem como cálculo de período para retorno do investimento. Quantificaram-se os custos unitários de exergia de cada fluxo e as taxas de custo dos principais produtos da planta.

O valor do custo da eletricidade obtido na análise exergoeconômica mostrou que o valor de venda da energia praticado no mercado é 21,4% maior que o custo calculado, o que também pode ser entendido como o lucro líquido da operação, valor semelhante ao demonstrado por KONDO (2007) na determinação de índices de desempenho para usinas termoelétricas. Com base no valor de venda da energia, e conseqüente calculou-se um payback de 9,66 anos para a planta.

A metodologia proposta por BEJAN; TSATSARONIS; MORAN (1996) revelou ser uma ferramenta de análise termodinâmica adequada para sistemas térmicos. Uma vez utilizada facilita a determinação das irreversibilidades, identificando os componentes com maior destruição de exergia na planta, permitindo ainda, avaliar as eficiências em cada equipamento, fornecendo uma visão real do processo analisado. Com base nos resultados obtidos verificou-se que a caldeira é o equipamento com maiores destruições exérgicas, seguida da turbina e condensador. Esta informação, juntamente com os indicadores propostos na metodologia podem ser utilizados para aprimorar o desempenho do sistema, direcionando as ações a fim de dar um melhor aproveitamento aos recursos utilizados e um menor período de retorno de investimento.

A utilização de softwares na modelagem termodinâmica da caldeira possibilita a interpretação de forma integrada dos fenômenos que envolvem o funcionamento dessa máquina térmica. Além disso, a utilização de ferramentas computacionais possibilita identificar gargalos no sistema e corrigi-los a um baixo custo, quando comparado com intervenções após o equipamento ter sido fabricado. Pela análise exergoeconômica, a partir dos valores de r e f , foi possível identificar margem para melhorias na caldeira e condensador a partir do aumento da eficiência desses equipamentos, já para turbina e bombas a abordagem recomendada é a de diminuir custos de aquisição, operação e manutenção, mesmo que ocorrendo redução de eficiência.

A partir dos resultados obtidos no trabalho, é aberto o debate para algumas possíveis análises que não foram contempladas por este, deixando abaixo sugestões futuras para serem analisadas:

- Análise experimental, comparando os resultados experimentais com os resultados teóricos deste trabalho, visando a validação das teorias aplicadas.
- O levantamento dos custos reais de cada equipamento envolvido na planta, em vez da estimativa através de correlações de custos utilizada neste trabalho.
- Realizar a análise levando em conta a alteração de parâmetros verificação dos efeitos no rendimento da planta.
- Realizar a otimização termoeconômica a partir das variáveis exibidas na análise, evidenciando os possíveis ganhos.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, P. F. F. **Análise Exergoeconômica de um Ciclo Rankine Orgânico Aplicado em uma Planta de Microgeração**. UFRN, 2018.
- ANNARATONE, D. **Steam Generators: Description and Design**. Ilustrada ed. Berlin: Springer Science & Business Media, 2008.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995.
- BCS. **What Mechanical Engineers Do - Bureau of Labor Statistics**. Disponível em: <<https://www.bls.gov/ooh/architecture-and-engineering/mechanical-engineers.htm#tab-2>>. Acesso em: 8 out. 2018.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. [s.l: s.n.].
- BENETTI, R. **Análise de Sistema de Vapor de Água Saturado com Vistas à Eficiência Energética** Camargo, RS, 2017.
- BIZZO, W. A. **Apostila: Geração, Distribuição e Utilização de Vapor** UNICAMP, , 2003.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. [s.l.] Blucher, 2013.
- BOTELHO, M. HENRIQUE C.; BIFANO, H. M. **Operação de Caldeiras: Gerenciamento, Controle e Manutenção**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2011.
- BOYD, G. A.; GUO, F. Development of ENERGY STAR ® Energy Performance Indicators for Pulp, Paper, and Paperboard Mills. **Department of Economics, Duke University**, 2012.
- CAVALCANTI, E. J. C. **Análise exergoeconômica e exergoambiental**. São Paulo: Blucher, 2016.
- ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- CENTRAIS ELÉTRICAS DE SANTA CATARINA. **Tarifas e Taxas de Energia**. Disponível em: <<https://www.celesc.com.br/tarifas-de-energia#tarifas-vigentes>>. Acesso em: 20 jun. 2020.
- DIAS, R. **Análise Exergoeconômica da Cogeração em Instalações Marítimas Petrolíferas**. UNICAMP, 2017.
- DOS REIS, L. B.; SANTOS, E. C. **Energia elétrica e sustentabilidade: Aspectos tecnológicos, socioambientais e legais**. Barueri - SP: Manole, 2006.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Índice de Custo Benefício (ICB) de Empreendimentos de Geração Termelétrica**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-en/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao->

111/Metodologia%20de%20Calculo%20do%20ICB_R2.pdf. Acesso em: 8 dez. 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Resultado 29º Leilão de Energia Nova (A-4), realizado em 28 de junho de 2019.** Disponível em: <http://www.ccee.org.br/ccee/documentos/CCEE_649032>. Acesso em 8.dez. 2020.

FAO. **Forest products statistics - Food and Agriculture Organization of the United Nations.** Disponível em: <<http://www.fao.org/forestry/statistics/80938@180723/en/>>. Acesso em: 4 out. 2018.

KONDO, N. N. **Determinação Índices de Desempenho de Usinas Termoelétricas.** [s.l.]. Universidade de São Paulo, 2007.

GALANTE, R. M. **Análise termodinâmica de uma planta termoelétrica a biomassa assistida por energia solar.** [s.l.] Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

GALANTE, R. M. **Análise e Otimização Termoeconômica de Sistemas de Geração de Energia por Incineração de Resíduos com Filtro Biológico de Emissões.** [s.l.] Universidade Federal do Paraná, 2019.

GLAUBER ROCHA. **Análise Termodinâmica Termoeconômica E Econômica De Uma Usina Sucroalcooleira.** [s.l.] UNESP, 2010.

GÜLEN, S. C.; SMITH, R. W. Second Law Efficiency of the Rankine Bottoming Cycle of a Combined Cycle Power Plant. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 132, n. 1, 1 jan. 2010.

HARARI, Y. N. **Sapiens - A Brief History of Humankind.** 1. ed. New York: Harper, 2014.

INCROPERA, F. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa** LTC, , 2008.

ISO-13379-1. International Organization for Standardization. **Condition monitoring and diagnostics of machines -- Data interpretation and diagnostics techniques -- Part 1: General guidelines**, p. 1–33, 2012.

LIMA, M. S. R. **Comparação Entre o Sistema CCS e o Solar em um Ciclo Combinado: Análise Exergoeconômica e Exergoambiental.** UFRN, 2019.

MARTINS, G. **Avaliação e Otimização da Transferência de Calor Radiativa em Fornalhas Corrugadas de Geradores de Vapor Fogotubular.** [s.l.] Universidade Federal de Uberlândia, 2014.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balanco Energético Nacional.** [s.l.: s.n.]. Disponível: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-521/Relato%CC%81rio%20Si%CC%81ntese%20BEN%202020-ab%202019_Final.pdf>. Acesso em: 08 dez.2020.

MINISTÉRIO DO TRABALHO. **NR-13 Caldeiras, Vasos de Pressão E Tubulações.** Brasil:

[s.n.]. Disponível em:
<<http://portal.mte.gov.br/data/files/FF80808145B26962014600A0AF41169F/NR-13>
(Atualizada 2014).pdf>.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Fundamentals of engineering thermodynamics: SI version.** [s.l: s.n.].

NOGUEIRA, L. A. H.; ROCHA, C. **Eficiência Energética no Uso de Vapor.** 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

PERA, H. **Geradores de vapor: um compêndio sobre a conversão de energia com vistas à preservação da ecologia.** 2. ed. São Paulo: Editora Fama, 1990.

PROCEL; ELETROBRÁS; FIEP. **Eficiência Energética Na Indústria.** 2009.

SANTOS, R. D. DIAS DOS. **O Uso da Biomassa da Cana-De-Açúcar para Cogeração e Produção de Energia Elétrica: Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica – Estudo de Caso.** [s.l.] Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2014.

SARAN, D. J. **Análise Termodinâmica e Termoeconômica do Aproveitamento do Gás Natural em Sistemas de Cogeração de Energia de Usinas de Açúcar e Álcool.** [s.l.] Unesp, 2010.

SOTOMONTE, C. A. R. **Análise Exergética , Termoeconômica e Ambiental de uma Usina Termoelétrica Supercrítica a Carvão Mineral.** Unifei, v. 1, p. 138, 2009.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes.** New York: Hemisphere, 1988.

THE BABCOCK & WILCOX COMPANY. **Steam, its generation and use.** 41. ed. New York: The Babcock & Wilcox Company, 2015.

UFRGS. **Motores a Vapor.** Disponível em: <<http://www.if.ufrgs.br/~leila/vapor.htm>>. Acesso em: 08 nov.2020.