



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ DOUGLAS ALVES DE LIRA

**ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA USINA DO SETOR
SUCRO-ALCOLEIRO**

João Pessoa

2019

JOSÉ DOUGLAS ALVES DE LIRA

**ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA USINA DO SETOR
SUCRO-ALCOLEIRO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal da Paraíba como requisito à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.
Área de concentração: Termofluidos.

Orientador: Jacques Cesar Dos Santos

João Pessoa

2019

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

L768a Lira, Jose Douglas Alves de.

ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA USINA DO SETOR
SUCROALCOOLEIRO / Jose Douglas Alves de Lira. - João
Pessoa, 2019.

75f. : il.

Orientação: Jacques Cesar dos Santos.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Análise Energética. 2. Análise Exergética. 3. Usina
Cana-de-açúcar. 4. Setor Sucro-alcooleiro. 5.
Cogeração. I. dos Santos, Jacques Cesar. II. Título.

UFPB/BC

JOSÉ DOUGLAS ALVES DE LIRA

**ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA USINA DO SETOR
SUCRO-ALCOLEIRO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal da Paraíba como requisito à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Termoflúidos.

Trabalho aprovado. João Pessoa, 02 de dezembro de 2019:

Jacques Cesar Dos Santos
Orientador

Adriano da Silva Marques
Avaliador Externo

Jean Pierre Veronese
Avaliador Interno

João Pessoa
2019

À minha avó Marlene, que sempre estará viva em minhas lembranças.

AGRADECIMENTOS

Devo meus agradecimentos as seguintes pessoas:

Aos meus pais, José Rozendo (Zito), Flávio Cabral e minhas duas mães, Maria Raquel e Marlene Alves, que sempre me apoiaram nas minhas escolhas. Sem vocês, nada disso seria possível. Ao meu tio Cláudio e Tio João pelas nossas conversas e brincadeiras. As minhas irmãs, Rafaela Alves e Flavia Cabral.

A minha namorada Camilla Melo, por todo apoio e paciência em me suportar até mesmo quando eu não estava me suportando.

Ao meu orientador, Jacques Cesar, sendo um grande amigo me orientando e aconselhando durante uma boa parte da minha vida acadêmica, sentirei saudades das nossas conversas.

Aos meus amigos da graduação: Igor, Israel, Luciano, Matheus e Nikolas, foi ótimo ter vos conhecido.

Ao Superintendente Industrial da usina CRV, Dr. Marcos Coutinho por todo suporte e orientação durante o período em que estive na usina e aos funcionários em especial ao: Bastos, Clodoaldo, Diego, José Donizete, Paulo Almeida, Paulo Filho, Jaime, Sr Mauricio e Sr Ramos. Sem vocês esse trabalho não seria possível.

*"Oh, referee, don't stop the fight
Everyone can see I'm hurt
But I'll stand before conquistadores
Til' I'm champion of the world"*

RESUMO

No presente trabalho foram realizadas as análises através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica de três configurações de cogeração em uma usina do setor sucroalcooleiro. A configuração inicial, representada pelo Caso 1, mostra a configuração atual da usina, constituída por caldeiras de baixa pressão, turbinas de contra-pressão para acionamento dos equipamentos mecânicos e geração de energia elétrica e uma válvula redutora de pressão. Todo o vapor de baixa pressão é usado para fabricação de açúcar e álcool e toda energia elétrica é consumida, nessa configuração há excedente de bagaço. No Caso 2, todo excedente de bagaço é queimado na caldeira e a válvula redutora de pressão é retirada. No Caso 3, todas as turbinas responsáveis pelo acionamento das máquinas foram substituídas por motores elétricos e uma turbina de condensação foi adicionada. Através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica foi possível determinar as eficiências de cada componente e através dos índices comparar todas as configurações. Alterações no sistema mostraram que nos Casos 2 e 3 houve um excedente de energia de 3,38MW e 10,35MW respectivamente e também houve um aumento na eficiência elétrica da Cogeração, sendo no Caso 2 de 1,72% e no Caso 3 de 5,26%. As eficiências da cogeração nos Casos 2 e 3 foram 79,57% e 73,74%. O Caso 2 mostrou ter uma melhor eficiência do ponto de produção de açúcar, enquanto o Caso 3 demonstrou ser a melhor configuração do ponto de vista de geração de energia elétrica. Além disso, foi calculado as destruições de exergia e possível identificar exatamente onde ocorre as maiores irreversibilidades.

Palavras-chave: Análise Energética; Análise Exergética; Usina Cana-de-Açúcar; Setor Sucroalcooleiro; Cogeração;

ABSTRACT

In the present work, analyzes were performed through the First and Second Law of Thermodynamics of three cogeneration configurations in a sugarcane industry plant. The initial configuration, represented by Case 1, shows the current configuration of the plant, consisting of low-pressure boilers, back-pressure turbines to drive mechanical equipment and power generation and a pressure reducing valve. All low pressure steam is used for sugar and alcohol production and all electricity is consumed, in this configuration there is excess bagasse. In Case 2, any excess bagasse is burned in the boiler and the pressure reducing valve is removed. In Case 3, all turbines responsible for driving the machines were replaced by electric motors and a condensing turbine was added. Through the First and Second Law of Thermodynamics it was possible to determine the efficiencies of each component and through the indices compare all configurations. Changes in the system showed that in Cases 2 and 3 there was a power surplus of 3.38MW and 10.35MW respectively and there was also an increase in cogeneration electrical efficiency. In addition, exergy destructions were calculated and it was possible to identify exactly where the greatest irreversibilities occur.

Keywords:Energy analysis; Exergetic analysis; Sugar Cane Power Plant; Sugarcane Industry; Cogeneration;

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Usina CRV	3
Figura 2 – Diagrama T-h da caldeira	10
Figura 3 – Diagrama h-s	11
Figura 4 – Configuração Atual	18
Figura 5 – Configuração 2	19
Figura 6 – Configuração 3	20
Figura 7 – Excedente de energia	27
Figura 8 – Taxa de transferência de Calor na Caldeira	28
Figura 9 – Comparação entre os rendimentos da Caldeira pela Primeira e Segunda Lei .	29
Figura 10 – Destruição de exergia por equipamento dos Casos 1, 2 e 3	30
Figura 11 – Exergia Total, Aproveitada e Destruída para todos os casos	30
Figura 12 – Exergia total e Destruída nas turbinas de todos os Casos	31
Figura 13 – Parâmetros de Desempenho	35
Figura 14 – Parâmetros de Desempenho dos Sistemas	36
Figura 15 – Comparação dos Rendimentos do ciclo pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para todos os Casos	37
Figura 16 – Representação do Volume de Controle da Caldeira	43
Figura 17 – Representação do Volume de Controle do Picador - Diagrama T-s	45
Figura 18 – Representação do Volume de Controle do Desfibrador e Diagrama T-s . . .	46
Figura 19 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Primeiro Terno e Dia- grama T-s	47
Figura 20 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Segundo e Terceiro Terno e Diagrama T-s	48
Figura 21 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Quarto e Quinto Terno e Diagrama T-s	50
Figura 22 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Sexto Terno e Diagrama T-s	51
Figura 23 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Sexto Terno e Diagrama T-s	52
Figura 24 – Consumo De vapor da Destilaria	56
Figura 25 – Consumo de vapor da Destilaria	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros e características do bagaço	16
Tabela 2 – Parâmetros operacionais da industria - Caso 1	21
Tabela 3 – Parâmetros operacionais da industria - Caso 2	22
Tabela 4 – Parâmetros operacionais da industria - Caso 3	23
Tabela 5 – Eficiência e consumo de vapor das turbinas	24
Tabela 6 – Rendimento e consumo de vapor dos casos	24
Tabela 7 – Eficiência termodinâmica pela Segunda Lei e o consumo específico de vapor para todos os casos	25
Tabela 8 – Características das Turbinas - Caso 1	26
Tabela 9 – Características das Turbinas - Caso 2	26
Tabela 10 – Características das Turbinas - Caso 3	26
Tabela 11 – Características de desempenho da Caldeira	27
Tabela 12 – Parâmetros pela Primeira Lei	32
Tabela 13 – Rendimentos através da Primeira Lei	33
Tabela 14 – Parâmetros pela Segunda Lei	33
Tabela 15 – Rendimentos Termodinâmicos	34

LISTA DE SÍMBOLOS

$\delta\dot{Q}_{v.c.}$	Taxa líquida do fluxo de calor em (kW)
$\delta\dot{W}_{v.c.}$	Trabalho mecânico em (kW);
h_e	Entalpia de entrada em (kJ/kg);
h_s	Entalpia de saída em (kJ/kg);
V_e	Velocidade da vazão mássica em (m/s);
V_s	Velocidade da vazão mássica em (m/s);
g	Gravidade em (m/s ²);
Z_e	Cota da entrada da vazão mássica em (m);
Z_s	Cota da saída da vazão mássica em (m);
η_{global}	Rendimento pela Primeira Lei;
ε	Rendimento pela Segunda Lei;
\dot{m}	Vazão mássica em (kg/s);
EUF	Fator de Utilização de Energia
RPC	Relação Potência e Calor
β	Frações de massa dos componentes químicos do bagaço (%);
Z_j	Frações de massa dos diferentes elementos (%);
Z_{agua}	Fração em massa de água do bagaço (%);
L_{agua}	Entalpia de vaporização da água (kJ/kg);
b_{agua}	Exergia química da água (kJ/kg);
\dot{B}_{dest}	Taxa de exergia que vai para o processo de fabricação de alcool (kW);
\dot{B}_{fab}	Taxa de exergia que vai para o processo de fabricação de açúcar (kW);
\dot{B}_d	Taxa de destruição de exergia
b_{bagaco}	Exergia específica do bagaço (kJ/kg);
h_0	Entalpia para o estado morto (kJ/kg);
s_0	Entropia para o estado morto (kJ/kg × K);

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Introdução	1
1.2	USINA CRV	2
1.2.1	Recepção, Preparo e Extração da Cana-de-Açúcar	2
1.3	Objetivos	3
1.3.1	Objetivo Geral	3
1.3.2	Objetivos Específicos	3
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.1	Conceitos Termodinâmicos	4
2.2	Balço de massa	4
2.3	Balço de energia	5
2.4	Análise Exergética	6
2.5	Balço de Exergia	6
3	METODOLOGIA	9
3.1	Avaliação Através da Primeira Lei da Termodinâmica	9
3.1.1	Caldeira	9
3.1.2	Turbina	9
3.1.3	Bomba	11
3.1.4	Destilaria e Fabricação de Açúcar	11
3.1.5	Rendimento Global pela Primeira Lei	12
3.2	Índices de Desempenho Baseados na Primeira Lei	12
3.2.1	Fator de Utilização de Energia (EUF)	12
3.2.2	Relação Potência e Calor	13
3.3	Análise Exergética dos Componentes	13
3.3.1	Caldeira	13
3.3.2	Turbina	14
3.3.3	Bomba	15
3.3.4	Destilaria e Fabricação de Açúcar	15
3.3.5	Rendimento Exergético da Co-Geração	15
4	APRESENTAÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO	16
4.0.1	Configuração Atual - Caso 1	16
4.0.2	Caso 2	17
4.0.3	Caso 3	17
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	21

5.1	Resultados através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica	21
5.1.1	Parâmetros operacionais da industria do Caso 1	21
5.1.2	Parâmetros operacionais da industria - Caso 2	22
5.1.3	Parâmetros operacionais da industria - Caso 3	23
5.1.4	Resultados das turbinas	24
5.1.5	Caldeira	27
5.1.6	Destruição de Exergia	29
5.2	Eficiência energética e exergética da cogeração	31
5.2.1	Caso 1	31
5.2.2	Caso 2	32
5.2.3	Caso 3	32
5.3	Comparação entre os Casos 1, 2 e 3	32
6	CONCLUSÃO	38
	REFERÊNCIAS	39
	APÊNDICES	41
	APÊNDICE A – CALCULOS REALIZADOS PARA REALIZAÇÃO DO TRABALHO	42
A.1	Análise Energética e Exergética - Caso 1	42
A.1.1	Balanco de Energia e Exergia	42
A.1.2	Caldeira	42
A.1.3	Turbinas	44
<i>A.1.3.1</i>	<i>Turbina do Picador</i>	<i>44</i>
<i>A.1.3.2</i>	<i>Turbina Desfibrador</i>	<i>45</i>
<i>A.1.3.3</i>	<i>Turbina do Primeiro Terno</i>	<i>46</i>
<i>A.1.3.4</i>	<i>Turbina do Segundo e Terceiro Terno</i>	<i>48</i>
<i>A.1.3.5</i>	<i>Turbina do Quarto e Quinto Terno</i>	<i>49</i>
<i>A.1.3.6</i>	<i>Turbina do Sexto Terno</i>	<i>50</i>
<i>A.1.3.7</i>	<i>Turbina do Gerador</i>	<i>51</i>
A.1.4	Valvula Redutora de Pressão	53
A.1.5	Dessuperaquecedor	53
A.1.6	Destilaria	54
A.1.7	Fabricação de Açúcar	54

ANEXOS	55
ANEXO A – INFORMAÇÕES GERAIS DAS TURBINAS E CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR DA DESTILARIA	56
ANEXO B – CONTROLE DE TEMPERATURA E DADOS DE PER- FORMANCE DA CALDEIRA	59

1 INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

Encontram-se inúmeros livros clássicos sobre análise energética e exérgica, entre eles podem ser citados: Kotas (2013), Wylen, Sonntag e Borgnakke (2006) e Bejan *et al.* (2016). Além desses livros, será apresentado imediatamente, alguns trabalhos que auxiliaram como Referência no desenvolvimento deste trabalho.

Kamate e Gangavati (2009) realizaram um estudo sobre análise energética e exérgica de uma planta industrial, com uma moagem média diária de 2500 toneladas de cana por dia. Com duas configurações diferentes, usando turbina de contra-pressão e turbina de condensação com extração controlada. A análise foi feita para uma extensa variedade de condições de vapor. A usina necessita de uma vazão de 14,45 kg/s de vapor para atender a demanda da planta industrial. Entretanto, a planta industrial operando com turbina de contra-pressão produz a vazão de vapor necessária para atender a demanda com menos consumo de bagaço, gerando assim um excedente. A planta industrial trabalhando com a turbina de condensação com extração controlada pode gerar a vazão de vapor necessária para suprir a demanda e usar o excesso de bagaço disponível para vender energia. A partir dos dados apresentados por Kamate e Gangavati (2009) foi possível determinar as eficiências pela primeira e Segunda Lei. A turbina de contra-pressão apresenta uma eficiência energética maior que a turbina de condensação. Contudo, esse parâmetro não diz nada a respeito da qualidade da energia, pois considera que todo calor foi transformado em energia, desconsiderando as irreversibilidades. Para uma melhor observação deve-se aliar a análise pela primeira com a Segunda Lei. A maior eficiência exérgica e de ciclo da turbina de contra-pressão foi 0,344 e 0,346 respectivamente, para a turbina de condensação foi 0,293 e 0,551. Segundo Kamate e Gangavati (2009) a turbina de contra-pressão apresenta a configuração mais eficiente do ponto de vista de suprir a necessidade da demanda de vapor da indústria. Do ponto de vista de geração de energia elétrica para distribuição na rede, a configuração operando com turbina de condensação por extração controlada tem um rendimento de ciclo maior. Portanto, a escolha da configuração da planta dependerá se há intenção ou não de vender energia para a rede.

Dogbe, Mandegari e Görgens (2018) estudou o processo de produção de açúcar de cana através da Segunda Lei da Termodinâmica a fim de identificar componentes ineficientes para melhorias. Foi utilizado o software Aspen Plus® tendo como objetivo a análise de exergia de uma usina moendo uma média de 250 toneladas de cana por hora. Os resultados mostraram que apenas 23,4% da produção de exergia da usina de açúcar sai do processo por meio de fluxos de produtos, 3,5% foram perdidos por fluxos de resíduos, enquanto 73,1% foram destruídos no processo. A caldeira é o componente que apresenta a maior destruição de exergia Dogbe, Mandegari e Görgens (2018). Através do diagrama de Grassmann apresentou uma contabilidade visual da exergia de cada componente do processo. As irreversibilidades nos processos de extração, evaporação e cristalização representa 24,70%, 23,82%, 79,46% respectivamente. Os processos

reais são caracterizados por fenômenos que geram irreversibilidades como por exemplo: Atritos, reações químicas espontânea, transferência de calor por diferenças finitas etc.

Silva *et al.* (2019) a partir de uma revisão bibliográfica, apresentou conceitos importantes para o setor sucroalcooleiro, e aplicabilidade da cogeração a partir do uso da biomassa (palha e bagaço da cana) no processo de geração de energia térmica, mecânica e elétrica, visando um aumento na lucratividade e aproveitamento da matéria-prima de baixo custo.

1.2 USINA CRV

Usina está localizada na cidade do Carmo do Rio Verde, no estado de Goiás, 76340-000 conhecida popularmente como CRV industrial (Carmo do Rio Verde). A usina tem com principal atividade a produção de açúcar, etanol e Energia. É produzido açúcar do tipo cristal, álcool anidro e hidratado. Atualmente a usina tem uma moagem média diária de 9 mil toneladas cana, com a previsão de 180 dias de safra. Estima-se que uma tonelada de cana rende em média 80 litros de etanol e 104kg de açúcar. A empresa tem uma rígida questão de qualidade para produção de açúcar e álcool, buscando atender a exigência do mercado e satisfação do do cliente. A empresa conta com certificações como ISO 22000, FSSC 22000 e a certificação BONSUCRO. Há também os programas de qualidade como 5S, BPF e APPCC.

FSSC 22000 é uma certificação internacional que tem como propósito a segurança dos alimentos e a gestão de riscos. Empresas que apresentam esse certificado tem uma ótima reputação no mercado e há uma agregação de valor no seu produto. Aliado a FSSC 22000 a empresa também conta com a certificação ISO 22000 que tem como qualidade o sistema de gestão da segurança de alimentos. Acertificação BONSUCRO tem como finalidade a produção sustentável da cana-de-açúcar. Empresas como Coca-cola e Heineken são clientes da usina CRV na compra de açúcar. Esses grandes empresas optam por produtos de alta qualidade e exigem essas certificações para adquirir o produto.

1.2.1 Recepção, Preparo e Extração da Cana-de-Açúcar

A recepção tem como finalidade limpeza, pesar e aferir a quantidade de açúcares na cana. Primeiramente a cana é pesada, em seguida é retirado de uma amostra por sondagem para verificar a quantidade de açúcares totais na cana pra então poder ir para as mesas com uma inclinação de 27° e 45° respectivamente. Nessas mesas é onde é feito a lavagem da cana. Segundo Hugot (1969) deve-se evitar lavar a cana picada evitando diminuir a quantidade de açúcares.

Na fase de preparo a abertura das células é feita para facilitar o trabalho da extração. Na primeira fase do preparo a cana é picada de forma uniforme, em seguida passa pelo tambor alimentador para enviar ao desfibrador, nessa fase é onde ocorre a retirada da fibra presente no material, em seguida a cana passa no espalhador e pelo eletroíma para retirar partículas metálicas do processo.

É na fase de extração que reduz a umidade do bagaço através da extração do caldo para fabricação e destilaria. A cana passa pelos ternos das moendas, totalizando 6, e tem o produto final o caldo e o bagaço que é enviado à caldeira. O caldo quando extraído vai para o tanque de caldo misto e em seguida é bombeado para a peneira rotativa. O bagaço presente no caldo é retornado através de um sem-fim para as moendas e o caldo é enviado para a segunda peneiração, que é feita na peneira vibratória. O caldo resultante da peneira vibratória irá para a fabricação de açúcar e álcool.

Figura 1 – Usina CRV



Fonte: CRV Industrial

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Os objetivos gerais deste trabalho é analisar sob o ponto de vista da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica o processo de co-geração no setor sucroalcooleiro, analisar as eficiências dos equipamentos e analisar alternativas energéticas para o aumento da geração de energia elétrica.

1.3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Calcular as eficiências termodinâmica dos equipamentos pela Primeira e Segunda Lei;
- Local onde ocorre as maiores destruição de exergia;
- Propor modificações afim de aumentar a geração de energia elétrica;
- Analisar o rendimento global pela Primeira e Segunda Lei;
- Analisar a eficiência elétrica da cogeração;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A fundamentação teórica para prever as análises através da primeira e Segunda Lei da Termodinâmica foi baseada na leitura de autores como Kotas (2013), Wylen, Sonntag e Borgnakke (2006).

2.1 Conceitos Termodinâmicos

A análise energética é o método mais tradicional de determinar as informações de um processo Kotas (2013, p.xvii). O rendimento dos equipamentos, assim como desempenho global podem ser determinado através da Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei é frequentemente usada para análise de rendimentos, entretanto apresenta algumas limitações. Segundo Kotas (2013, p.7) a Primeira Lei trata das quantidades de energia transferida de várias formas entre o sistema e seus arredores, trata das transformação de calor em energia de forma equivalente, ou seja, trata apenas da quantidade da energia desconsiderando as irreversibilidades do processo (i.e., qualidade da energia). Entretanto, a análise pela Segunda Lei da Termodinâmica é capaz de identificar as magnitudes e qual equipamento ocorre as destruições de exergia e o uso ineficiente dos recursos, ou seja, trata da qualidade da energia.

Para proceder as análises, é necessário realizar o balanço de massa, energia e exergia. Em seguida, é possível calcular as eficiências energética e exergética, calcular o trabalho disponível, trabalho perdido e as irreversibilidades.

Neste trabalho os seguintes pressupostos foram adotados para a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica: Cada componente é considerado como um volume de controle operando em Regime Estacionário, ou seja, não há variação das propriedades com o tempo. Portanto, isso implica que não há variação da massa, energia e exergia com o tempo. Energia cinética e potencial são desprezíveis. A turbina é considerada adiabática (i.e., o calor dissipado para o meio é desprezível em relação ao trabalho de eixo produzido). A caldeira não realiza trabalho.

Nos processos ideais são considerados que as transformações de estado são isentrópicas, ou seja, são completamente reversíveis. Entretanto, os processos reais são caracterizados por fenômenos que geram irreversibilidades. Isso inclui dissipação de calor devido atrito com sólido ou fluido, transferência de calor sobre diferenças finitas de temperaturas, expansão irrestrita e equilíbrio de temperatura nas misturas Dogbe, Mandegari e Görgens (2018).

2.2 Balanço de massa

A lei da conservação de massa para volume de controle trata dos fluxos de massa de entrada e saída do objeto de estudo como mostrado na Equação 2.1

$$\text{Taxa de variação} = \text{Vazão de massa que entra} - \text{Vazão de massa que sai} \quad (2.1)$$

A taxa de variação com o tempo pode ser diferente de zero se a vazão de massa na entrada for maior que a vazão de massa na saída. Se houver diversos escoamentos entrando no volume de controle a Equação 2.1 pode ser reescrita como:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2.2)$$

Onde os itens abaixo representam :

- \dot{m} : Vazão mássica em (kg/s)
- e: Entrada
- s: Saída

A Equação 2.2 estabelece que a variação de massa no tempo é igual ao somatório das massas de entrada no volume de controle menos a somatória de massa na saída do volume de controle. Entretanto, neste estudo é considerado que o volume de controle opera em Regime Estacionário, ou seja, isto implica dizer que não há acúmulo de massa no sistema e que a variação da massa com o tempo é igual a zero. A Equação 2.2 pode ser representada como:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2.3)$$

A Equação 2.3 determina que o somatório dos fluxos de entrada no volume de controle é igual ao somatório de massa na saída.

2.3 Balanço de energia

o balanço de energia para volume de controle é representado pela Equação 2.4

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \delta \dot{Q}_{v.c.} - \delta \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \times \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \times \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (2.4)$$

A Equação 2.4 representa o balanço de energia para volume de controle operando em regime transiente, ou seja, quando há variação das propriedades com o tempo. O balanço estabelece que a variação da energia no volume de controle com o tempo é determinada pela taxa líquida do fluxo de calor no volume de controle, o trabalho mecânico realizado no volume de controle e aos fluxos de energias do sistema. Entretanto, neste trabalho é considerado que o volume de controle opera em Regime Estacionário. Portanto, a Equação 2.4 pode ser reescrita como:

$$\delta\dot{Q}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \times \left(h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e \right) = \sum \dot{m}_s \times \left(h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s \right) + \delta\dot{W}_{c.v.} \quad (2.5)$$

Onde:

- $\delta\dot{Q}_{v.c.}$: Taxa líquida do fluxo de calor em (kW)
- $\delta\dot{W}_{c.v.}$: Trabalho mecânico em (kW);
- h_e : Entalpia de entrada em (kJ/kg);
- h_s : Entalpia de saída em (kJ/kg);
- V_e : Velocidade da vazão mássica em (m/s);
- V_s : Velocidade da vazão mássica em (m/s);
- g : Gravidade em (m/s²);
- Z_e : Cota da entrada da vazão mássica em (m);
- Z_s : Cota da saída da vazão mássica em (m);

As devidas considerações devem ser adotadas dependendo do equipamento a ser analisado.

2.4 Análise Exergética

A exergia é o trabalho teórico máximo, ou seja, é a maior quantidade de energia possível que se pode converter em trabalho útil pelas interações do sistema com o ambiente. A exergia não é conservada e sim destruída devido as irreversibilidades.

Desta forma, qual seria o valor teórico máximo produzido por esse sistema? o que impede a realização do trabalho máximo teórico? onde ocorre as maiores irreversibilidades? A Segunda Lei da Termodinâmica, aliada a Primeira lei determina o que impede a realização de tal trabalho e determina exatamente onde ocorre as maiores irreversibilidades.

2.5 Balanço de Exergia

A Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle pode ser representado pela Equação 2.6

$$\frac{dS_{v.c.}}{dt} = \dot{S}_{ger,v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s \quad (2.6)$$

Operando em Regime Estacionário a Equação 2.6 pode ser reescrita como:

$$\dot{S}_{ger,v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,j}}{T_j} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (2.7)$$

Onde:

- $S_{v.c.}$: Geração de entropia em (kJ/kg· K);
- T_j : Temperatura da superfície do volume de controle em (K);
- s_e : Entropia específica na entrada do volume de controle em (kJ/kg· K);
- s_s : Entropia específica na saída do volume de controle em (kJ/kg· K);

O processo isoentrópico é caracterizado quando a entropia do sistema permanece constante, ou seja, Adiabático e reversível. Entretanto sistemas reais são caracterizados por fenômenos que aumentam a entropia devido as irreversibilidades do sistema. Entre esses fenômenos pode-se citar: dissipação de calor através do atrito, reação química espontânea, transferência de calor através de diferenças finitas de temperaturas e etc;

Segundo Kotas (2013, p,37) a exergia de um fluxo constante de matéria é igual à quantidade máxima de trabalho obtida, quando o fluxo é trazido de seu estado inicial para o estado morto. A exergia de fluxo (b) é representado na Equação 2.8

$$b = \left(h - T_0 \cdot s + \frac{V^2}{2} + g \cdot Z \right) - (h_0 - T_0 + g \cdot Z_0) \quad (2.8)$$

O balanço de exergia para um volume de controle pode ser representado pela Equação 2.9

$$\frac{dB_{v.c.}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j - \dot{W}_{v.c.} + \sum m_e \cdot b_e - \sum m_s \cdot b_s - \dot{B}_d \quad (2.9)$$

Onde:

- T_0 : Temperatura do estado morto (K);
- T_j : Temperatura superficial do volume de controle (K);
- \dot{Q}_j : Taxa de transferência de calor (kW)
- $\dot{W}_{v.c.}$: Potência (kW);
- b_e : Exergia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);
- b_s : Exergia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);
- \dot{B}_d : Taxa de destruição de exergia (kW)

Considerando que o sistema opera em Regime Estacionário e existe apenas uma entrada e uma saída, a Equação 2.9 pode ser reescrita como:

$$\dot{B}_d = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \times \dot{Q}_j - \dot{W}_{v.c.} + \dot{m} \times (b_e - b_s) \quad (2.10)$$

A taxa de destruição de exergia \dot{B}_d é calculado pela Equação 2.11

$$\dot{B}_d = \dot{m}[(h - h_0) - T_0 \times (s - s_0)] \quad (2.11)$$

A equação geral para destruição de exergia pode ser calculada, segundo Li (1995 apud SAINT-MARTIN, 2005) como:

$$\dot{B}_d = \sum \dot{B}_{entrada} - \sum \dot{B}_{saida} - \dot{B}_{calor} - \dot{B}_w \quad (2.12)$$

Dividido a Equação 2.11 pela vazão mássica, tem-se a equação da exergia específica. As equações Equação 2.13 e Equação 2.14 representam a taxa de exergia na entrada e saída respectivamente.

$$\dot{B}_{entrada} = \dot{m} \times [(h_e - h_0) - T_0(s_e - s_0)] \quad (2.13)$$

$$\dot{B}_{saida} = \dot{m} \times [(h_s - h_0) - T_0(s_s - s_0)] \quad (2.14)$$

Neste trabalho foi considerado a temperatura e pressão ambiente como estado de referência. $T_0 = 25^\circ C$ e $p_0 = 101,3 kPa$. Portanto, para a água como fluido tem-se:

- h_0 : Entalpia para o estado morto (105 kJ/kg);
- s_0 : Entropia para o estado morto (0,367 kJ/kg);

3 METODOLOGIA

3.1 Avaliação Através da Primeira Lei da Termodinâmica

Será demonstrado a metodologia, as considerações que foram tomadas para o balanço de energia e exergia de cada equipamento.

3.1.1 Caldeira

O rendimento energético da caldeira deve considerar a energia associada ao bagaço da cana-de-açúcar e a energia disponível para mudança de fase devido à combustão. As devidas considerações foram adotadas: De acordo com Saint-Martin (2005) a caldeira não realiza trabalho, uma vez que a dilatação térmica comparada à quantidade de calor é desprezível. O equipamento opera em Regime Estacionário e as variações de energia cinética e potencial foram desprezadas. Deste modo, a Equação 2.5, juntamente com a Equação 2.3 pode ser reescrita como:

$$\delta\dot{Q}_t = \dot{m}_{H_2O} \times (h_{saida} - h_{entrada}) \quad (3.1)$$

onde $\delta\dot{Q}_t$ é a transferência de calor necessária para realizar a transformação da fase líquida para vapor superaquecido. A taxa de transferência de calor fornecido pelo bagaço da cana-de-açúcar, pode ser calculado através da Equação 3.2

$$\delta\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{combustivel} \times PCI_{combustivel} \quad (3.2)$$

A eficiência através da Primeira Lei pode ser determinada como sendo a razão entre a quantidade de energia necessária para realizar a mudança de fase do estado líquido para vapor superaquecido e a quantidade de calor cedido pelo combustível representado pela Equação 3.3:

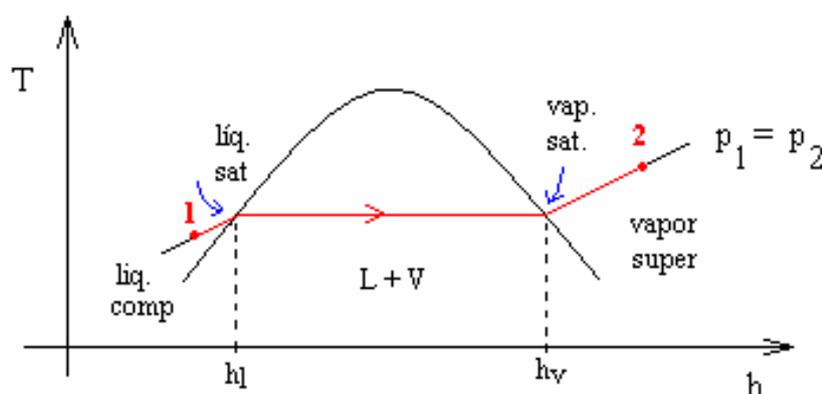
$$\eta = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{m}_{H_2O} \times (h_{saida} - h_{entrada})}{\dot{m}_{combustivel} \times PCI_{combustivel}} \quad (3.3)$$

A Figura 2 representa o calor cedido do combustível para realizar a mudança de fase. A água entra no estado de líquido comprimido a uma certa pressão e temperatura (estado 1) e sai no estado de vapor superaquecido (estado 2). A linha vermelha representa a isobárica. A região de título (líquido + vapor) está entre a entalpia líquidas h_l e a entalpia de vapor satura h_v

3.1.2 Turbina

O rendimento energético da turbina deve considerar o trabalho gerado pela turbina, sendo mecânico caso o acionamento do equipamento esteja acoplado a turbina, ou elétrico, caso esteja acoplado a um gerador. O trabalho isoentrópico com base nas mesmas condições do estado real também deve ser considerado para análise de rendimento. O processo é isoentrópico quando

Figura 2 – Diagrama T-h da caldeira



Fonte: Saint-Martin (2005)

não há aumento da entropia, isto é, Adiabático e reversível. As devidas considerações foram adotadas: A vazão mássica são iguais na entrada e saída do volume de controle. O equipamento opera em Regime Estacionário e as variações de energia cinética e potencial foram desprezadas. Sendo assim, a Equação 2.5 pode ser reescrita como:

$$W_{Real} = \dot{m}_e \times (h_e - h_{sReal}) \quad (3.4)$$

A Figura 3 expressa o diagrama h-s da turbina. O processo $1 - 2_a$ mostra o processo real, onde há aumento da entropia devido as irreversibilidades. O processo $1 - 2_s$ demonstra o processo isoentrópico, ou seja, o processo onde a entropia é constante durante toda a expansão. As pressões de entrada e saída são representadas pelas isobaricas P_1 e P_2 respectivamente. W_a é o trabalho real e W_s é o trabalho reversível.

Saint-Martin (2005) e Kamate e Gangavati (2009), realizaram seus estudos utilizando a eficiência isoentrópica da turbina, representado por η sendo a razão entre o trabalho real produzido pelo trabalho ideal.

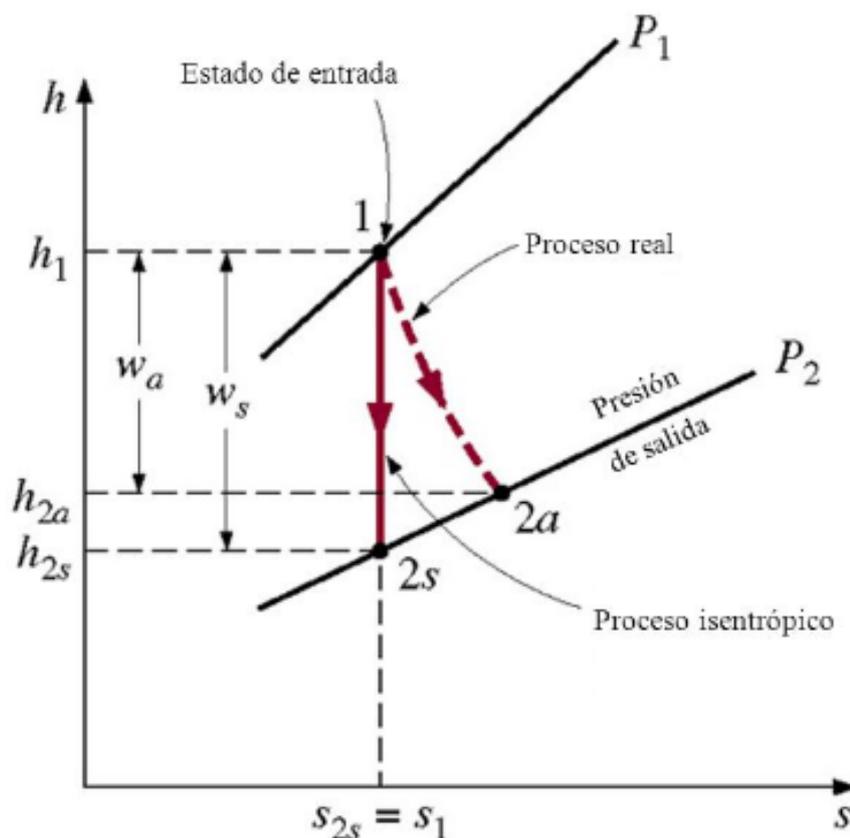
$$\eta = \frac{W_{real}}{W_{reversivel}} = \frac{h_e - h_{sReal}}{h_e - h_{2s}} \quad (3.5)$$

A Equação 3.5 compara o trabalho real produzido pela turbina com as interações de trabalho associadas ao dispositivo reversível. De acordo com SEARS F.W. (1969 apud SAINT-MARTIN, 2005), a maioria das turbinas apresenta mais de um estágio. Entretanto, as relações desenvolvidas para a turbina de estágio simples são igualmente válidas para qualquer turbina considerada como um todo Saint-Martin (2005)

O excedente de energia é determinado pela equação:

$$ex = \dot{W}_{Produzido} - \dot{W}_{Consumido} \quad (3.6)$$

Figura 3 – Diagrama h-s



Fonte: Çengel *et al.* (2006)

3.1.3 Bomba

A bomba, através da adição de trabalho de eixo eleva a pressão do fluido. As considerações para a bomba são: Energia cinética e pontencial desprezadas. Bomba é Adiabática e opera em Regime Estacionário. Segundo Fiomari (2004) para a bomba, a relação é inversa a da turbina. Portanto o rendimento da bomba pode ser expressa através da Equação 3.7

$$\eta = \frac{W_{rev}}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_e}{h_{sReal} - h_e} \quad (3.7)$$

3.1.4 Destilaria e Fabricação de Açúcar

Na destilaria e Fabricação, o vapor de baixa pressão é aproveitado para evaporar a água do caldo. Na destilaria segundo Marquini *et al.* (2007) o vapor vivo deve chegar numa temperatura de 112°C pra garantir o esgotamento da fase líquida, com transferência de praticamente todo etanol pra fase de vapor. Na fabricação segundo Machado (2016) o caldo tratado contém cerca de 85% de água, que é então, evaporada até que se atinja 40% em água, tornando-se um xarope grosso e amarelado. Portanto, para análise Termodinâmica da destilaria e fabricação de açúcar ambas são consideradas como evaporadores, tendo como função alterar a fase do flúido de líquido para vapor. As considerações para ambas são: Energia cinética e potêncial desprezíveis,

Regime Estacionário, não realiza trabalho. Portanto a equações para transferência de calor na destilaria pode ser apresentada pela Equação 3.8

$$\dot{Q}_{dest} = \dot{m} \times (h_{entrada} - h_{saida}) \quad (3.8)$$

e na fabricação de açúcar podem ser representadas através das Equação 3.9 respectivamente

$$\dot{Q}_{fab} = \dot{m} \times (h_{entrada} - h_{saida}) \quad (3.9)$$

3.1.5 Rendimento Global pela Primeira Lei

A eficiência através da Primeira Lei da Termodinâmica é calculada através da razão entre trabalho líquido e o calor fornecido pela caldeira Saint-Martin (2005).

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{liquido}}{\dot{m}_{bagaco} \times PCI_{bagao}} \quad (3.10)$$

Entretanto, para uma avaliação completa em usinas do setor sucroenergético deve ser considerada toda energia elétrica ou mecânica gerada e a energia térmica útil e perdida Fiomari (2004). Deste modo, a Equação 3.10 pode ser reescrita como:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ele} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_{dest} + \dot{Q}_{fab} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{m}_{bagaco} \times PCI_{bagao}} \quad (3.11)$$

Onde \dot{W}_{ele} é a potência elétrica e \dot{W}_{mec} é a potência mecânica. Este índice representa a energia líquida aproveitada a partir da queima do bagaço na caldeira, pois considera a energia útil e as perdas no ciclo termodinâmico.

3.2 Índices de Desempenho Baseados na Primeira Lei

A fundamentação teórica para prever os índices de desempenho baseados na Primeira Lei foi baseada na leitura de autores como: Kotas (2013), Fiomari (2004), Shimer (2006) e Uchôa *et al.* (2006). Esses índices são importantes para comparar os sistemas de coogeração e distinguir as vantagens entre as configurações adotadas.

3.2.1 Fator de Utilização de Energia (EUF)

Segundo Kotas (2013) o Fator de utilização de energia é um importante índice para determinar a eficiência de coogeração da planta. Este parametro é uma relação entre a potência gerada na planta (elétrica ou mecânica) e todo calor aproveitado no ciclo correspondente a energia disponível no combustível gasto para geração do vapor.

$$EUF = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{Q}_{util}}{\dot{m}_{bagaco} \times PCI_{bagao}} \quad (3.12)$$

Onde:

\dot{W}_{liq} : Potência total gerada (Elétrica e mecânica) em kW;

\dot{Q}_{util} : Transferência térmica utilizada no processo em kW;

3.2.2 Relação Potência e Calor

Segundo Kotas (2013) esse índice representa a efetividade de um sistema de coeração relacionando a potência produzida e energia térmica utilizada no processo.

$$RPC = \frac{\dot{W}_{util}}{\dot{Q}_{util}} \quad (3.13)$$

3.3 Análise Exergética dos Componentes

A análise exergética, aplicada a uma usina de cogeração, também é usada para analisar o desempenho de componentes separados da usina. A planta é dividida em seus subcomponentes, como caldeira, turbina, bomba, fabricação, destilaria, etc.

3.3.1 Caldeira

O rendimento exergético da caldeira deve considerar a exergia associada ao bagaço da cana de açúcar. A Equação 3.14 representa a taxa de exergia do bagaço que entra na caldeira.

$$\dot{B}_{combustivel} = \dot{m}_{combustivel} \times b_{combustivel} \quad (3.14)$$

Onde:

- $\dot{B}_{combustivel}$: Taxa de exergia do bagaço (kJ/s);
- $\dot{m}_{combustivel}$: Vazão massica de bagaço (kg/s) ;
- $b_{combustivel}$: Exergia específica do bagaço (kJ/kg);

Para o calculo da exergia expcífica do bagaço, uma equação foi apresentada por Szargut, Morris e Steward (1988 apud FIOMARI, 2004). A Equação 3.15 demonstra a exergia especifica do bagaço:

$$b_{bagaco} = \beta \times (PCI_{bagaco} + L_{agua} \times Z_{agua}) + b_{agua} \times Z_{agua} \quad (3.15)$$

Onde:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \cdot \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_C}\right) - 0,2499 \cdot \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_C}\right) \cdot \left[1 + 0,7884 \cdot \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_c}\right)\right] - 0,0450 \cdot \left(\frac{Z_{N_2}}{Z_C}\right)}{1 - 0,3035 \cdot \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_c}\right)} \quad (3.16)$$

- β : Frações de massa dos componentes químicos do bagaço (%);

- Z_j : Frações de massa dos diferentes elementos (%);
- Z_{agua} : Fração em massa de água do bagaço (%);
- L_{agua} : Entalpia de vaporização da água (kJ/kg);
- b_{agua} : Exergia química da água (kJ/kg);

Portanto, a eficiência exergética da caldeira, pode ser determinada como variação exergia da água que escoo através da caldeira e a taxa de exergia do bagaço. A Equação 3.17 mostra o rendimento pela Segunda Lei da caldeira

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_{saida} - \dot{B}_{entrada}}{\dot{B}_{combustivel}} \quad (3.17)$$

Onde:

- $\dot{B}_{entrada}$: Taxa de exergia da água que entra na caldeira;
- \dot{B}_{saida} : Taxa de exergia do vapor que sai da caldeira;

A taxa total de destruição de exergia na caldeira, com auxilio da Equação 2.12 é dada por:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_{combustivel} + \dot{B}_{entrada} - \dot{B}_{saida} - \dot{B}_{calor} \quad (3.18)$$

Sendo:

$$\dot{B}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p \quad (3.19)$$

Sendo \dot{B}_{calor} a taxa de exergia que associado a transferência de calor.

3.3.2 Turbina

A eficiência pela Segunda Lei da turbina é a razão entre o trabalho real que já fora apresentado na Equação 3.4 e o trabalho disponível pela turbina. O trabalho disponível representa a quantidade máxima de trabalho que um equipamento conseguiria produzir entre dois estados conhecidos. A Equação 3.20 representa o trabalho disponível da turbina.

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_{entrada} - \dot{B}_{saidaReal} \quad (3.20)$$

onde $\dot{B}_{saidaReal}$ é a taxa de exergia que acompanha o vapor na saída da turbina. Através da análise pela Segunda Lei é possível calcular o trabalho perdido na turbina, que é a diferença entre o trabalho internamente reversível e o trabalho real, que pode ser apresentado na Equação 3.21

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{real} - \dot{W}_{rev} \quad (3.21)$$

A taxa de destruição de exergia \dot{B}_d da turbina é representada pela Equação 3.22

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} \quad (3.22)$$

A eficiência pela Segunda Lei da turbina é dada por

$$\varepsilon_{turbina} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disponivel}} \quad (3.23)$$

3.3.3 Bomba

As considerações da bomba são iguais as da turbina. Entretanto, para o rendimento exergético da bomba, a relação deve ser inversa a da turbina. Portanto, o rendimento exergético da bomba é dado por

$$\varepsilon_{bomba} = \frac{\dot{W}_{disponivel}}{\dot{W}_{real}} \quad (3.24)$$

3.3.4 Destilaria e Fabricação de Açúcar

As considerações para a destilaria e fabricação já foram apresentadas na seção subseção 3.1.4. A taxa de fluxo da destilaria e da fabricação podem ser representados respectivamente como

$$\dot{B}_{dest} = \dot{B}_{entrada} - \dot{B}_{saida} \quad (3.25)$$

$$\dot{B}_{fab} = \dot{B}_{entrada} - \dot{B}_{saida} \quad (3.26)$$

A soma das taxas de exergia da destilaria e fabricação é representada pela Equação 3.27

$$\dot{B}_{processo} = \dot{B}_{dest} + \dot{B}_{fab} \quad (3.27)$$

Sendo $\dot{B}_{processo}$ a taxa de exergia que vai para o processo de fabricação de álcool e açúcar.

3.3.5 Rendimento Exergético da Co-Geração

A eficiência energetica apresentada pela Equação 3.11 desconsidera as irreversibilidades do sistema. No entanto, na análise pela Segunda Lei é possível determinar as irreversibilidades do sistema, identificando os locais, magnitudes e as causas de ineficiências termodinâmicas no processo de conversão de energia Aghbashlo, Tabatabaei e Karimi (2016). A Equação 3.28 mostra a eficiência exergética da co-geração

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_{eletrico} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_{processo}}{\dot{B}_{combustivel}} \quad (3.28)$$

4 APRESENTAÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO

Neste capítulo será exposto o relato dos casos estudados para análise energética e exer-gética de uma usina do setor sucroalcooleiro, localizado na cidade do Carmo do Rio Verde - GO. A usina tem uma moagem média diária de 9000 toneladas de cana. A maior parte é voltada para produção de açúcar, uma vez que a empresa tem clientes como coca-cola e heineken. Neste trabalho não é analisado as perdas de pressão na tubulação devido as perdas de carga, nem as perdas térmicas devido a transferência de calor do tubo com o meio. Entretanto, as perdas de pressões e temperatura são consideradas ao longo trabalho.

A Tabela 1 foi utilizada como base para todos os calculos das configurações apresentadas.

Tabela 1 – Parâmetros e características do bagaço

Parâmetro	Valor	Unidade
Bagaço produzido	431.691,00	t
Dias de safra	189	dias
Moagem diária	24	horas
Consumo de bagaço na caldeira	22,85	kg/s
Relação bagaço/vapor	2,20	kg/kg
Excedente de bagaço	3,58	kg/s
PCI do bagaço	7431,57	kJ/kg
Umidade	50,00	%

Fonte: Usina CRV

4.0.1 Configuração Atual - Caso 1

A Figura 4 apresenta a Planta industrial estudada, mostrando a disposição dos equipamentos responsáveis pela geração de vapor, acionamento das máquinas e geração de energia elétrica para consumo próprio.

O sistema é composto por três caldeiras da empresa Zanini S/A dos modelos AZ-353, classificando como caldeira de categoria A, fabricada no ano de 1983. Essas caldeiras são de média pressão, pois produzem vapor a 22 kgf/cm² e uma temperatura de 320°C.

Sete turbinas de contra pressão estão presentes, produzidas pela empresa TEXAS, dos modelos TXM-10000/20 e TX 2040 para acionamento da turbina acoplada ao gerador e acionamento dos equipamentos mecânicos respectivamente. O vapor superaquecido é consumido em sua grande parte pelas turbinas responsáveis para o acionamento das máquinas representado pelos pontos 4,5,6,7,8,9 respectivamente. O ponto 10 representa a entrada de vapor na turbina que está acopada ao gerador para a geração de energia da própria usina. O ponto 11 é uma válvula redutora de pressão, que tem a finalidade de reduzir a pressão para abastecer o consumo

de vapor para a fabricação de açúcar. Os pontos de entrada 4 e 5 são responsáveis por acionar o picador e desfibrador, que são os equipamentos da parte de preparação da cana. O vapor de alta pressão ao expandir nas turbinas, passa a ser chamado de vapor de baixa, com pressões de 2,5 kgf/cm². Parte do vapor vai para destilaria, onde é consumido de forma total, transformando-se em flegmaça ¹, e a água perdida no processo de destilação é compensada no ponto 1. Antes do vapor de baixa ir à fabricação de açúcar, ele passa por um dessuperaquecedor, recebendo uma injeção de água em altas pressões. Posteriormente, o vapor saturado vai para fabricação de açúcar, condensando-se nos evaporadores de caldo e retorna para o desaerador. Em seguida a água é bombeada para a caldeira e o ciclo inicia-se novamente.

4.0.2 Caso 2

Saint-Martin (2005) em seu trabalho propôs a retirada da valvula redutora de pressão para aproveitar a energia disponível para geração de energia, sem a necessidade de grandes investimentos. Neste Caso 2, baseado na proposta de Saint-Martin (2005) a valvula redutora de pressão foi retirada e o vapor foi direcionado para a turbina de contra-pressão, como mostrado na Figura 4

Nessa nova configuração, a valvula redutora de pressão apresentado na Figura 4 é retirada e todo vapor consumido pelo ponto 11 passará a ser consumido pela turbina acoplada ao gerador, com intuito de aumentar a geração de trabalho. Além disso, o excedente de bagaço apresentado na Tabela 1 é queimado na caldeira. A queima do bagaço excedente gerará 7,87 kg/s de vapor. As temperaturas e pressões da nova configuração foram mantidas de acordo com a Tabela 2.

4.0.3 Caso 3

Kamate e Gangavati (2009) mostra que esta configuração é a mais utilizada caso as indústrias tenham o intuito de vender energia à rede. Nessa configuração grandes mudanças foram propostas, as turbinas de contra pressão para o acionamento mecânico dos equipamentos da preparação e extração de cana foram substituídos por motores elétricos e todo excesso de bagaço é queimado na caldeira. O vapor proveniente da queima do excesso de bagaço na caldeira é mandado para a turbina de condensação acoplada ao gerador. A turbina de contra-pressão é de suma importância uma vez que vapor de baixa pressão é necessário para o processo.

Algumas considerações foram feitas: Foi considerado a eficiência isentrópica da turbina 70%. Os dados de entrada de vapor na turbina de condensação foram iguais as da turbina de contra-pressão. As condições de entrada e saída de pressão e temperatura na turbina de contra-pressão foram mantidas. Não há variação de temperatura do vapor da saída da turbina de contra-pressão até o processo de destilação e fabricação de açúcar. Dados do dessuperaquecedor foram mantidos.

¹ Segundo (ZARPELON, 1982) flegmaça é a soma do resíduo de água da flegma mais o vapor condensado na coluna de retificação.

Figura 4 – Configuração Atual

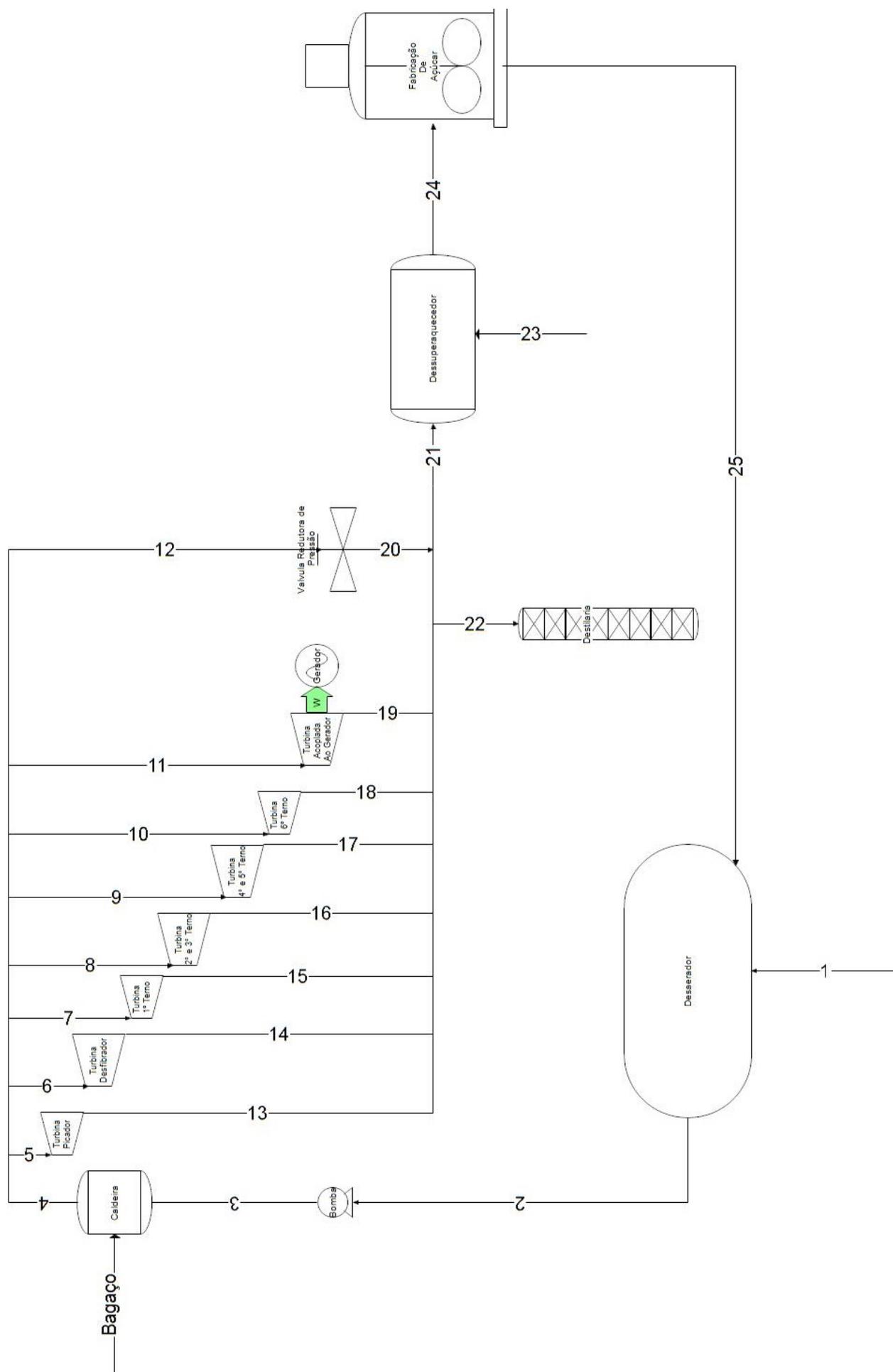
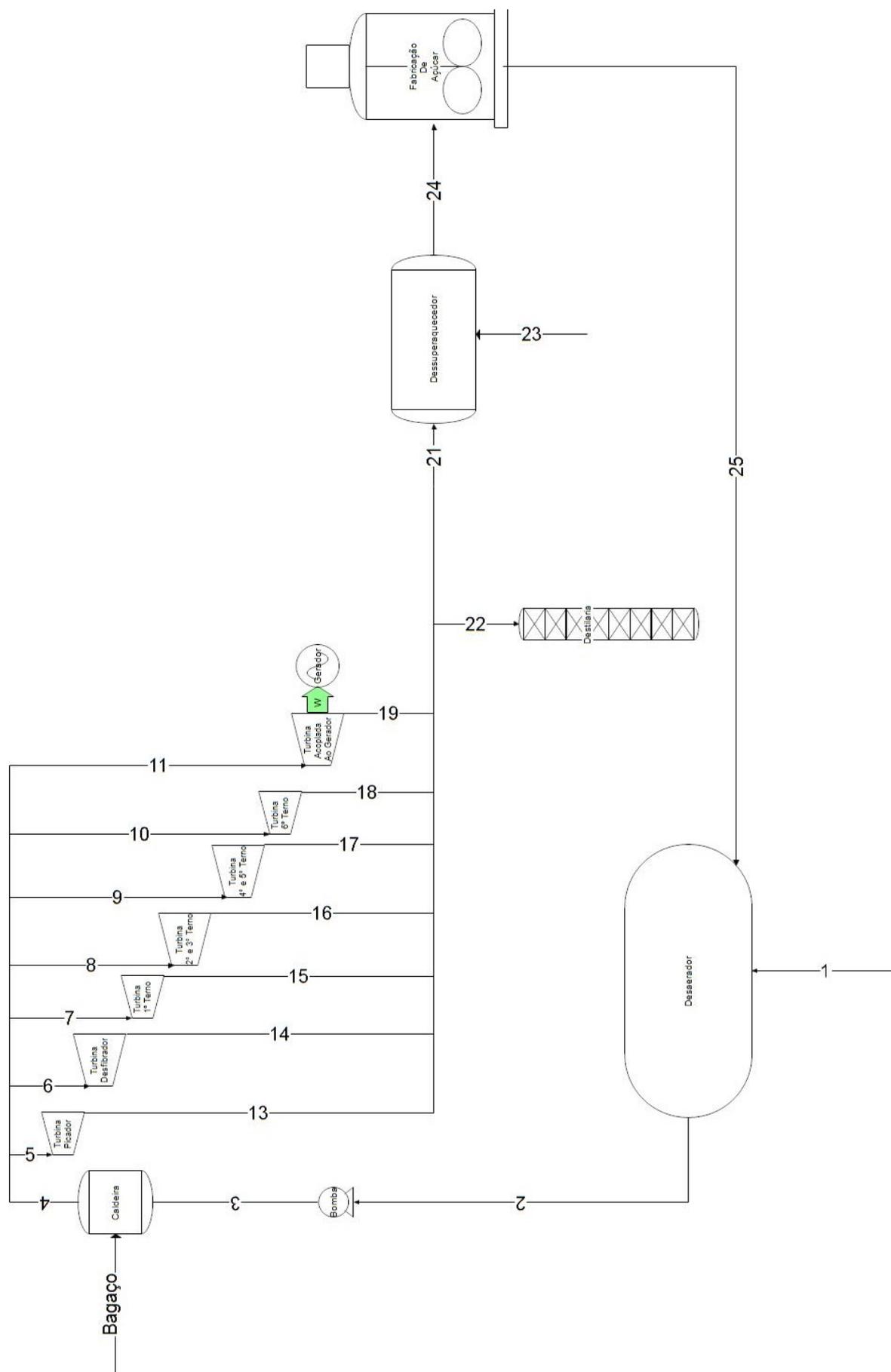
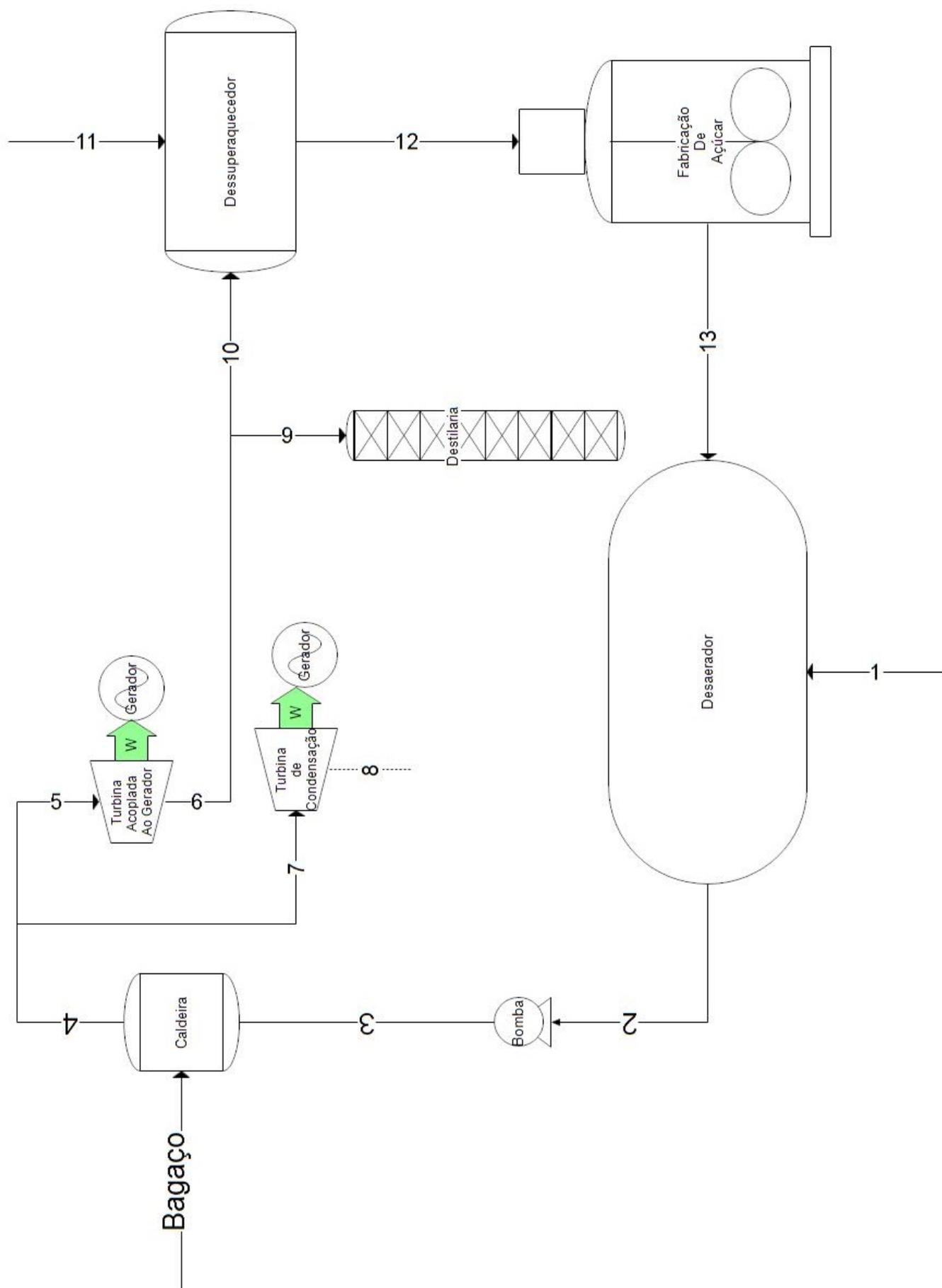


Figura 5 – Configuração 2



Fonte: Próprio Autor

Figura 6 – Configuração 3



5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo será apresentando os resultados das análises a partir da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, conforme a Capítulo 4. Será avaliado o comportamento de geração de potência em cada caso de acordo com o consumo de vapor especificado nas Tabela 2, Tabela 3 e Tabela 4. Além disso, também analisa-se a taxa de destruição de exergia com o propósito de identificar onde ocorre as maiores irreversibilidades, bem como os rendimentos através da Primeira e Segunda Lei.

Na prática os equipamentos operam em regime transiente, pois o consumo de vapor varia de acordo a quantidade de cana que entra no processo. Entretanto, há dispositivos que buscam corrigir essas variações, visando tornar-la constante. Desta maneira, para obter o balanço de massa, energia e exergia do sistema, foram feitos balanços para cada componente do sistema de forma individual, considerando que os componentes operam em regime permanente. Todos os valores utilizados nesse trabalho foram coletados em campo.

Para realização dos calculos, apresentados no Apêndice A, foi utilizado o software CATT3 (Computer Aided Thermodynamic Table 3) versão estudantil, desenvolvido por Wylen e Sons (1996). O software permite calcular as propriedades termodinâmicas do sistema como entalpia, entropia e fase, facilitando a realização dos calculos sem a necessidade de consultar as tabelas.

5.1 Resultados através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica

5.1.1 Parâmetros operacionais da industria do Caso 1

A seguir será apresentado os dados de pressão, temperatura, entalpia e entropia dos Casos 1, 2 e 3. Essas propriedades foram utilizadas para as análises pela Primeira e Segunda lei da Termodinâmica. A Tabela 2 apresenta os dados de vazão, temperatura, pressão, entalpia e entropia de cada componente da planta.

Tabela 2 – Parâmetros operacionais da industria - Caso 1

Pontos	\dot{m}	Temperatura °C	Pressão MPa	Entalpia kJ/kg	Entropia kJ/kg*K	Fase
1	8,15	81,0	0,245	339	1,087	Líquido Comprimido
2	50,27	95,0	0,245	398	1,250	Líquido Comprimido
3	50,27	96,2	3,130	405	1,261	Líquido Comprimido
4	50,27	320,0	2,15	3066	6,807	Vapor Superaquecido
5	5,06	285,0	2,110	2985	6,675	Vapor Superaquecido
6	6,48	289,0	2,150	2993	6,681	Vapor Superaquecido
7	2,76	276,0	2,150	2962	6,625	Vapor Superaquecido

8	2,22	281,0	2,150	2974	6,647	Vapor Superaquecido
9	2,47	280,0	2,110	2973	6,653	Vapor Superaquecido
10	2,89	281,0	2,110	2975	6,657	Vapor Superaquecido
11	23,81	312,0	2,110	3048	6,786	Vapor Superaquecido
12	4,58	300,0	2,110	3020	6,737	Vapor Superaquecido
13	5,06	167,0	0,245	2801	7,261	Vapor Superaquecido
14	6,48	157,0	0,245	2780	7,214	Vapor Superaquecido
15	2,76	168,0	0,245	2803	7,266	Vapor Superaquecido
16	2,22	150,0	0,245	2765	7,179	Vapor Superaquecido
17	2,47	156,0	0,245	2778	7,209	Vapor Superaquecido
18	2,89	182,0	0,245	2832	7,330	Vapor Superaquecido
19	23,81	152,0	0,245	2769	7,189	Vapor Superaquecido
20	4,58	275,0	0,245	3020	7,707	Vapor Superaquecido
21	40,89	175,0	0,245	2817	7,297	Vapor Superaquecido
22	9,38	160,0	0,245	2786	7,228	Vapor Superaquecido
23	1,23	25,0	0,245	105	0,367	Líquido Comprimido
24	42,12	137,0	0,245	2738	7,114	Vapor Superaquecido
25	42,12	100,0	0,245	419	1,307	Líquido Comprimido

Fonte: Próprio Autor

A variação da temperatura e pressão dos pontos 4 ao 11 em relação à saída da caldeira, dar-se devido a transferência de calor ao longo da tubulação e as perdas de cargas.

5.1.2 Parâmetros operacionais da indústria - Caso 2

Tabela 3 – Parâmetros operacionais da indústria - Caso 2

Pontos	\dot{m}	Temperatura °C	Pressão MPa	Entalpia kJ/kg	Entropia kJ/kg*K	Fase
1	7,91	81,0	0,245	339	1,087	Líquido Comprimido
2	58,14	95,0	0,245	398	1,253	Líquido Comprimido
3	58,14	96,2	3,130	405	1,261	Líquido Comprimido
4	58,14	320,0	2,15	3066	6,807	Vapor Superaquecido
5	5,06	285,0	2,110	2985	6,675	Vapor Superaquecido
6	6,48	289,0	2,150	2993	6,681	Vapor Superaquecido
7	2,76	276,0	2,150	2962	6,625	Vapor Superaquecido
8	2,22	281,0	2,150	2974	6,647	Vapor Superaquecido
9	2,48	280,0	2,110	2973	6,653	Vapor Superaquecido
10	2,89	281,0	2,110	2975	6,657	Vapor Superaquecido

11	36,25	312,0	2,110	3048	6,786	Vapor Superaquecido
12	-	-	-	-	-	-
13	5,06	167,0	0,245	2801	7,261	Vapor Superaquecido
14	6,48	157,0	0,245	2780	7,214	Vapor Superaquecido
15	2,76	168,0	0,245	2803	7,266	Vapor Superaquecido
16	2,22	150,0	0,245	2765	7,179	Vapor Superaquecido
17	2,48	156,0	0,245	2778	7,209	Vapor Superaquecido
18	2,89	182,0	0,245	2832	7,330	Vapor Superaquecido
19	36,25	152,0	0,245	2769	7,189	Vapor Superaquecido
20	-	-	-	-	-	-
21	48,77	175,0	0,245	2817	7,297	Vapor Superaquecido
22	9,38	160,0	0,245	2786	7,228	Vapor Superaquecido
23	1,46	25,0	0,245	105	0,367	Líquido Comprimido
24	50,23	137,0	0,245	2738	7,114	Vapor Superaquecido
25	50,23	100,0	0,245	419	1,307	Líquido Comprimido

Fonte: Próprio Autor

5.1.3 Parâmetros operacionais da industria - Caso 3

Tabela 4 – Parâmetros operacionais da industria - Caso 3

Pontos	\dot{m}	Temperatura °C	Pressão MPa	Entalpia kJ/kg	Entropia kJ/kgK	Fase
1	16,02	81,0	0,245	339	1,087	Líquido Comprimido
2	58,14	95,0	0,245	398	1,250	Líquido Comprimido
3	58,14	96,2	3,130	405	1,261	Líquido Comprimido
4	58,140	320,0	2,150	3066	6,807	Vapor Superaquecido
5	50,27	312,0	2,110	3048	6,786	Vapor Superaquecido
6	50,27	152,0	0,245	2769	7,189	Vapor Superaquecido
7	7,85	312,0	2,110	3048	6,786	Vapor Superaquecido
8	7,85	45,8	0,010	2419	7,630	x=0,930
9	9,38	160,0	0,245	2786	7,228	Vapor Superaquecido
10	40,89	152,0	0,245	2769	7,189	Vapor Superaquecido
11	1,23	25,0	0,245	105	0,367	Líquido Comprimido
12	42,12	141,3	0,245	2747	7,136	Vapor Superaquecido
13	42,12	100,0	0,245	419	1,307	Líquido Comprimido

Fonte: Próprio Autor

5.1.4 Resultados das turbinas

Para análise de rendimento das turbinas, os dados de pressão e temperatura foram obtidos em campo. A Tabela 5 mostra as eficiências termodinâmicas a partir da Primeira Lei e o consumo específico de vapor em cada equipamento para o caso real. Esses valores foram tomados como Referência para o estudos de todos os caso.

Tabela 5 – Eficiência e consumo de vapor das turbinas

Turbinas	η (%)	\dot{m} (kg/s)
Picador	43,45	5,06
Desfibrador	49,82	6,48
1° terno	37,85	2,76
2° e 3° terno	49,40	2,22
4° e 5° terno	46,42	2,47
6° terno	33,82	2,89
de Contra-Pressão acoplada ao Gerador	63,33	23,81

Fonte: Próprio Autor

A Tabela 6 mostra as eficiências pela Primeira Lei e o consumo específico de vapor dos casos 2 e 3.

Tabela 6 – Rendimento e consumo de vapor dos casos

Turbinas	Caso 2		Caso 3	
	η (%)	\dot{m} (kg/s)	η (%)	\dot{m} (kg/s)
Picador	43,45	5,06	-	-
Desfibrador	49,82	6,48	-	-
1 terno	37,85	2,76	-	-
2 e 3 terno	49,40	2,22	-	-
4 e 5 terno	46,42	2,47	-	-
6 terno	33,82	2,89	-	-
de Contra-Pressão acoplada ao Gerador	63,33	36,25	63,33	50,27
Condensação Acoplada ao Gerador	-	-	70,00	7,85

É importante lembrar que nas análises as turbinas foram consideradas Adiabática. Isto implica dizer que, no calculo do rendimento pela Primeira Lei, toda redução de energia térmica na turbina é considerada igual à geração de trabalho mecânico, pois não leva em conta as irreversibilidades do sistema.

Nos casos 1 e 2 os níveis de temperatura e pressão na entrada dos equipamento não variam. No Caso 3, a pressão e temperatura da turbina de contra-pressão acoplada ao gerador foi mantida a mesma do caso real. As turbinas do picador, desfibrador, dos ternos da moenda e

turbina acoplada ao gerador, apresentam rendimento iguais no caso real e no Caso 2 porque sua eficiência não depende do fluxo de massa e sim da variação de entalpia. No Caso 3, onde não encontra-se nenhum valor de vazão massica é porque o equipamento é acionado por motores elétricos e, desta forma, não fazem parte da análise energética e exergetica. O consumo específico de vapor no Caso 3 na turbina de contrapressão é necessário para atender a demanda de vapor para o processo de fabricação de açúcar e alcool. O vapor proveniente da queima do excesso de bagaço é utilizado na turbina de condensação para aumentar a geração de energia elétrica.

A Tabela 7 apresenta os rendimentos das turbinas pela Segunda Lei da Termodinâmica e o consumo específico de vapor para todos os casos estudados.

Tabela 7 – Eficiência termodinâmica pela Segunda Lei e o consumo específico de vapor para todos os casos

Turbinas	Caso 1		Caso 2		Caso 3	
	ϵ	\dot{m}	ϵ	\dot{m}	ϵ	\dot{m}
Picador	51,19	5,06	51,19	5,06	-	-
Desfibrador	57,09	6,48	57,09	6,48	-	-
1 terno	45,14	2,76	45,14	2,76	-	-
2 e 3 terno	56,51	2,22	56,51	2,22	-	-
4 e 5 terno	53,94	2,47	53,94	2,47	-	-
6 terno	41,64	2,89	41,64	2,89	-	-
de Contra-Pressão acoplada ao Gerador	69,79	23,81	69,79	36,25	69,79	50,27
de Condensação acoplada ao Gerador	-	-	-	-	71,35	7,85

É possível perceber que o rendimento através da Segunda Lei apresentado na Tabela 7 mostra valores superior quando se comparado com o rendimento pela Primeira Lei. Isto ocorre porque o rendimento pela Primeira Lei compara o trabalho real produzido por um equipamento com o seu trabalho reversível, enquanto a eficiência exergetica compara o trabalho real pelo trabalho disponível do sistema.

As Tabela 8, Tabela 9 e Tabela 10 mostram as características das turbinas dos casos estudados.

Tabela 8 – Características das Turbinas - Caso 1

Característica das turbinas Caso 1							
Turbinas	$\dot{B}_{entrada}$ (MW)	\dot{B}_{saida} (MW)	\dot{W}_{iso} (MW)	$\dot{W}_{disponvel}$ (MW)	\dot{W}_{real} (MW)	$\dot{W}_{perdido}$ (MW)	\dot{B}_d (MW)
Picador	5,054	3,239	2,138	1,815	0,9289	1,209	0,8857
Desfibrador	6,515	4,106	2,778	2,409	1,375	1,403	1,034
1 terno	2,735	1,769	1,159	0,9661	0,4361	0,7228	0,53
2 e 3 terno	2,212	1,397	0,9396	0,8152	0,4607	0,4789	0,3545
4 e 5 terno	2,453	1,564	1,035	0,8896	0,4798	0,5552	0,4098
6 terno	2,873	1,88	1,213	0,9937	0,4138	0,7992	0,58
Acoplada ao Gerador	24,5	15,01	10,51	9,493	6,625	3,887	2,867

Fonte: Próprio Autor

Tabela 9 – Características das Turbinas - Caso 2

Característica das turbinas Caso 2							
Turbinas	$\dot{B}_{entrada}$ (MW)	\dot{B}_{saida} (MW)	\dot{W}_{iso} (MW)	$\dot{W}_{disponvel}$ (MW)	\dot{W}_{real} (MW)	$\dot{W}_{perdido}$ (MW)	\dot{B}_d (MW)
Picador	5,054	3,239	2,138	1,815	0,9289	1,209	0,8857
Desfibrador	6,515	4,106	2,778	2,409	1,375	1,403	1,034
1 terno	2,735	1,769	1,159	0,9661	0,4361	0,7228	0,53
2 e 3 terno	2,212	1,397	0,9396	0,8152	0,4607	0,4789	0,3545
4 e 5 terno	2,453	1,564	1,035	0,8896	0,4798	0,5552	0,4098
6 terno	2,873	1,88	1,213	0,9937	0,4138	0,7992	0,58
Acoplada ao Gerador	37,31	22,86	16,01	14,45	10,00	6,01	4,365

Fonte: Próprio Autor

Tabela 10 – Características das Turbinas - Caso 3

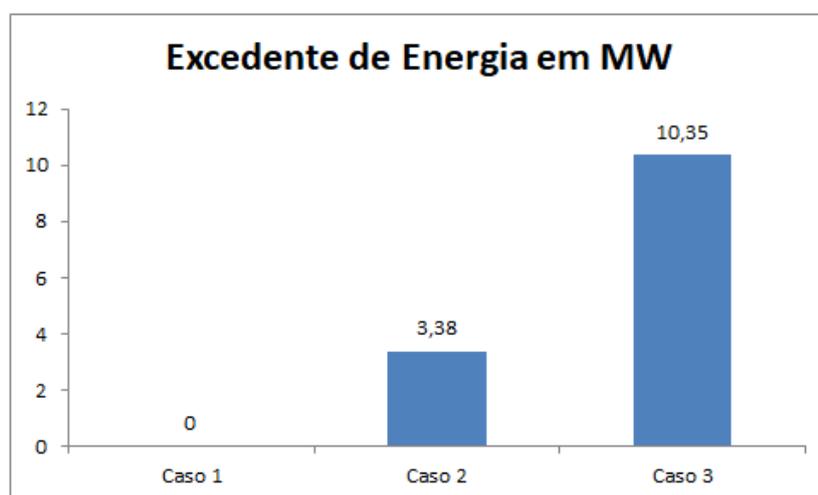
Característica das turbinas Caso 2							
Turbinas	$\dot{B}_{entrada}$ (MW)	\dot{B}_{saida} (MW)	\dot{W}_{iso} (MW)	$\dot{W}_{disponvel}$ (MW)	\dot{W}_{real} (MW)	$\dot{W}_{perdido}$ (MW)	\dot{B}_d (MW)
Contra-Pressão	51,85	31,67	22,17	20,18	14,02	8,15	6,239
Condensação	8,08	1,17	7,04	6,91	7,04	2,11	1,98

Fonte: Próprio Autor

No Caso 1, a usina gera um total de 10,71 MW para consumo próprio pela ativação das máquinas, iluminação e etc. No Caso 2, a valvula redutora de pressão foi substituída e o excedente

de bagaço, apresentado na Tabela 1, foi queimado na caldeira e o vapor resultante da queima do excesso de bagaço foi enviado para a turbina de contra-pressão acoplada ao gerador, gerando um excedente de 3,38 MW. A turbina de contra-pressão do tipo TXM-10.000/20, multi-estágio pode operar nessas condições de potência sem ser necessário a sua substituição, como mostrado no anexo A. No Caso 3, todas as turbinas de acionamento das máquinas foram substituídas por motores elétricos e foi adicionado uma turbina de condensação para gerar trabalho através do vapor proveniente da queima do bagaço. Nessa configuração, foi possível gerar um excedente 10,35MW. Entretanto, será necessário trocar a turbina de contra-pressão por uma turbina que gere uma potência de trabalho superior a 14MW e obter uma turbina de condensação e um novo gerador. A Figura 7 mostra o excedente de energia para os três casos estudados calculado pela Equação 3.6.

Figura 7 – Excedente de energia



Fonte: Próprio Autor

5.1.5 Caldeira

A Tabela 11 apresenta as características do bagaço e o desempenho da caldeira nos casos 1, 2 e 3. Os resultados serão analisados a seguir.

Tabela 11 – Características de desempenho da Caldeira

Características da caldeira	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Unidade
$\dot{m}_{bagaço}$	22,85	26,43	26,43	kg/s
\dot{m}_{vapor}	50,27	58,14	58,14	kg/s
PCI	7.431,57	7.431,57	7.431,57	kJ/kg
\dot{Q}_{comb}	169,80	196,41	196,41	MW
\dot{Q}_t	133,74	154,68	154,68	MW
\dot{Q}_p	36,06	41,73	41,73	MW
$b_{bagaço}$	8.666,00	8.666,00	8.666,00	kJ/kg

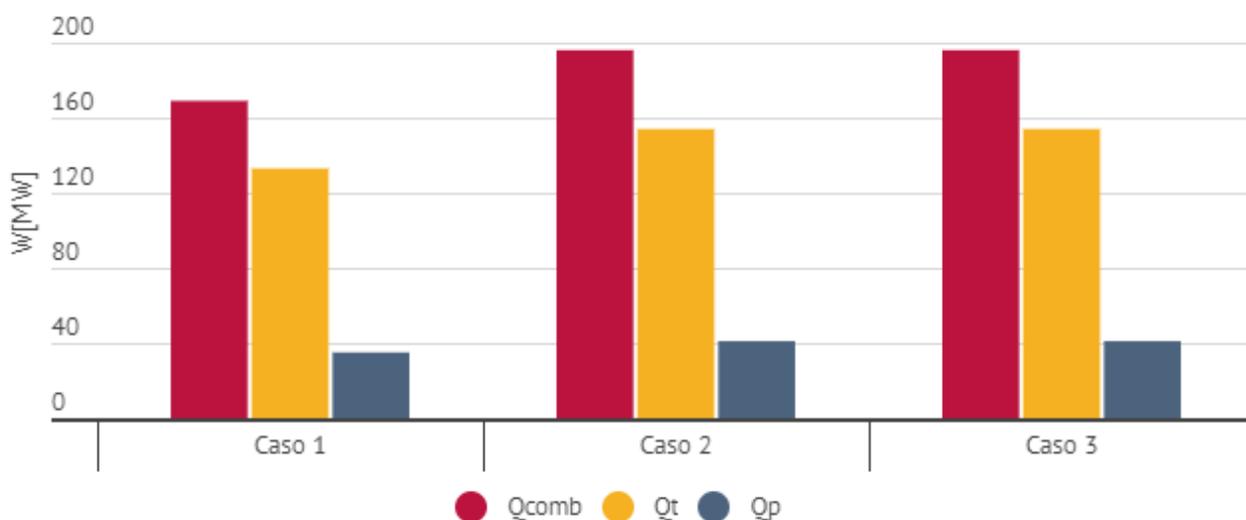
$\dot{B}_{bagaço}$	198,01	229,00	229,00	MW
$\dot{B}_{água}$	1,60	1,85	1,85	MW
\dot{B}_{vapor}	52,32	60,50	60,50	MW
\dot{B}_{calor}	17,82	20,61	20,61	MW
\dot{B}_d	129,50	149,80	149,80	MW
η	78,90	78,90	78,90	%
ε	25,61	25,61	25,61	%

Fonte: Próprio Autor

Uma diferença significativa entre os três casos é o consumo de bagaço na caldeira, que aumentou no Caso 2 e 3 em 15,66% em relação ao Caso 1. A vazão massica de vapor, aumentou devido a relação bagaço/vapor apresentado na Tabela 1.

A Figura 8 apresenta a taxa de de transferência de calor fornecida pelo combustível, a taxa de transferência de calor para realizar a mudança de fase de líquido para vapor superaquecido e o calor perdido na caldeira.

Figura 8 – Taxa de transferência de Calor na Caldeira



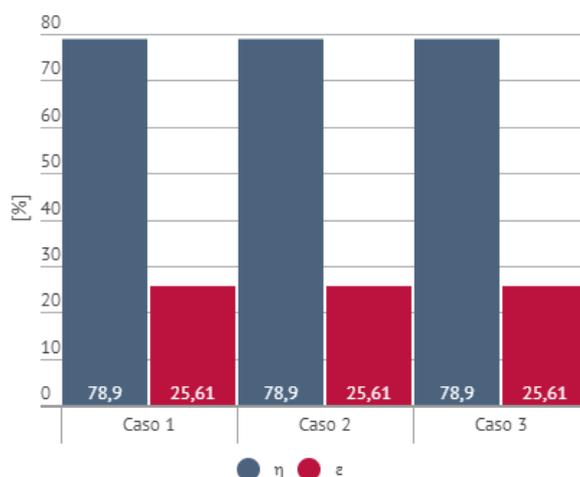
Fonte: Próprio Autor

Em todos os casos, o calor perdido representa 21,1 % do calor fornecido pelo bagaço. Essa perda ocorre devido fenômenos de transferência de calor como a radiação, convecção e também devido a combustão incompleta.

A eficiência da caldeira pela Primeira Lei da Termodinâmica depende do fluxo de massa e da variação da entalpia entre os dois estados conhecidos. Entretanto, a relação bagaço/vapor manteve-se a mesma e não houve variação das condições do vapor, i.e., não houve variação de pressão e temperatura nos três casos, portanto rendimento pela Primeira Lei apresentam os mesmos valores.

A Figura 9 apresenta a comparação entre os rendimentos da caldeira através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

Figura 9 – Comparação entre os rendimentos da Caldeira pela Primeira e Segunda Lei



Fonte: Próprio Autor

O rendimento da caldeira através da Segunda Lei da Termodinâmica apresenta uma queda de 67,54% quando comparada com a Primeira Lei. Isto ocorre devido a destruição de exergia que acompanha o combustível.

5.1.6 Destruição de Exergia

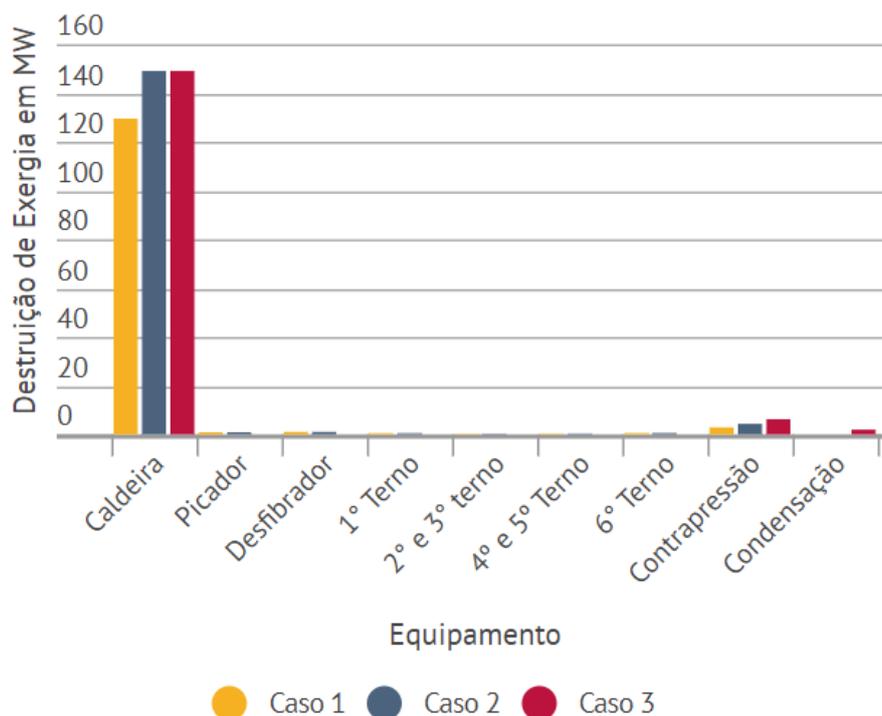
Os processos reais são caracterizados por fenômenos que geram destruição de exergia. Tais fenômenos como transferência de calor devido diferenças finitas de temperatura, reações químicas espontâneas, atrito e etc.

Um ou mais desses fenômenos estão presentes na usina e através da Segunda Lei da Termodinâmica é possível determinar exatamente onde ocorre as maiores destruição de exergia do sistema. Com o auxílio Figura 10 é possível perceber exatamente onde ocorre as maiores destruições de exergia da planta industrial dos casos estudados.

A caldeira é o componente principal onde ocorre destruição de exergia. A Figura 11 mostra a taxa de destruição de exergia da caldeira em relação a exergia total do bagaço. É possível perceber que 65,4% da exergia total do bagaço foi destruída na caldeira enquanto 34,6% foi aproveitada nos Casos 1, 2 e 3. Isto ocorre porque o ambiente troca calor com a caldeira sem que o mesmo sofra uma mudança significativa de temperatura. Esse fenômeno gera destruição de exergia e perda na eficiência. A Figura 12 mostra a destruição de exergia total das turbinas dos Casos 1, 2 e 3 respectivamente, comparada com a exergia total do bagaço.

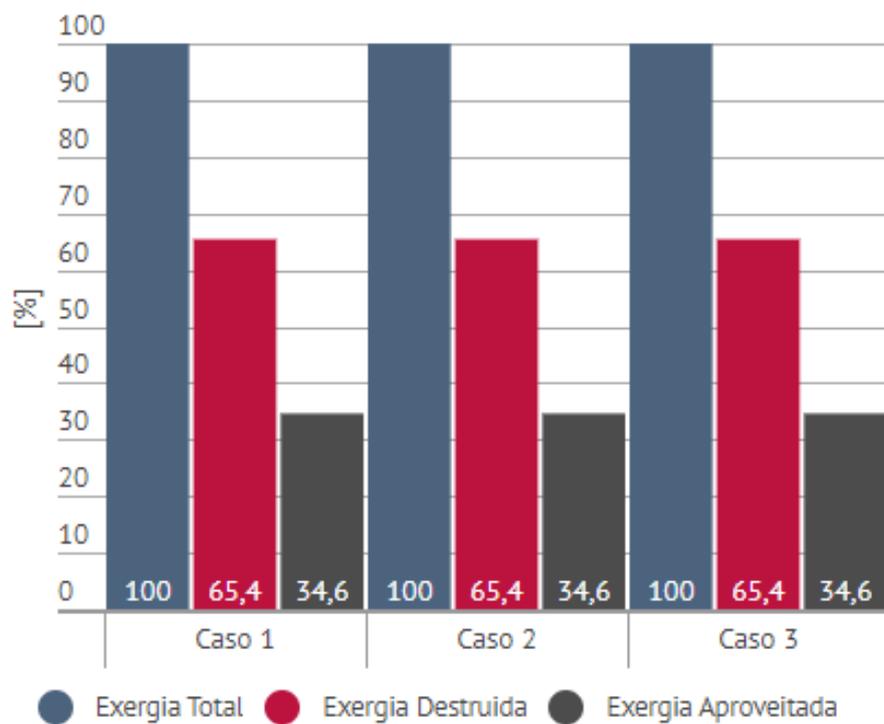
A destruição de exergia nas turbinas dos casos 1, 2 e 3 corresponde cerca de 4,40%, 4,65% e 4,29% respectivamente da exergia total do bagaço. A substituição das turbinas da preparação e extração da cana por motores elétricos podem minimizar a destruição de exergia. Ademais, as turbinas não representam uma grande % da destruição total de exergia.

Figura 10 – Destruição de exergia por equipamento dos Casos 1, 2 e 3



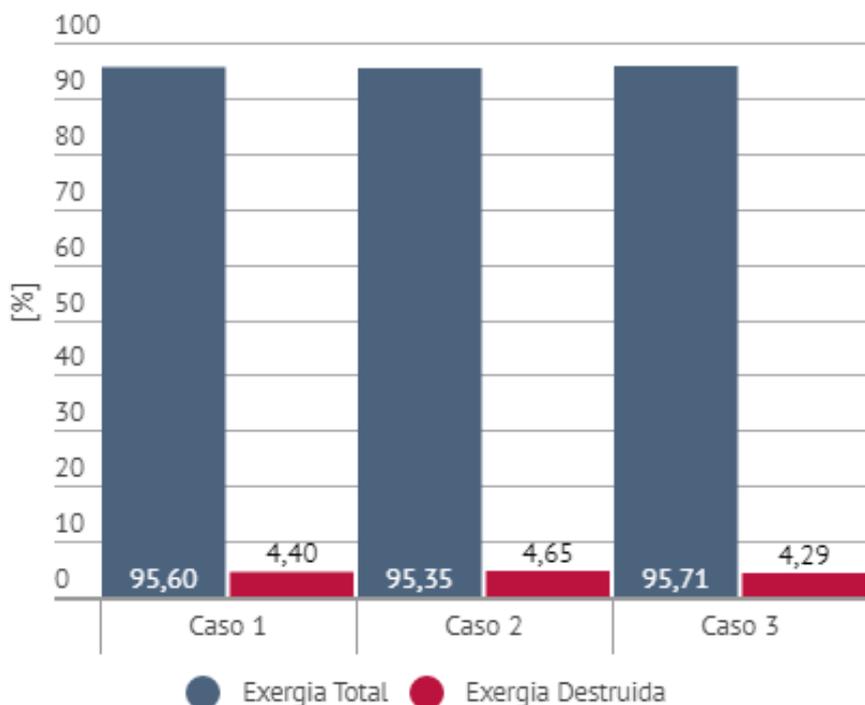
Fonte: Próprio Autor

Figura 11 – Exergia Total, Aproveitada e Destruída para todos os casos



Fonte: Próprio Autor

Figura 12 – Exergia total e Destruída nas turbinas de todos os Casos



Fonte: Próprio Autor

5.2 Eficiência energética e exergética da cogeração

Nesta seção será apresentado para cada caso estudado as eficiências energéticas e exergéticas da cogeração, levando em consideração as equações que foram apresentadas no "Capítulo Capítulo 2: Fundamentação teórica".

5.2.1 Caso 1

Este caso corresponde a configuração atual, onde parte do bagaço produzido é queimado na caldeira de baixa pressão. O fluxograma dessa configuração está apresentado na Figura 4. Os valores de vazão de bagaço, consumo de vapor e as propriedades termodinâmicas como entalpia e entropia encontram-se na Tabela 1 e Tabela 2 respectivamente.

Nesta configuração, a corrente de vapor de alta pressão divide-se em duas partes: Uma primeira para as turbinas que acionam as máquinas do processo e a segunda é enviada para a valvula redutora de pressão, que tem como finalidade reduzir a pressão para $1,5\text{kgf/cm}^2$. Toda energia elétrica produzida é utilizada, portanto não há excedente de energia.

O vapor de baixa pressão nessa configuração é enviado para destilaria e para fabricação de açúcar, como mostrado na Figura 4.

5.2.2 Caso 2

Esta proposta corresponde a uma configuração onde há excedente de energia elétrica. Nesta configuração há um aumento de trabalho devido a queima do excesso de bagaço e também devido a retirada da válvula redutora de pressão apresentada na Figura 5.

O vapor de baixa pressão nesta configuração é enviado para fabricação de açúcar e destilaria. Foi decidido que todo vapor produzido através do excedente de bagaço é enviado para fabricação de açúcar uma vez que a indústria pretende aumentar ainda mais a fabricação de açúcar.

5.2.3 Caso 3

Este Caso corresponde a configuração onde há maior geração de energia elétrica. Não há aumento no consumo de vapor na fabricação de açúcar e todo vapor proveniente da queima do excesso do bagaço é enviado para uma turbina de condensação como apresentado na Figura 6

5.3 Comparação entre os Casos 1, 2 e 3

A Tabela 12 apresenta os dados necessários para o cálculo do rendimento global através da Primeira Lei da Termodinâmica.

Tabela 12 – Parâmetros pela Primeira Lei

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3
\dot{W}_{mec} (MW)	4,09	4,09	-
\dot{W}_{ele} (MW)	6,66	10,00	21,06
\dot{Q}_{fab} (MW)	97,68	116,48	98,05
\dot{Q}_{dest} (MW)	26,13	26,13	26,13
\dot{W}_{bomba} (MW)	0,35	0,40	0,40

Fonte: Próprio Autor

O trabalho mecânico nos Casos 1 e 2 não variam, pois o consumo de vapor são iguais e no Caso 3 todos os equipamentos são acionados por motores elétricos. O trabalho elétrico nos casos 2 e 3 aumentaram devido a queima do excesso do bagaço nas caldeiras. O aumento da transferência de calor no caso dois, ocorreu devido o aumento do consumo de vapor na fabricação, como explicado na subseção 5.2.2.

A Tabela 13 apresenta os rendimentos pela Primeira Lei, o fator de utilização de energia

e a relação potência calor para os Casos 1,2 e 3.

Tabela 13 – Rendimentos através da Primeira Lei

Parâmetros	Caso 1	Caso 2	Caso 3
$\eta(\%)$	79,03	79,57	73,74
EUf(%)	79,25	79,77	73,94
RPC(%)	8,68	9,88	16,95

Fonte: Próprio Autor

É visto nos resultados que houve uma leve diferença do rendimento pela Primeira Lei (η) em comparação com Fator de Utilização de Energia (EUf). Isto ocorre porque o fator de utilização de energia considera apenas o trabalho mecânico produzido e o calor útil, desconsiderando a potência demandada para o bombeamento da água. O aumento no rendimento no Caso 2 em relação ao Caso 1 dar-se devido aumento da geração de vapor relacionado com o excedente de bagaço queimado na caldeira. O rendimento através da Primeira Lei do Caso 3 em relação ao Caso 2 é menor porque houve uma redução na potência térmica no processo de fabricação de açúcar, uma vez que a produção de Açúcar no Caso 3 corresponde exatamente a mesma produção do Caso 1, enquanto no Caso 2 é maior. O comportamento desses índices podem ser visto na Figura 13

A relação entre potência e calor aumentou nos Casos 2 e 3, mostrando que, as modificações na configuração entre os sistemas de cogeração, o trabalho realizado é cada vez maior através do calor que é entregue ao sistema. A Figura 14 apresenta a eficiência elétrica da Cogeração comparada com o rendimento através da Primeira Lei.

O Caso 1 toda energia elétrica é consumida na planta, por isso a eficiência elétrica da cogeração é nula. No Caso 3 houve um aumento significativo comparado ao Caso 2, devido o excedente de energia produzido como apresentado na Figura 7, conseqüentemente, apresenta maior rendimento elétrico da cogeração.

A Tabela 14 apresenta as exergias de fluxo das turbinas que acionam as moendas, a turbina do gerador, e do processo de fabricação de açúcar e álcool. A partir desses dados é possível calcular o rendimento pela Segunda Lei da Termodinâmica.

Tabela 14 – Parâmetros pela Segunda Lei

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3
\dot{B}_{mec} (MW)	4,09	4,09	-
\dot{B}_{ele} (MW)	6,62	10,00	21,06
$\dot{B}_{processo}$ (MW)	30,68	35,48	30,77

\dot{B}_{bomba} (MW)	-0,19	-0,22	-0,22
---------------------------	-------	-------	-------

Fonte: Próprio Autor

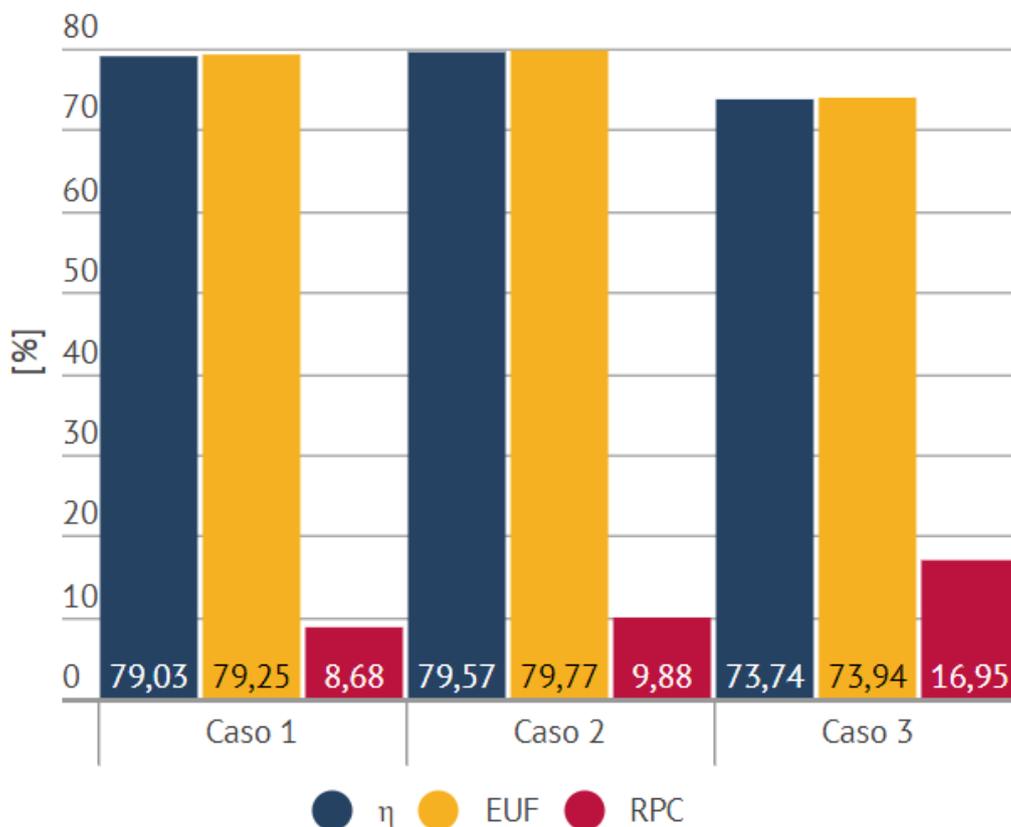
É importante perceber que o ganho da taxa de exergia de fluxo para as turbinas que acionam o gerador do Caso 3 foi de 6,97 MW quando comparado com o Caso 2. No processo de fabricação de açúcar e álcool o Caso 2 teve 4,71 MW superior ao Caso 3. Para o cálculo do rendimento pela Segunda Lei, mostrado na Tabela 15, foi usado o valor do \dot{B}_{bagaco} apresentado na Tabela 11.

Tabela 15 – Rendimentos Termodinâmicos

Parâmetro	Caso 1	Caso 2	Caso 3
η	79,03	79,57	73,74
ε	20,80	21,55	22,54

O rendimento pela Segunda Lei foi maior no Caso 3 quando comparado ao Caso 2, porque houve um aumento significativo na taxa de exergia de fluxo, enquanto a taxa de exergia de fluxo do combustível manteve-se a mesma. A Figura 15 apresenta um gráfico de barras comparando os rendimentos através da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

Figura 13 – Parâmetros de Desempenho

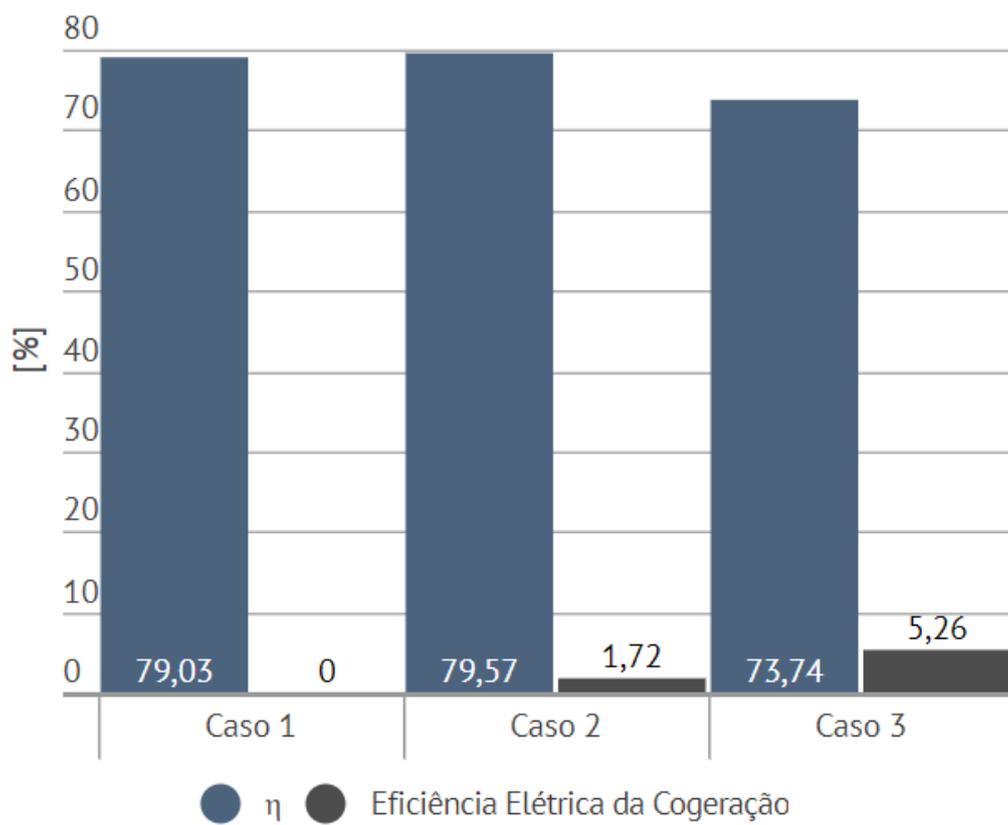


Fonte: Próprio Autor

A Primeira Lei da Termodinâmica apresenta limitações uma vez que não determina a qualidade da energia, ou seja, não se preocupa com a taxa de destruição de exergia que é inerente nos processos reais.

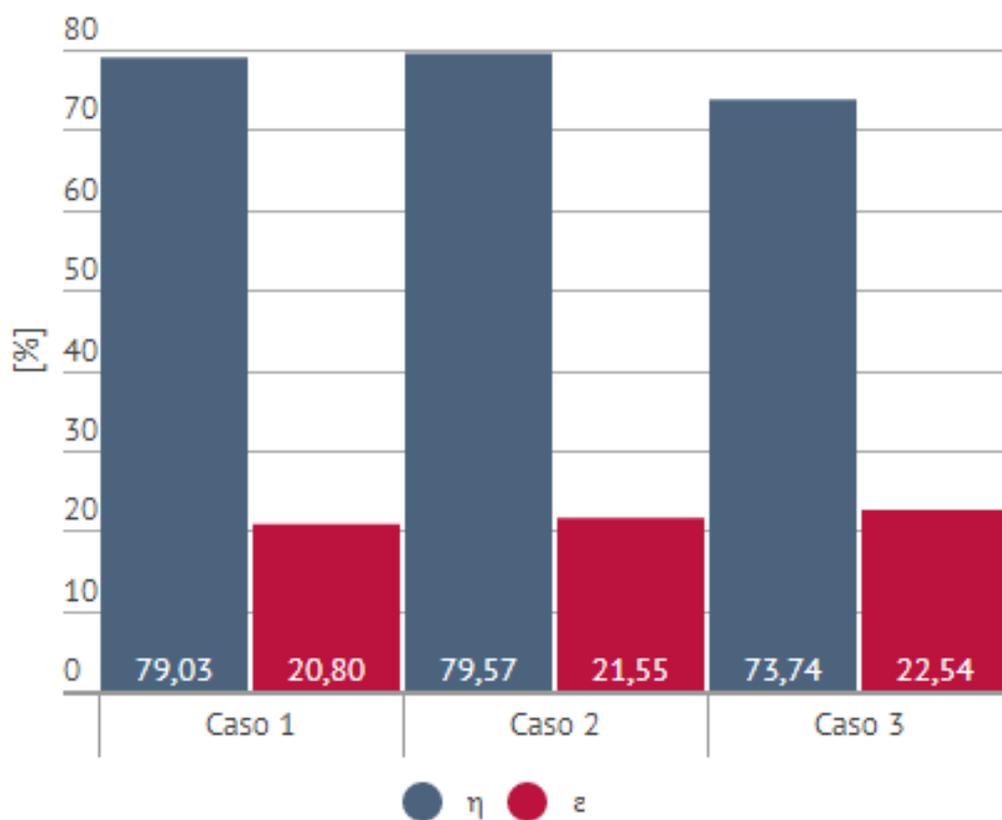
A partir da Figura 15, observa-se que, a configuração mais eficiente do ponto de vista de fabricação de açúcar e a geração incidental de energia é a do Caso 2, enquanto a configuração do Caso 3, usando turbina de condensação, é mais eficiente do ponto de vista de geração de energia excedente.

Figura 14 – Parâmetros de Desempenho dos Sistemas



Fonte: Próprio Autor

Figura 15 – Comparação dos Rendimentos do ciclo pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para todos os Casos



Fonte: Próprio Autor

6 CONCLUSÃO

Foram analisados os desempenhos termodinâmico de diferentes casos de sistema de cogeração para usina típica do setor sucroalcooleiro, com diferentes equipamentos como: caldeira de baixa pressão, turbinas de contrapressão e turbinas de condensação, válvula redutora de pressão, dessuperaquecedor, desaerador, fabricação de açúcar e destilaria.

Três Casos foram estudados. O Caso 1 representa a configuração típica de uma usina de cana de açúcar, onde parte da cana é queimada na caldeira de baixa pressão e o vapor é consumido para geração de energia elétrica. Neste Caso não há geração excedente de energia. O Caso 2 refere-se a uma melhoria do Caso 1 onde o vapor da válvula redutora de pressão é direcionado para a turbina de contrapressão para geração de energia elétrica. O Caso 3 é onde ocorre as maiores mudanças, em que há a substituição das turbinas dos acionamentos das máquinas da preparação e extração por motores elétricos.

Apesar da eficiência pela Primeira e Segunda Lei serem muito próximos em relação ao Caso 1 (eficiência no Caso 2 cerca de 1% maior que o Caso 1), verifica-se que o desempenho da configuração 2, quando se trata da Geração de energia elétrica é muito superior. No Caso 2, houve um excedente de energia elétrica no valor de 3,38MW e a eficiência elétrica total da cogeração do caso 2 é de 1,72%, mostrando ser uma configuração compensadora no ponto de vista termodinâmico e de geração de energia elétrica.

Em relação ao Caso 3, quando comparado com os Casos 1 e 2, um excedente de 10,35MW é gerado e a eficiência elétrica total da cogeração do Caso 3 é de 5,26%. Pode-se concluir que a configuração 3, usando turbina de condensação, é a mais eficiente do ponto de vista de geração de energia excedente, enquanto o Caso 2 é a mais eficiente do ponto de vista de fabricação de açúcar e geração incidental de energia elétrica.

Os resultados mostraram que a Caldeira é o componente principal onde ocorre as maiores irreversibilidades como esperado. Cerca de 65,4% da exergia total do bagaço é destruída na caldeira. As turbinas não há uma grande contribuição na destruição de exergia quando comparada com a caldeira, entretanto, os resultados mostraram que a substituição das turbinas por motores elétricos podem minimizar a destruição de exergia.

Portanto, as análises feitas para cada caso servem para avaliar e para ajudar a decidir por qual configuração a indústria deve optar futuramente e quais os resultados podem ser esperados.

Como sugestão de trabalhos futuros, pode-se realizar, um estudo do Caso 3, variando as condições de vapor na saída da caldeira i.e., variando a pressão e temperatura do vapor na saída da caldeira. A partir de tal análise é possível identificar os melhores parâmetros de pressão e temperatura caso a indústria tenha o intuito de vender energia. Além disso, realizar uma análise termoeconômica do Caso 3, já que considera um alto investimento com eletrificação dos equipamentos para acionamento das máquinas e instalação de duas novas turbinas.

REFERÊNCIAS

- AGHBASHLO, M.; TABATABAEI, M.; KARIMI, K. Exergy-based sustainability assessment of ethanol production via *mucor indicus* from fructose, glucose, sucrose, and molasses. **Energy**, Elsevier, v. 98, p. 240–252, 2016.
- BEJAN *et al.* **Advanced engineering thermodynamics**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016.
- ÇENGEL, Y. A. *et al.* **Termodinâmica**. [S.l.]: McGraw-Hill São Paulo, 2006. v. 10.
- DOGBE, E. S.; MANDEGARI, M. A.; GÖRGENS, J. F. Exergetic diagnosis and performance analysis of a typical sugar mill based on aspen plus® simulation of the process. **Energy**, Elsevier, v. 145, p. 614–625, 2018.
- FIOMARI, M. Análise energética e exergetica de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão. **Master Degree Dissertation, UNESP, Ilha Solteira, SP, Brazil**, 2004.
- HUGOT, E. **Manual da engenharia açucareira**. [S.l.]: Mestre Jou, 1969.
- KAMATE, S.; GANGAVATI, P. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 29, n. 5-6, p. 1187–1194, 2009.
- KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. [S.l.]: Elsevier, 2013.
- LI, K. **Applied thermodynamics: availability method and energy conversion**. [S.l.]: Routledge, 1995.
- MACHADO, S. S. Tecnologia da fabricação do açúcar. 2016.
- MARQUINI, M. F. *et al.* Simulação e análise de um sistema industrial de colunas de destilação de etanol. **Acta Scientiarum. Technology**, Universidade Estadual de Maringá, v. 29, n. 1, p. 23–28, 2007.
- SAINT-MARTIN, L. **Análise Exergetica da Co-geração a partir de Resíduos da Cana-de-Açúcar em Usinas Sucroalcooleiras**. Tese (Doutorado) — M. Sc. Thesis in Science and Nuclear Techniques. Universidade Federal de Minas Gerais, 2005.
- SEARS F.W., L. J. **Termodinâmica**. [S.l.]: Rio de Janeiro, 1969. v. 2.
- SHIMER, F. **Comparação de Indicadores de Eficiência Energética e Exergetica em Duas Indústrias do Setor Sucroalcooleiro. 2006. 81f.** Tese (Doutorado) — Dissertação (Mestrado)—UNIOESTE—Universidade Estadual do Oeste do Paraná . . . , 2006.
- SILVA, D. B. T. V. da *et al.* Avaliação termodinâmica na cogeração de energia nas indústrias sucroalcooleiras. **Revista Brasileira de Gestão Ambiental**, v. 13, n. 3, p. 01–06, 2019.
- SZARGUT, J.; MORRIS, D.; STEWARD, F. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes, hemisphere publ. **Corp., New York**, v. 331, 1988.
- UCHÔA, T. B. *et al.* Análise termodinâmica e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira que produz excedente de bagaço para comercialização. **Proceedings of the 6. Encontro de Energia no Meio Rural**, SciELO Brasil, 2006.

WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. [S.l.]: Edgard Blucher, 2006.

WYLEN, J.; SONS. Computer aided thermodynamic table 3. **Inc**, 1996.

ZARPELON, F. Redução do volume de vinhoto. **Stab: Açúcar, Álcool e Subp**, v. 1, n. 2, p. 28–35, 1982.

APÊNDICES

APÊNDICE A – CALCULOS REALIZADOS PARA REALIZAÇÃO DO TRABALHO

Neste Apêndice será apresentado todo passo a passo das análises energéticas e exergética da Usina CRV industrial, aplicado para validação da metodologia do Caso 1. Caso o leitor tenha interesse de realizar os calculos dos Casos 2 e 3, pode seguir o mesmo passo a passo aqui apresentado, usando os dados mostrados nas Tabela 3 e Tabela 4

Todas as considerações foram apresentadas, bem como o balanço de massa e energia em todos equipamentos. As equações utilizadas neste apêndice foram demonstrada no "Capítulo 2: Fundamentação Teórica". Os dados de controle de Temperatura estão apresentados no Apêndice B bem como a vazão de vapor da Caldeira e consumo específico de vapor da destilaria. Todos os dados foram recolhidos pelo aluno juntamente com a equipe da CRV industrial no dia 09/Julho/2019, sendo assim, todos os calculos foram baseados nos dados de pressão e temperatura desse dia.

A.1 Análise Energética e Exergética - Caso 1

Foi fornecido pela Usina que, 1 kg de bagaço produz em média 2,2 kg de vapor na caldeira. Do Apêndice B, é possível verificar a produção total de vapor pela caldeira. Logo, a massa total de vapor é $= 27t/h+77t/h+77t/h=181t/h= 50,27 \text{ kg/s}$.

Portanto, para produzir 50,27 kg/s de vapor na caldeira é necessário $\dot{m}_{combustvel} = \frac{50,27}{2,2} = 22,85 \text{ kg/s}$ de bagaço

A.1.1 Balanço de Energia e Exergia

A.1.2 Caldeira

As informações de Pressão e Temperatura na entrada e saída da caldeira é mostrado abaixo.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = 3,13 \text{ MPa} \\ T_1 = 96,2^\circ\text{C} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_1 = 405,4 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 1,261 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Líquido} \quad \text{Comprimido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_2 = 2,15 \text{ MPa} \\ T_2 = 320^\circ\text{C} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_2 = 3066 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 6,807 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor} \quad \text{Superaquecido} \end{array} \right.$$

Eficiência Energética da Caldeira

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{Q}_t}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{m}_{H_2O} \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{combustvel} \times PCI} = \frac{50,27 \times (3066 - 405,4)}{22,85 \times 7431,57} = 78,76\%$$

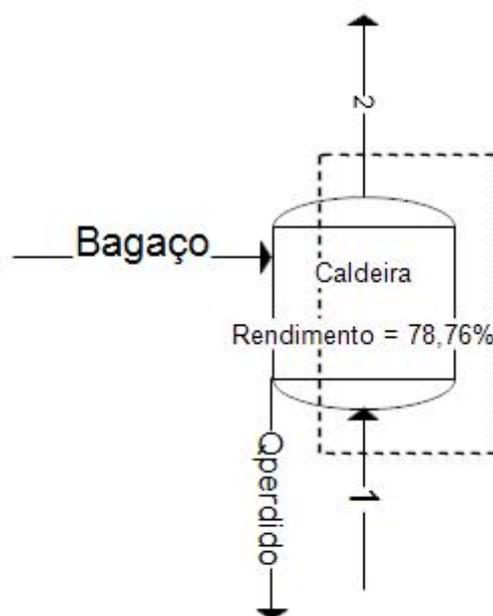
O resultado da eficiência da caldeira encontra-se abaixo do estimado de acordo com a eficiência apresentada no Apêndice B.

Taxa de Calor perdido pela caldeira.

$$\dot{Q}_{perdido} = \dot{Q}_{combustivel} - \dot{Q}_t = 169,81MW - 133,74MW = 36,07MW$$

A Figura 16 representa o Volume de Controle da Caldeira.

Figura 16 – Representação do Volume de Controle da Caldeira



Fonte: Próprio Autor

Taxa de Exergia da Caldeira:

$$\text{Exergia do combustível} = \dot{B}_{bagaço} = \dot{m}_{bagaço} \times b_{bagaço} = 22,85 \times 8666 = 198,01MW$$

Os valores da taxa de exergia que acompanha a água e o vapor superaquecido foram calculados de acordo com a Equação 2.13 e Equação 2.14 respectivamente.

$$\dot{B}_1 = \dot{m} \times [(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] = 50,27 \times [(405,4 - 105) - 298,15 \times (1,261 - 0,367)] = 1,70MW$$

$$\dot{B}_2 = \dot{m} \times [(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] = 50,27 \times [(3066 - 105) - 298,15 \times (6,807 - 0,367)] = 52,32MW$$

Taxa de exergia da transferência de calor dada por:

$$\dot{B}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p = \left(1 - \frac{298,15}{593,15}\right) \times 36,07 = 17,93MW$$

Destruição de exergia na Caldeira:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_{bagaço} + \dot{B}_{entrada} - \dot{B}_{saida} - \dot{B}_{calor} = 198,01MW + 1,70MW - 52,32MW - 17,93MW = 129,46MW$$

Eficiência Exergética da Caldeira:

$$\varepsilon_{caldeira} = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{B}_{bagaco}} = 25,6\%$$

A.1.3 Turbinas

Vazões de massa nos pontos 5, 6, 7, 8, 9, 10, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19;

$$\dot{m}_{totalturbinas} = (\dot{m}_5 + \dot{m}_6 + \dot{m}_7 + \dot{m}_8 + \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}) = 5,06 + 6,48 + 2,76 + 2,22 + 2,47 + 2,89 + 23,81 = 45,69 \text{ kg/s}$$

A vazão mássica total que passa pelas turbinas é de 45,69 kg/s Como:

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_{totalturbinas} + \dot{m}_{valvula} = 50,27 = 45,69 + \dot{m}_{valvula} = \dot{m}_{valvula} = 4,58 \text{ kg/s}$$

A.1.3.1 Turbina do Picador

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{13} = 5,06$$

$$W_{real} = \dot{m}_5 \times (h_5 - h_{13}):$$

$$\begin{cases} p_5 = 2,11 \text{ MPa} \\ T_5 = 285^\circ \text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_5 = 2985 \text{ kJ/kg} \\ s_5 = 6,675 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{13} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{13} = 167^\circ \text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{13} = 2801 \text{ kJ/kg} \\ s_{13} = 7,261 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$W_{real} = 5,06 \times (2985 - 2801) = 0,93104 \text{ MW}$$

Turbina Isentrópica:

$$\begin{cases} p_{13} = 0,245 \text{ MPa} \\ s_5 = s_{13} = 6,675 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{13iso} = 126,8^\circ \text{C} \\ x_{13iso} = 92,95\% \\ h_{13iso} = 2562 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{cases}$$

$$W_{rev} = 5,06 \times (2985 - 2562) = 2,14038 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{0,93104}{2,14038} = 43,49\%$$

Trabalho Disponível:

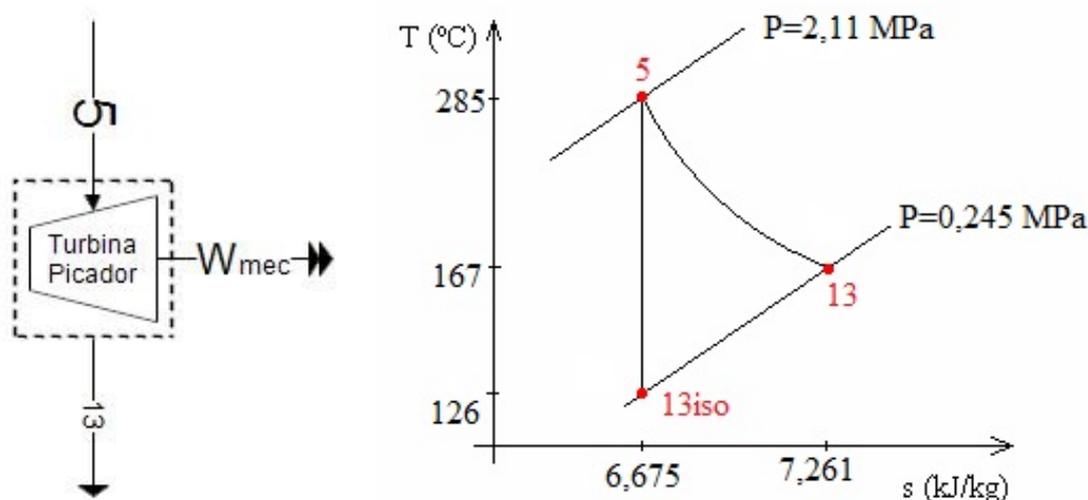
$$\dot{B}_5 = \dot{m}_5 \times [(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] = 5,06 \times [(2985 - 105) - 298,15 \times (6,675 - 0,367)] = 5,0563 \text{ MW}$$

$$\dot{B}_{13} = \dot{m}_{13} \times [(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)] = 5,06 \times [(2801 - 105) - 298,15 \times (7,261 - 0,367)] = 3,2412 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_5 - \dot{B}_{13} = 5,0563 - 3,2412 = 1,8151 \text{ MW}$$

Trabalho Perdido:

Figura 17 – Representação do Volume de Controle do Picador - Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 2,14038 - 0,93104 = 1,2093 MW$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 1,8151 - 0,93104 = 0,8840 MW$$

A.1.3.2 Turbina Desfibrador

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{14} = 6,48 kg/s$$

$$W_{real} = \dot{m}_6 \times (h_6 - h_{14}):$$

$$\begin{cases} p_6 = 2,15 MPa \\ T_6 = 289^\circ C \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_6 = 2993 \text{ kJ/kg} \\ s_6 = 6,681 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{14} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{14} = 157^\circ C \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{14} = 2780 \text{ kJ/kg} \\ s_{14} = 7,241 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$W_{real} = 6,48 \times (2993 - 2780) = 1,3802 MW$$

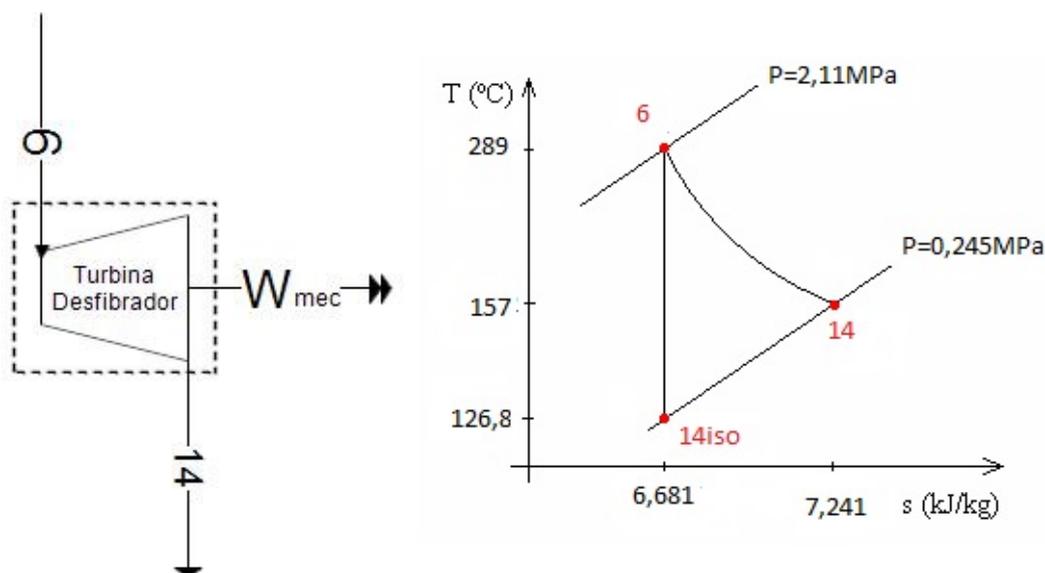
Turbina Isentrópica:

$$\begin{cases} p_{14} = 0,245 MPa \\ s_6 = s_{14} = 6,681 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{14iso} = 126,8^\circ C \\ x_{14iso} = 93,07\% \\ h_{14iso} = 2565 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{cases}$$

$$W_{rev} = 6,48 \times (2993 - 2565) = 2,7734 MW$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{1,3802}{2,7734} = 49,76\%$$

Figura 18 – Representação do Volume de Controle do Desfibrador e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_6 = \dot{m}_6 \times [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] = 6,48 \times [(2993 - 105) - 298,15 \times (6,681 - 0,367)] = 6,5155 MW$$

$$\dot{B}_{14} = \dot{m}_{14} \times [(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] = 6,48 \times [(2780 - 105) - 298,15 \times (7,241 - 0,367)] = 4,0533 MW$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_6 - \dot{B}_{14} = 6,5155 - 4,0533 = 2,4622 MW$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 2,7734 - 1,3802 = 1,3932 MW$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 2,4622 - 1,3802 = 1,082 MW$$

A.1.3.3 Turbina do Primeiro Terno

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{15} = 2,76 kg/s$$

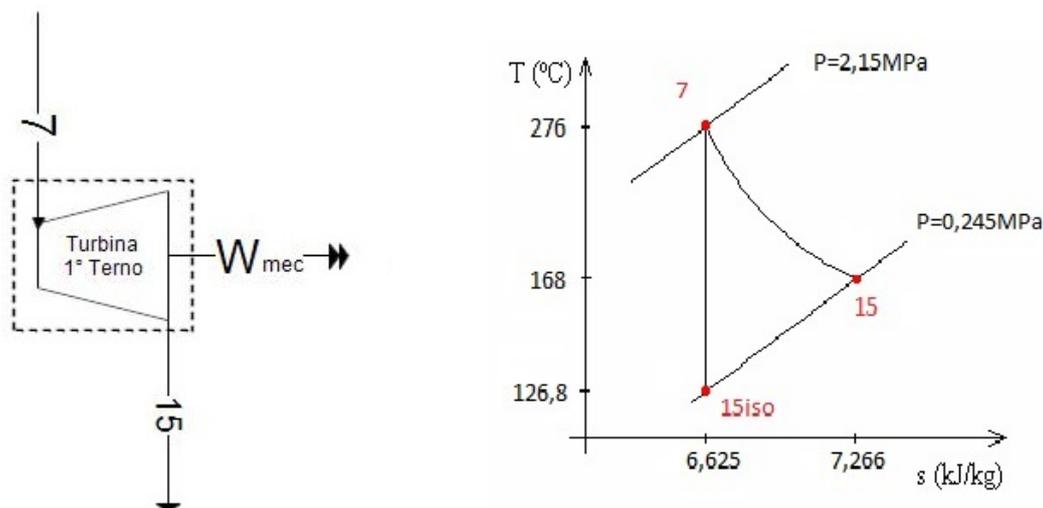
$$W_{real} = \dot{m}_7 \times (h_7 - h_{15}):$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_7 = 2,15 MPa \\ T_7 = 276^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_7 = 2962 \text{ kJ/kg} \\ s_7 = 6,625 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{array} \right.$$

$$\begin{cases} p_{15} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{15} = 168^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{15} = 2803 \text{ kJ/kg} \\ s_{15} = 7,266 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$W_{real} = 2,76 \times (2962 - 2803) = 0,4388 \text{ MW}$$

Figura 19 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Primeiro Terno e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

Turbina Isentrópica:

$$\begin{cases} p_{15} = 0,245 \text{ MPa} \\ s_7 = s_{15} = 6,625 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{15iso} = 126,8^\circ\text{C} \\ x_{15iso} = 92,04\% \\ h_{15iso} = 2542 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{cases}$$

$$W_{rev} = 2,76 \times (2962 - 2542) = 1,1592 \text{ MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{0,4388}{1,1592} = 38,85\%$$

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_7 = \dot{m}_7 \times [(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] = 2,76 \times [(2962 - 105) - 298,15 \times (6,625 - 0,367)] = 2,7356 \text{ MW}$$

$$\dot{B}_{15} = \dot{m}_{15} \times [(h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)] = 2,76 \times [(2803 - 105) - 298,15 \times (7,266 - 0,367)] = 1,7693 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_7 - \dot{B}_{15} = 2,7356 - 1,7693 = 0,9663 \text{ MW}$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 1,1592 - 0,4388 = 0,7204 \text{ MW}$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 0,9663 - 0,4388 = 0,5275 MW$$

A.1.3.4 Turbina do Segundo e Terceiro Terno

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{16} = 2,22 kg/s$$

$$W_{real} = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_{16}):$$

$$\begin{cases} p_8 = 2,15 MPa \\ T_8 = 281^\circ C \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_8 = 2974 \text{ kJ/kg} \\ s_8 = 6,647 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

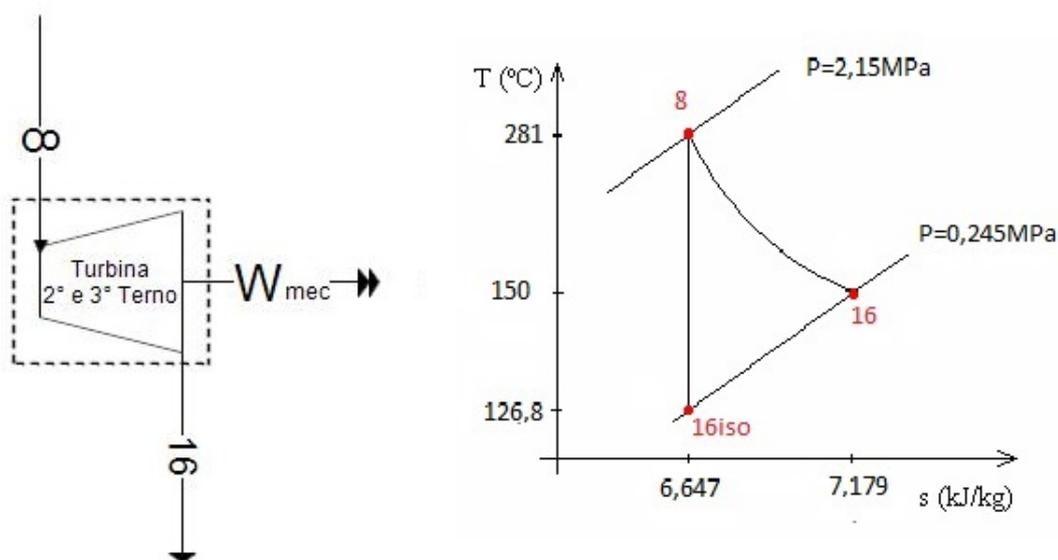
$$\begin{cases} p_{16} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{16} = 150^\circ C \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{16} = 2765 \text{ kJ/kg} \\ s_{16} = 7,179 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$W_{real} = 2,22 \times (2974 - 2765) = 0,4639 MW$$

Turbina Isentrópica:

$$\begin{cases} p_{16} = 0,245 MPa \\ s_8 = s_{16} = 6,647 \text{ kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{16iso} = 126,8^\circ C \\ x_{16iso} = 92,44\% \\ h_{16iso} = 2551 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{cases}$$

Figura 20 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Segundo e Terceiro Terno e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

$$W_{rev} = 2,22 \times (2974 - 2551) = 0,9390 MW$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{0,4639}{0,9390} = 49,40\%$$

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_8 = \dot{m}_8 \times [(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] = 2,22 \times [(2974 - 105) - 298,15 \times (6,647 - 0,367)] = 2,2124 MW$$

$$\dot{B}_{16} = \dot{m}_{16} \times [(h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0)] = 2,22 \times [(2765 - 105) - 298,15 \times (7,179 - 0,367)] = 1,3963 MW$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_8 - \dot{B}_{16} = 2,2124 - 1,3963 = 0,8161 MW$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 0,9390 - 0,4639 = 0,4751 MW$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 0,8161 - 0,4639 = 0,3522 MW$$

A.1.3.5 Turbina do Quarto e Quinto Terno

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{17} = 2,47 kg/s$$

$$W_{real} = \dot{m}_9 \times (h_9 - h_{17}):$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_9 = 2,11 MPa \\ T_9 = 280^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_9 = 2973 \text{ kJ/kg} \\ s_9 = 6,653 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{17} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{17} = 156^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_{17} = 2778 \text{ kJ/kg} \\ s_{17} = 7,209 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{array} \right.$$

$$W_{real} = 2,47 \times (2973 - 2778) = 0,4816 MW$$

Turbina Isentrópica:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{17} = 0,245 MPa \\ s_9 = s_{17} = 6,653 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{17iso} = 126,8^\circ C \\ x_{17iso} = 92,55\% \\ h_{17iso} = 2553 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{array} \right.$$

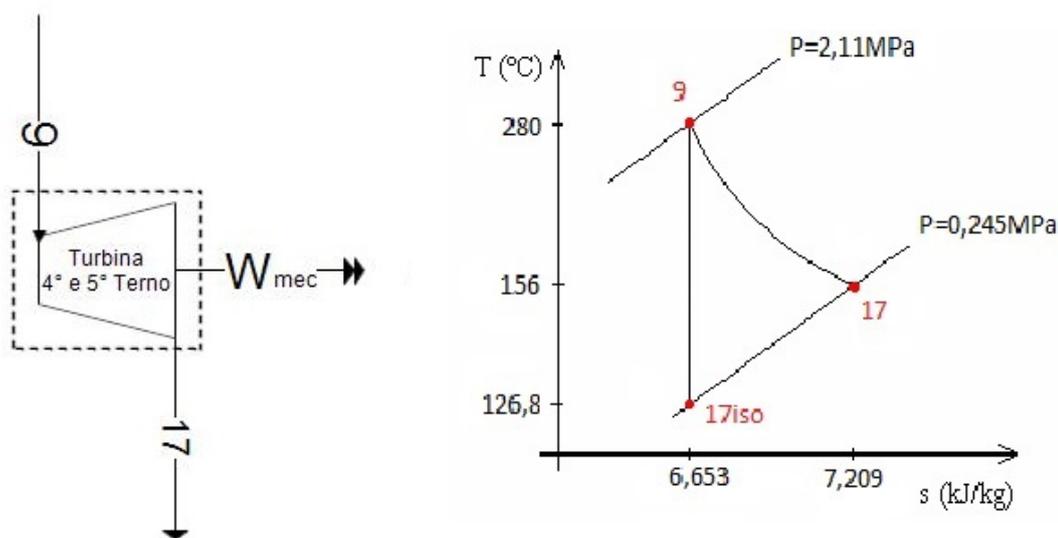
$$W_{rev} = 2,47 \times (2973 - 2553) = 1,0374 MW$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{0,4816}{1,0374} = 46,42\%$$

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_9 = \dot{m}_9 \times [(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] = 2,47 \times [(2973 - 105) - 298,15 \times (6,653 - 0,367)] = 2,4547 MW$$

Figura 21 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Quarto e Quinto Terno e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

$$\dot{B}_{17} = \dot{m}_{17} \times [(h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0)] = 2,47 \times [(2778 - 105) - 298,15 \times (7,209 - 0,367)] = 1,5636 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_9 - \dot{B}_{17} = 2,4547 - 1,5636 = 0,8911 \text{ MW}$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 1,0374 - 0,4816 = 0,5558 \text{ MW}$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 0,8911 - 0,4816 = 0,4095 \text{ MW}$$

A.1.3.6 Turbina do Sexto Terno

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{18} = 2,89 \text{ kg/s}$$

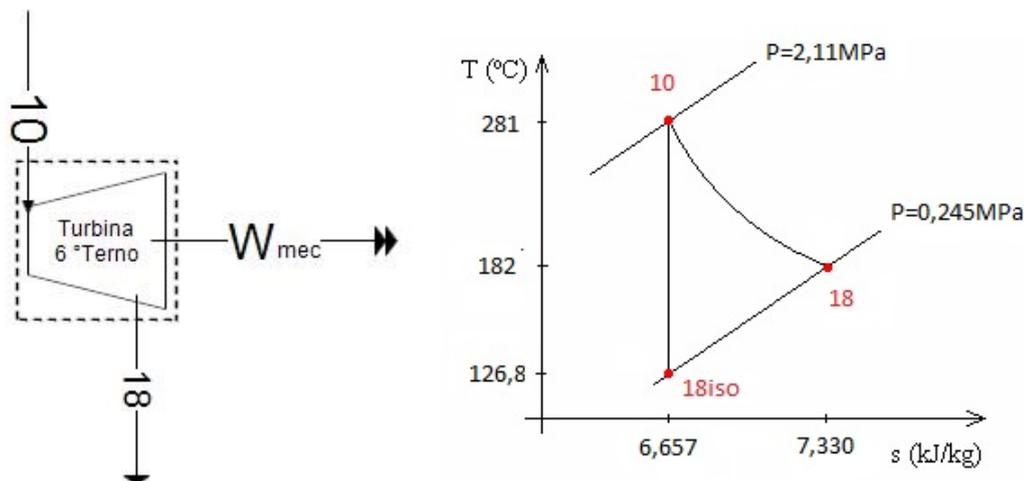
$$W_{real} = \dot{m}_{10} \times (h_{10} - h_{18}):$$

$$\begin{cases} p_{10} = 2,11 \text{ MPa} \\ T_{10} = 281^\circ \text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{10} = 2975 \text{ kJ/kg} \\ s_{10} = 6,657 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{18} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{18} = 182^\circ \text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{18} = 2832 \text{ kJ/kg} \\ s_{18} = 7,330 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$W_{real} = 2,89 \times (2975 - 2832) = 0,4132 \text{ MW}$$

Figura 22 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Sexto Terno e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

Turbina Isentrópica:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{18} = 0,245\text{MPa} \\ s_{10} = s_{18} = 6,657\text{kJ/kgK} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{18iso} = 126,8^{\circ}\text{C} \\ x_{18iso} = 92,63\% \\ h_{18iso} = 2555\text{kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{array} \right.$$

$$W_{rev} = 2,89 \times (2975 - 2555) = 1,2138\text{MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{0,4132}{1,2138} = 34,04\%$$

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_{10} = \dot{m}_{10} \times [(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] = 2,89 \times [(2975 - 105) - 298,15 \times (6,657 - 0,367)] = 2,8744\text{MW}$$

$$\dot{B}_{18} = \dot{m}_{18} \times [(h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0)] = 2,89 \times [(2832 - 105) - 298,15 \times (7,330 - 0,367)] = 1,8813\text{MW}$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_{10} - \dot{B}_{18} = 2,8744 - 1,8813 = 0,9931\text{MW}$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 1,2138 - 0,4132 = 0,8006\text{MW}$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 0,9931 - 0,4132 = 0,5799\text{MW}$$

A.1.3.7 Turbina do Gerador

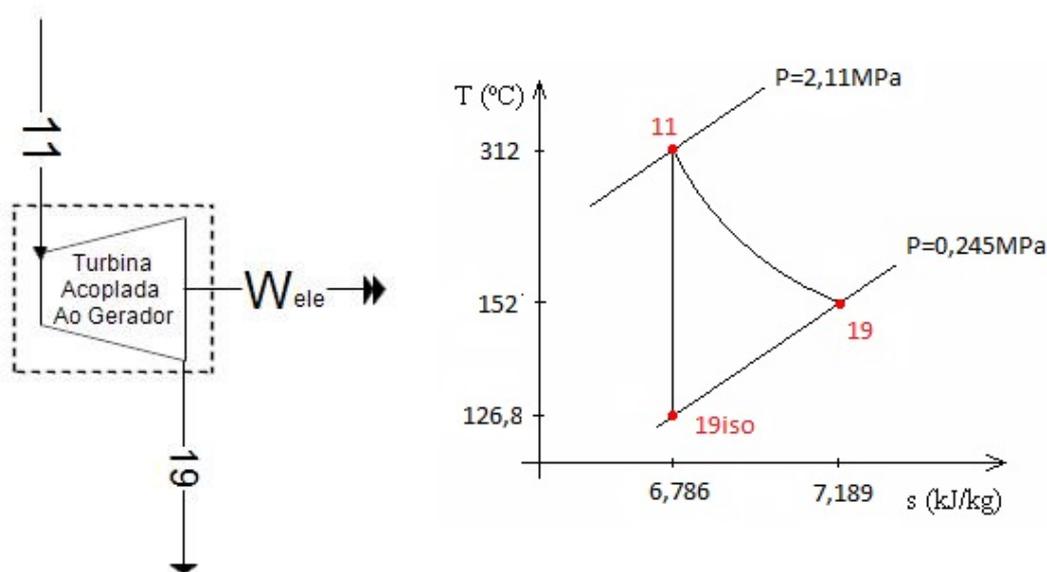
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{19} = 23,81\text{kg/s}$$

$$W_{real} = \dot{m}_{11} \times (h_{11} - h_{19}):$$

$$\begin{cases} p_{11} = 2,11\text{MPa} \\ T_{11} = 312^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{11} = 3048 \text{ kJ/kg} \\ s_{11} = 6,786 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{19} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{19} = 152^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{19} = 2769 \text{ kJ/kg} \\ s_{19} = 7,189 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

Figura 23 – Representação do Volume de Controle da Turbina do Sexto Terno e Diagrama T-s



Fonte: Próprio Autor

$$W_{real} = 23,81 \times (3048 - 2769) = 6,6429\text{MW}$$

Turbina Isentrópica:

$$\begin{cases} p_{19} = 0,245\text{MPa} \\ s_{11} = s_{19} = 6,786\text{kJ/kgK} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_{19iso} = 126,8^\circ\text{C} \\ x_{19iso} = 94,99\% \\ h_{19iso} = 2607\text{kJ/kgK} \\ \text{Mistura} \end{cases}$$

$$W_{rev} = 23,81 \times (3048 - 2607) = 10,5002\text{MW}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{6,6429}{10,5002} = 63,26\%$$

Trabalho Disponível:

$$\dot{B}_{11} = \dot{m}_{11} \times [(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] = 23,81 \times [(3048 - 105) - 298,15 \times (6,786 - 0,367)] = 24,5046\text{MW}$$

$$\dot{B}_{19} = \dot{m}_{19} \times [(h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0)] = 23,81 \times [(2769 - 105) - 298,15 \times (7,189 - 0,367)] = 15,0007\text{MW}$$

$$\dot{W}_{disponivel} = \dot{B}_{11} - \dot{B}_{19} = 24,5046 - 15,0007 = 9,5039 MW$$

Trabalho Perdido:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 10,5002 - 6,6429 = 3,8573 MW$$

Destruição de Exergia

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disponivel} - \dot{W}_{real} = 9,5039 - 6,6429 = 2,861 MW$$

A.1.4 Valvula Redutora de Pressão

$$\dot{m}_{valvula} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{20} = 4,58 kg/s$$

A valvula redutora de pressão é considerada Isentálpica, ou seja, a entalpia de entrada é igual a entalpia de saída.

A.1.5 Dessuperaquecedor

$$\dot{m}_{21} \times h_{21} + \dot{m}_{23} \times h_{23} = \dot{m}_{24} \times h_{24}$$

$$h_{24} = \frac{\dot{m}_{21} \times h_{21} + \dot{m}_{23} \times h_{23}}{\dot{m}_{24}}$$

Onde:

$$\dot{m}_{21} = 40,89 kg/s$$

$$\dot{m}_{23} = 1,23 kg/s$$

$$\dot{m}_{24} = 42,12 kg/s$$

E

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{21} = 0,245 MPa \\ T_{21} = 175^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_{21} = 2817 \text{ kJ/kg} \\ s_{21} = 7,297 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{23} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{23} = 25^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_{23} = 105 \text{ kJ/kg} \\ s_{23} = 0,367 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Líquido Comprimido} \end{array} \right.$$

Logo,

$$h_{24} = \frac{40,89 \times 2817 + 1,23 \times 105}{42,12} = 2738 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{24} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{24} = 137^\circ C \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_{24} = 2738 \text{ kJ/kg} \\ s_{24} = 7,114 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{array} \right.$$

A.1.6 Destilaria

O consumo de vapor para destilaria está apresentado na Figura 25. Todo o vapor é consumido e transformado em flegmaça.

Portanto,

$$\dot{Q}_{dest} = \dot{m}_{22} \times h_{22}$$

$$\begin{cases} p_{22} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{22} = 160^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{22} = 2786 \text{ kJ/kg} \\ s_{22} = 7,228 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_{dest} = 9,38 \times 2786 = 26,13 \text{ MW}$$

$$\dot{B}_{dest} = \dot{m}_{22} \times [(h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0)] = 9,38 \times [(2786 - 105) - 298,15 \times (7,228 - 0,367)] = 5,96 \text{ MW}$$

A.1.7 Fabricação de Açúcar

$$\begin{cases} p_{24} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{24} = 137^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{24} = 2738 \text{ kJ/kg} \\ s_{24} = 7,114 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Vapor Superaquecido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{25} = 0,245 \text{ MPa} \\ T_{25} = 100^\circ\text{C} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{25} = 419 \text{ kJ/kg} \\ s_{25} = 1,307 \text{ kJ/kgK} \\ \text{Líquido Comprimido} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_{fab} = \dot{m}_{24} \times (h_{24} - h_{25}) = 42,12(2738 - 419) = 97,68 \text{ MW}$$

$$\dot{B}_{24} = \dot{m}_{24} \times [(h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0)] = 42,12 \times [(2738 - 105) - 298,15 \times (7,114 - 0,367)] = 26,17 \text{ MW}$$

$$\dot{B}_{25} = \dot{m}_{25} \times [(h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0)] = 42,12 \times [(419 - 105) - 298,15 \times (1,307 - 0,367)] = 1,42 \text{ MW}$$

ANEXOS

ANEXO A – INFORMAÇÕES GERAIS DAS TURBINAS E CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR DA DESTILARIA

Figura 24 – Consumo De vapor da Destilaria

TEXAS TURBINAS A VAPOR LTDA		Manual de Instruções
<u>01 - INFORMAÇÕES GERAIS DA TURBINA</u>		
<u>1.1 - DADOS PRINCIPAIS DA TURBINA</u>		
Número de Série		338
Tipo		TX 2040 ME/20
Ano de fabricação		2008
Acionamento		Navalha
Potência de projeto		4000 HP
Potência de trabalho		4000 HP
Rotação da turbina		6000 rpm
Rotação de atuação do fecho-rápido da turbina		6600 rpm
Pressão do vapor vivo		22 bar
Temperatura do vapor vivo		300 °C
Pressão na saída		2,5 bar
Sentido de rotação da turbina		Anti-Horário
Diâmetro da tubulação de admissão de vapor (entrada)		8"
Diâmetro da tubulação de escape de vapor (saída)		14"
Consumo específico da turbina (100% da carga)		9,25 kg/HP.h

Fonte: Usina CRV

01 - INFORMAÇÕES GERAIS DA TURBINA

1.1 – DADOS PRINCIPAIS DA TURBINA

Número de Série	337
Tipo	TXM – 10.000/20
Ano de fabricação	2008
Acionamento	Gerador
Potência de projeto	10.000 kW
Potência de trabalho	10.000 kW
Rotação da turbina	6.000 rpm
Rotação de atuação do fecho-rápido da turbina	6.600 rpm
Pressão do vapor vivo	22 bar
Temperatura do vapor vivo	300 °C
Pressão na saída	2,5 bar
Sentido de rotação da turbina	Anti-Horário
Diâmetro da tubulação de admissão de vapor (entrada)	12 pol
Diâmetro da tubulação de escape de vapor (saída)	28 pol
Consumo específico da turbina	11,0 kg/ kWh

ANEXO B – CONTROLE DE TEMPERATURA E DADOS DE PERFORMANCE DA CALDEIRA

DATA		DESCRÇÃO DE SERVIÇOS		TURBINA PICADOR		TURBINA DESFIBRADOR		TURBINA 1º TERMO		TURBINA 2º E 3º T		TURBINA 4º E 5º T		TURBINA 6º TERMO		TURBINA GERADOR PRIMARIO		AR FORMALHA		GASES SAIDA EXAUSTOR		VAZAO DE VAPOR		Vapor Direto		
		ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	CAL.1	CAL.2	CAL.3	317°C	
24/abr 2019	TEMPERATURAS	295°C	174°C	300°C	160°C	282°C	289°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C	286°C	280°C
	PRESSAO	21,4 Kg	2,5 Kg	21,0 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	
22/mai 2019	TEMPERATURAS	298°C	197°C	304°C	160°C	283°C	282°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C	288°C	283°C
	PRESSAO	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,6 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,3 Kg	2,5 Kg	
05/jun 2019	TEMPERATURAS	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	
	PRESSAO	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	
09/jul 2019	TEMPERATURAS	285°C	167°C	289°C	157°C	276°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	280°C	281°C	
	PRESSAO	21,5 Kg	2,5 Kg	22,0 Kg	2,5 Kg	22,0 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	
30/ago 2019	TEMPERATURAS	296°C	190°C	307°C	168°C	277°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	
	PRESSAO	21,0 Kg	2,5 Kg	21,2 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,6 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	
09/set 2019	TEMPERATURAS	297°C	198°C	305°C	172°C	280°C	283°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	282°C	280°C	
	PRESSAO	21,5 Kg	2,5 Kg	21,0 Kg	2,5 Kg	21,7 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,4 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	21,5 Kg	2,5 Kg	
	TEMPERATURAS	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	
	PRESSAO	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	

Fonte:Usina CRV

DADOS DE PERFORMANCE

CARACTERÍSTICAS GERAIS					
TIPO DA CALDEIRA:	Aquatubular	SUPERFÍCIES DE TROCA DE CALOR			
CONDIÇÕES DE PROJETO		Feixe tubular (m ²):	1.220		
Capacidade (kg/h):	70.000	Fornalha – projetada (m ²):	198		
Pressão de operação (kgf/cm ² g):	21	Superaquecedor (m ²):	204		
Temperatura do vapor (°C):	360	Economizador (m ²):	382		
Temperatura da água de alimentação (°C):	105	Pré-aquecedores de ar (m ²):	2.000		
Pressão de projeto (kgf/cm ² g):	-				
Temperatura do ar ambiente (°C):	27	VOLUME / ÁREA:			
Altitude local (m):	629	Volume da fornalha (m ³):	240		
Umidade relativa (%):	55	Área da grelha principal (m ²):	25,5		
DADOS DE PERFORMANCE PREVISTOS					
DADOS DE OPERAÇÃO		PERDAS			
MCR (%):	100	PERDAS DE CARGA (mmca) (Operação)			
Temp. da água - entrada do economizador (°C):	105	Perda de carga do lado do ar:	120		
Temp. da água - saída do economizador (°C):	165	Perda de carga do lado do gás:	315		
Temp. do ar - entrada do pré-ar (°C):	27	PERDAS DE CALOR (%)			
Temp. do ar - entrada do pré-ar (°C):	142	Gás seco:	6,08		
Temp. do gás - saída da fornalha (°C):	1001	Umidade no combustível e formada:	23,03		
Temp. do gás - saída da caldeira (°C):	359	Radiação:	0,39		
Temp. do gás - saída do economizador (°C):	246	Combustível não queimado:	2,00		
Temp. do gás - saída do pré-ar (°C):	173	Não calculados:	1,00		
Excesso de ar (%):	30	Total das perdas:	32,50		
Vazão total de ar (kg/h):	109.122				
Vazão total de gás (kg/h):	138.863	DADOS DO COMBUSTÍVEL			
Liberação máx. na grelha ao PCI (kcal/h.m ²):	2,10E+06	TIPO: Bagaço de cana			
Liberação volumétrica máxima ao PCI (kcal/h.m ³):	222.984	ANÁLISE FINAL (% Peso)			
Eficiência estimada ao PCS (%):	67,50	C:	23,00	PODER CALORÍFICO	
Eficiência estimada ao PCI (%):	85,59	H ₂ :	3,25	PCI (kcal/kg):	1.775
Combustível queimado (kg/h): *	30.135	O ₂ :	23,00		
Produção específica (kg vapor/kg comb):	2,32	S:	0	PCS (kcal/kg):	2.250
Tempo de residência dos gases na fornalha (s):	1,40	N ₂ :	0		
		H ₂ O:	50		
		Cinzas:	0,75		

DEDINI S/A Indústrias de Base

Piracicaba – SP – Rod. Piracicaba/Rio Claro, Km 26,3 – CEP 13412-900 – Fone: (0xx19) 3403-3222 – Fax: (0xx19) 3403-3388
Maceió – AL – Av. Fernandes de Lima, 4789 – Bloco I – CEP 57057-000 – Fone/Fax: (0xx82) 338.1800