

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

GABRIEL SANCHEZ SCHIAVETO

**ANÁLISE EXERGÉTICA DOS PROCESSOS DE
EXPANSÃO DE VAPOR EM UMA USINA DE AÇÚCAR
E ETANOL**

São Carlos - SP

2025

GABRIEL SANCHEZ SCHIAVETO

ANÁLISE EXERGÉTICA DOS PROCESSOS DE EXPANSÃO DE VAPOR EM UMA
USINA DE AÇÚCAR E ETANOL

Trabalho de conclusão de curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Química da Universidade
Federal de São Carlos, para obtenção do
título de bacharel em Engenharia
Química.

Orientador: João Paulo Silva Queiroz

São Carlos - SP

2025

Schiaveto, Gabriel Sanchez

Análise exergética dos processos de expansão de vapor em uma usina de açúcar e etanol / Gabriel Sanchez Schiaveto -- 2025.
80f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos, campus São Carlos, São Carlos

Orientador (a): João Paulo Silva Queiroz

Banca Examinadora: Adriana Paula Ferreira Palhares, André Bernardo

Bibliografia

1. Exergia. 2. Cogeração. 3. Expansão de vapor. I. Schiaveto, Gabriel Sanchez. II. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

Folha de Aprovação

Assinatura dos membros da comissão examinadora que avaliou e aprovou a Defesa do Trabalho de Graduação do candidato Gabriel Sanchez Schiaveto, realizada em 09/12/2025:

Prof. Dr. Adriana Paula Ferreira Palhares

Departamento de Engenharia Química - Universidade Federal de São Carlos

Prof. Dr. João Paulo Silva Queiroz

Departamento de Engenharia Química - Universidade Federal de São Carlos

Prof. Dr. André Bernardo

Departamento de Engenharia Química - Universidade Federal de São Carlos

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. João Paulo Silva Queiroz, pela confiança em meu trabalho, pela disponibilidade e paciência durante o desenvolvimento do estudo, pelos mais diversos ensinamentos enquanto professor, tutor e orientador, e por compartilhar do meu entusiasmo pela engenharia química e suas tecnologias.

À EQ Júnior - Consultoria e Projetos, pela profunda participação na minha formação, pelas experiências que me moldaram, pelos vínculos e memórias que coleciono, e por me proporcionar o mais genuíno sentimento de propósito e pertencimento.

Aos meus pais, Adriana e Márcio Schiaveto, pelo exemplo, pelo incentivo, pela dedicação incondicional, pelos valores que constituem o meu ser, e principalmente, pela educação ímpar que sustentou cada passo da minha trajetória.

Ao meu irmão, Bruno Schiaveto, pelas brincadeiras, pelos ensinamentos de fraternidade, cumplicidade e humildade.

À minha namorada, Marina Benfati, pelo companheirismo, pelas risadas, pelo carinho, pelo amor e pelo apoio silencioso que, tantas vezes, fez toda a diferença.

Aos amigos e colegas que fiz ao longo da vida, mas especialmente ao Cauê Zenatti, João Pedro Mazzer, Juliano Zarinello e Vitor Guedes pela presença constante, pelos inúmeros momentos de reflexão, pelos direcionamentos, por tornar leve as experiências mais desafiadoras, por fazerem parte do que considero ser minha segunda família.

A todos que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a minha formação enquanto engenheiro, cidadão e humano.

“Nossas atitudes, nossa imaginária autoimportância, a ilusão de que ocupamos uma posição privilegiada no Universo, tudo é posto em cheque por esse ponto de luz pálida. O nosso planeta é um grãozinho solitário na grande escuridão cósmica circundante. Em nossa obscuridade, em meio a toda essa imensidão, não há nenhum indício de que alguma ajuda virá, de algum outro mundo, salvar-nos de nós mesmos.”

Carl Sagan

Pálido Ponto Azul

RESUMO

O vapor é a principal fonte de energia da indústria sucroenergética, sendo utilizado para a produção de trabalho mecânico nas moendas, aquecimento e evaporação do caldo, geração de vácuo, destilação do vinho em etanol, regeneração de zeólitas, secagem de levedura e geração de energia elétrica. Cada um desses processos demanda vapor em condições de temperatura e pressão diferentes, logo, a expansão do vapor é inevitável. Existem duas principais formas de rebaixar a pressão e a temperatura do vapor: turbinas de contrapressão e válvulas condicionadoras de vapor. Neste trabalho, foram quantificadas as perdas de trabalho útil e as eficiências exergéticas associadas às turbinas e válvulas condicionadoras de vapor em uma usina de açúcar e álcool no interior do Estado de São Paulo. Com o objetivo de minimizar a destruição de exergia, foi calculada a condição real de operação (1) e comparada com três simulações contendo sugestões de melhoria para a planta: a habilitação das extrações intermediárias de vapor nas turbinas (2), a instalação de um novo turbogerador de alta pressão (3) e as duas modificações juntas (4). Dos 533,35 MW disponíveis para a realização de trabalho na planta estudada, 492,39 MW são de fato aproveitados, onde a diferença de 40,96 MW representa a perda de disponibilidade. A eficiência exergética calculada para a condição real é de 92,32%. Os cenários simulados apresentaram um ganho de 7.223 kW, 15.844 kW e 18.346 kW, respectivamente, de trabalho útil em comparação à configuração real da planta, representando um aumento de 1,19 p.p., 2,88 p.p. e 3,39 p.p. na eficiência exergética do sistema, atingindo 95,71% para o melhor cenário simulado.

Palavras-chave: exergia, cogeração, expansão de vapor.

ABSTRACT

Steam is the main source of energy in the sugar-ethanol industry, being used to generate mechanical work in the mills, juice heating and evaporation, vacuum generation, ethanol distillation, zeolite regeneration, yeast drying and electricity generation. Each of these processes requires steam under different temperature and pressure conditions, therefore, steam throttling is inevitable. There are two main ways to reduce steam pressure and temperature: backpressure turbines and steam conditioning valves. This study aims to quantify the losses of availability and the exergetic efficiencies associated with turbines and steam conditioning valves in a sugar and ethanol mill located in the São Paulo Estate. To minimize exergy destruction, the actual operating condition (1) was calculated and compared with three simulated and improved scenarios: enabling the intermediate extractions of the turbines (2), installing a new high-pressure turbogenerator (3), and combining both modifications (4). Of the 533.35 MW available for performing work in the studied plant, 492.39 MW are effectively utilized, with the remaining 40.96 MW representing the loss of availability. The exergetic efficiency calculated for the current condition is 92.32%. The simulated scenarios presented gains of 7,223 kW, 15,844 kW and 18,346 kW of useful work compared to the present configuration, corresponding to increases of 1.19 p.p., 2.88 p.p. and 3.39 p.p. in system exergetic efficiency, reaching 95.71% for the best simulated scenario.

Keywords: exergy, cogeneration, steam expansion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Repartição da Oferta Interna de Energia em 2024	15
Figura 1.2 - Consumo de Energia na Indústria	17
Figura 2.1 - Representação de uma Turbina a Vapor	23
Figura 2.2 - Representação de uma Turbina a Vapor com Extrações	24
Figura 2.3 - Representação de uma Válvula Condicionadora de Vapor	25
Figura 2.4 - Diagrama Simplificado do Processo Sucroalcooleiro	29
Figura 3.1 - Fluxograma do Processo Analisado	36
Figura 3.2 - Volume de Controle do Sistema Analisado	37
Figura 3.3 - Fluxograma do Processo Incluindo as Modificações Propostas	44

LISTA DE QUADROS E TABELAS

Quadro 2.1 - Diferenças entre os Conceitos de Energia e Exergia	21
Tabela 3.1 - Capacidades da Usina Analisada	32
Tabela 3.2 - Dados das Caldeiras da Planta	32
Tabela 3.3 - Dados dos Turbogeneradores da Planta	34
Tabela 3.4 - Outras Turbinas da Planta	34
Tabela 3.5 - Válvulas Condicionadoras de Vapor Instaladas	35
Tabela 3.6 - Carga Mínima e Consumo Específico dos Turbogeneradores	41
Tabela 3.7 - Consumo de Vapor de Escape da Planta	42
Tabela 3.8 - Tomadas e Extrações das Turbinas da Planta	43
Tabela 3.9 - Dados TG-108	43
Tabela 3.10 - Resumo dos Cenários Simulados	45
Tabela 4.1 - Parâmetros de Operação das Caldeiras	46
Tabela 4.2 - Análise Exergética TG-107	47
Tabela 4.3 - Análise Exergética TG-105	48
Tabela 4.4 - Análise Exergética TG-106	49
Tabela 4.5 - Análise Exergética TG-101, TG-102, TG-103 e TG-104	50
Tabela 4.6 - Análise Exergética CV-101-A/B	51
Tabela 4.7 - Análise Exergética CV-102	53
Tabela 4.8 - Análise Exergética CV-105	54
Tabela 4.9 - Balanço de Energia Elétrica	55
Tabela 4.10 - Simulação B-101, B-102 e B-103	56
Tabela 4.11 - Simulação TG-107	57
Tabela 4.12 - Simulação TG-105	57
Tabela 4.13 - Simulação TG-106	58
Tabela 4.14 - Simulação TG-101, TG-102, TG-103 e TG-108	59
Tabela 4.15 - Simulação CV-101-A/B	60
Tabela 4.16 - Simulação CV-102	60
Tabela 4.17 - Simulação Balanço de Energia Elétrica	61
Tabela 4.18 - Correntes de Entrada do Volume de Controle do Cenário 1	63
Tabela 4.19 - Correntes de Saída do Volume de Controle do Cenário 1	64
Tabela 4.20 - Eficiência Exergética Global do Cenário 1	65
Tabela 4.21 - Correntes de Entrada do Volume de Controle Cenários 2, 3 e 4	66

Tabela 4.22 - Correntes de Saída do Volume de Controle Cenários 2, 3 e 4	67
Tabela 4.23 - Eficiência Exergética Global dos Cenários 2, 3 e 4	68
Tabela 4.24 - Deltas em Relação ao Cenário 1	68
Tabela 7.1 - Parâmetros das Correntes de Processo nos Cenários Avaliados	76

LISTA DE ABREVIATURAS

Adm.	Admissão
Dessuper	Dessuperaquecedor
Ent.	Entrada
Esc.	Escape
Exp.	Exportação
Mec.	Mecânico
N/A	Não se aplica
PAV	Pré Aquecedor de Ar a Vapor
P.Ex.	Potência Exergética
p.p.	Pontos Percentuais
Sai.	Saída
Vap.	Vapor
VC	Volume de Controle

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

c	Concentração
E	Exergia
e	Exergia Específica
g	Aceleração da Gravidade
H	Entalpia
h	Entalpia Específica
I	Irreversibilidade
i	Irreversibilidade Específica
P	Pressão
Q	Vazão Mássica
S	Entropia
s	Entropia Específica
T	Temperatura
v	Velocidade
Z	Altura

TG-000 Turbogenerador

TP-000 Turbobomba

Subscritos e Sobrescritos

0 Relacionado ao ambiente

i Espécie Química

Alfabeto Grego

μ	Potencial Químico
η	Eficiência Energética
ψ	Eficiência Exergética
Δ	Variação

Códigos de Equipamento

B-000	Caldeira
CV-000	Válvula Condicionadora
D-000	Desaerador
EC-000	Condensador Evaporativo
HE-000	Trocador de Calor
M-000	Moenda
P-000	Motobomba
TF-000	Turboventilador

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 A ENERGIA NA INDÚSTRIA SUCROENERGÉTICA	16
1.2 OBJETIVO	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1 ENERGIA E EXERGIA	19
2.2 TURBINAS A VAPOR	23
2.3 VÁLVULAS CONDICIONADORAS DE VAPOR	26
2.4 O PROCESSO SUCROALCOOLEIRO	29
3 MATERIAIS E MÉTODOS	32
3.1 DESCRIÇÃO DAS INSTALAÇÕES DA USINA ANALISADA	32
3.2 COLETA DOS DADOS DE PROCESSO	39
3.3 HIPÓTESES, SIMPLIFICAÇÕES E RESTRIÇÕES DO SISTEMA	40
3.3.1 Simplificações nos Balanços de Exergia	40
3.3.2 Ambiente de Referência	40
3.3.3 Limitação de Exportação de Energia	41
3.3.4 Vazão dos Turbogeneradores TG-101, TG-102 e TG-103	41
3.3.5 Rejeição de Carga	41
3.3.6 Escape do Turbogenerador TG-106	42
3.3.7 Vazão de Dessuperaquecimento das Válvulas Condicionadoras	42
3.3.8 Consumo de Vapor de Escape da Planta	42
3.4 DEFINIÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DOS CENÁRIOS SIMULADOS	43
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4.1 ANÁLISE EXERGÉTICA LOCAL - CENÁRIO 1 (ATUAL)	46
4.2 ANÁLISE EXERGÉTICA LOCAL - CENÁRIOS 2, 3 E 4	56
4.3 ANÁLISE EXERGÉTICA GLOBAL - CENÁRIO 1	63
4.4 ANÁLISE EXERGÉTICA GLOBAL - CENÁRIOS 2, 3 E 4	66
5 CONCLUSÃO	71
6 REFERÊNCIAS	72
APÊNDICE A - CORRENTES DE PROCESSO	76

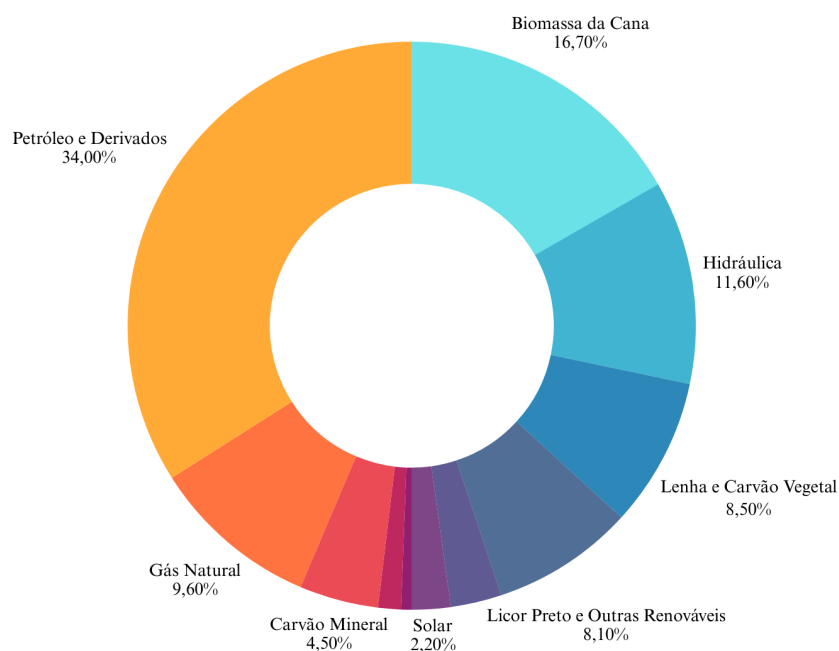
1 INTRODUÇÃO

1.1 A ENERGIA NA INDÚSTRIA SUCROENERGÉTICA

A incessante busca por processos mais eficientes é onipresente no setor industrial, provocada primordialmente pela crescente pressão das políticas ambientais e do cenário econômico desafiador. A energia, seja na forma de calor, eletricidade, movimento, matéria, radiação, química ou potencial, representa o principal insumo presente na indústria química. Dentro do setor, a indústria sucroenergética é uma das principais geradoras e consumidoras de energia em todas as formas, primordialmente na forma de vapor de processo e eletricidade. Nesse contexto, é fundamental um cuidadoso e eficiente manejo dos recursos energéticos disponíveis para que se justifique a operação da indústria em questão.

O setor sucroenergético nasceu com o Brasil, se tornando ao longo do tempo um dos principais pilares da economia nacional. O país, há 30 anos, é o maior produtor de açúcar do mundo, sendo responsável por mais de 50% do comércio mundial da commodity (UNICA, 2025); segundo maior produtor mundial de etanol (atrás apenas dos Estados Unidos) e referência global na utilização da biomassa de cana para a produção de bioenergia. Segundo o Balanço Energético Nacional de 2025, 16,7% de toda a energia utilizada no Brasil é proveniente da biomassa da cana, assim como mostra a Figura 1.1.

Figura 1.1 - Repartição da Oferta Interna de Energia em 2024



Fonte: adaptado de Balanço Energético Nacional 2025 (ano base 2024), Ministério de Minas e Energia.

Segundo o mesmo relatório, a biomassa da cana não só representa a maior fração entre todas as fontes renováveis de energia, mas também a segunda maior fração dentre todas as fontes de energia consumidas em território nacional, atrás apenas do petróleo e seus derivados.

O Brasil conta com mais de 440 unidades processadoras de cana em seu território, sendo mais de um terço localizadas no Estado de São Paulo. O setor é responsável por aproximadamente 2% do PIB nacional, fornecendo 2,2 milhões de empregos diretos e indiretos (UNICA, 2025). Ao todo, em 2024 foram cultivados 1,065 milhão de hectares de cana-de-açúcar, resultando em uma oferta de quase 680 milhões de toneladas da matéria prima para indústria sucroenergética, quantidade equivalente a uma produção de 44 milhões de toneladas de açúcar (dos quais mais de 90% é destinado ao mercado exterior), aproximadamente 37,2 milhões de metros cúbicos de etanol e mais de 21 TWh de bioeletricidade.

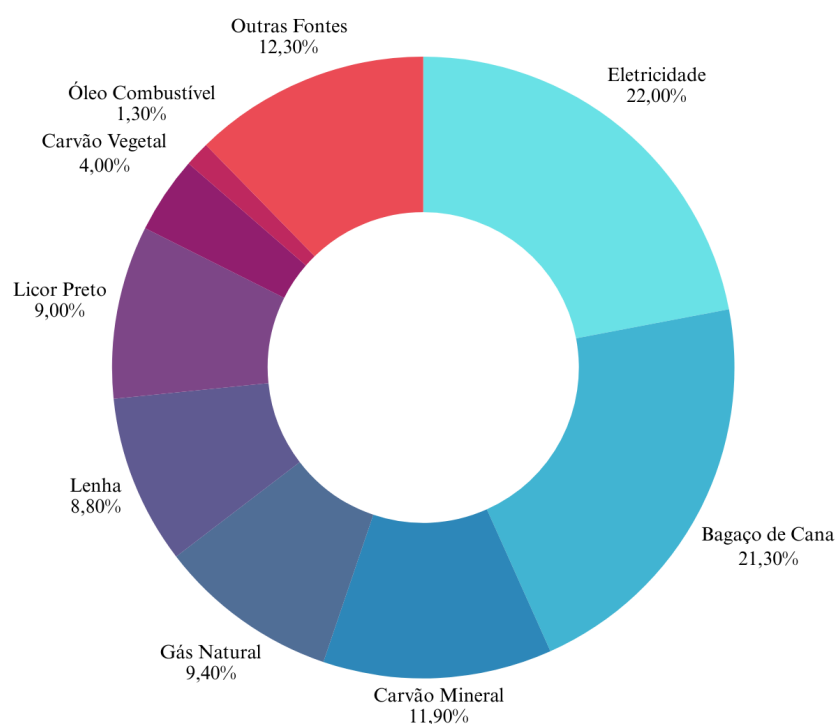
Ao longo dos anos, diversas tecnologias foram desenvolvidas visando otimizar e modernizar os processos de geração de vapor e energia, principalmente olhando para o reaproveitamento do principal subproduto gerado no processamento da cana: o bagaço. Como exemplo, destaca-se o desenvolvimento de novas tecnologias de caldeiras com o intuito de melhor aproveitar a energia disponível no combustível, ou o desenvolvimento de turbinas e geradores de energia elétrica cada vez mais eficientes.

No ano de 2024, aproximadamente 21% da energia utilizada na indústria nacional e mais de 8% da energia elétrica usada em todo o país tiveram como origem o bagaço de cana (Balanço Energético Nacional, 2025). O retrato pode ser observado na Figura 1.2.

Destacada a relevância da biomassa de cana-de-açúcar para a matriz energética nacional, evidencia-se a necessidade da otimização do uso do bagaço tanto para geração e exportação de energia elétrica, quanto para a produção de vapor de processo para uso interno nas usinas.

Nesse contexto, é importante destacar que a geração ótima de bioeletricidade na indústria sucroenergética está intimamente associada ao bom uso do vapor de processo, uma vez que este é utilizado como fluido de trabalho em turbinas a vapor, responsáveis pela conversão do trabalho de fluxo em trabalho mecânico e, posteriormente, de mecânico para elétrico no gerador acoplado. Deste modo, o uso adequado do vapor de processos impacta diretamente na cogeração de energia dentro das usinas.

Figura 1.2 - Consumo de Energia na Indústria



Fonte: adaptado de Balanço Energético Nacional 2025 (ano base 2024), Ministério de Minas e Energia.

Entretanto, visando atender às demandas do processo produtivo de açúcar e etanol, nem sempre o aproveitamento do vapor acontece de forma plena do ponto de vista termodinâmico. Na maioria das situações, a pressão e temperatura do vapor precisam ser rebaixados para níveis compatíveis com as diversas exigências de processo, operação geralmente feita por válvulas redutoras ou sistemas condicionadores de vapor. Essa redução, quando feita sem a recuperação do trabalho disponível, resulta em uma grande perda de trabalho útil, representando por exemplo uma oportunidade desperdiçada de geração de eletricidade. Desta forma, torna-se imprescindível analisar criteriosamente as linhas de vapor presentes nas instalações de uma usina, tamanha a sua relevância para a matriz energética nacional.

O escopo deste trabalho está relacionado aos processos de geração, condicionamento e uso de vapor de processo dentro de uma usina, utilizando-se da análise exérgica como ferramenta para avaliação de performance e identificação de oportunidades de otimização.

1.2 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é avaliar o desempenho termodinâmico dos processos de expansão de vapor em uma usina de açúcar e etanol, utilizando-se da análise exérgica como critério de avaliação e comparação entre as instalações atuais e as simulações realizadas para possíveis configurações futuras da planta.

O trabalho visa fornecer um diagnóstico quantitativo das perdas de trabalho útil nos equipamentos instalados, comparar a destruição de exergia nos diferentes equipamentos, identificar os principais ofensores da eficiência exérgica global e fornecer subsídios técnicos para a otimização da operação obedecendo os limites e restrições da planta.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A otimização de sistemas industriais de geração, condicionamento e uso de vapor e energia elétrica têm se mostrado multidisciplinar, uma vez que abrange as esferas física, tecnológica, ambiental e econômica. Os aspectos físicos envolvem, dentre outros, a disponibilidade de energia e exergia das diferentes linhas e equipamentos, as diferenças entre os dois conceitos e as implicações práticas dos processos de rebaixamento estudados. Os aspectos tecnológicos abrangem os diferentes tipos de equipamentos utilizados no rebaixamento do vapor, seus princípios de funcionamento, as irreversibilidades envolvidas e as principais diferenças entre eles. Estes são os temas discutidos na revisão bibliográfica a seguir.

2.1 ENERGIA E EXERGIA

A termodinâmica clássica constitui a base fundamental utilizada para analisar e projetar processos industriais. Em uma primeira abordagem, a Primeira Lei da Termodinâmica, que postula a conservação da energia, permite a contabilização dos fluxos energéticos em um processo. Contudo, uma avaliação mais aprofundada dos processos exige ir além da mera contabilidade. É de suma importância a incorporação da Segunda Lei da Termodinâmica para avaliar a *qualidade* da energia e a eficiência real com que os recursos naturais são convertidos em produtos úteis para a humanidade. Neste contexto, o conceito de *exergia* nasce como sendo a métrica fundamental, quantificando o potencial de trabalho útil de um sistema e permitindo a identificação e a contabilização das suas verdadeiras fontes de ineficiência e degradação energética.

A Primeira Lei da Termodinâmica é também conhecida como o princípio da conservação da energia. Ela estabelece que a energia não pode ser criada e nem destruída,

apenas transformada de uma forma para outra (Dincer; Rosen, 2007). Em resumo, a primeira lei impõe que a energia total de um sistema isolado permanece constante.

A Segunda Lei da Termodinâmica, por sua vez, estabelece a direção na qual os processos naturais ocorrem, além de introduzir os conceitos de “irreversibilidade” e “entropia”. Ela postula que, em qualquer processo real, parte da qualidade da energia é irremediavelmente degradada. As irreversibilidades como atrito, transferência de calor e reações químicas espontâneas são inerentes a todos os processos reais e resultam na geração de entropia, sendo impossível recuperar a qualidade original da energia utilizada em um processo.

De maneira a melhor capturar a essência do que é a qualidade associada à energia de um fluxo, Z. Rant cunhou em 1953 o nome *exergia* para denotar “capacidade de trabalho técnico” (Gong; Wall, 2001). O termo *exergia* é etimologicamente derivado das palavras gregas *ex* e *ergon*, que significa “de” e “trabalho” respectivamente (Kotas, 1985).

A *exergia* é definida como o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um sistema ou fluxo de matéria quando este é levado ao equilíbrio termodinâmico com um ambiente de referência por meio de processos reversíveis (Dincer; Rosen, 2007). Em outros termos, a *exergia* representa o conteúdo de “energia útil” ou o potencial de um sistema para causar mudanças. Termos como “energia disponível” ou “disponibilidade” (do inglês *availability*) são frequentemente utilizados na literatura como sinônimos de *exergia* (Kotas, 1985; Dincer; Rosen, 2007).

O valor da *exergia* não é uma propriedade intrínseca do sistema, mas depende tanto do estado do sistema quanto do estado do ambiente de referência. Esse ambiente é um sistema idealizado, grande, homogêneo, que atua como um reservatório infinito de matéria e energia, sem sofrer alterações em sua temperatura T_0 e pressão P_0 (Dincer; Rosen, 2007). Para aplicações terrestres (como no caso deste trabalho), o ambiente de referência é tipicamente modelado como sendo uma combinação da atmosfera, dos oceanos e da crosta terrestre em uma condição onde um está em equilíbrio com os outros (Kotas, 1985). As condições padrão frequentemente adotadas para o ambiente de referência são uma temperatura de 25 °C (298,15 K) e uma pressão de 1 atm (Dincer; Rosen, 2007).

A *exergia* total de um sistema ou fluxo pode ser decomposta em quatro componentes, que por sua vez refletem os diferentes tipos de energia presentes:

Exergia Física: é o trabalho máximo que pode ser obtido ao levar um fluxo de seu estado termodinâmico atual para o estado ambiente (definidos pela entalpia e entropia) por meio de processos puramente físicos (Kotas, 1985; Dincer; Rosen, 2007).

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.1}$$

onde h representa a entalpia específica de um fluxo, s representa sua entropia específica, T_0 a temperatura absoluta de referência, h_0 e s_0 a entalpia e entropia do mesmo fluxo em condições ambientes.

Exergia Química: refere-se à parte da exergia total que resulta da diferença de potencial químico entre os componentes puros do processo e os componentes do ambiente de referência. Em termos de trabalho potencial, a exergia química é a maior quantidade de trabalho não-expansão que pode ser extraída ao levar reversivelmente a composição do sistema até o estado morto (estado de equilíbrio químico com o ambiente de referência), incluindo quaisquer reações químicas necessárias para atingir esse equilíbrio.

$$e_{chem} = \sum_{i=1} (\mu_i c_i - \mu_0 c_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.2}$$

onde μ_i representa o potencial químico da espécie i e c_i sua concentração (Sciubba, 2001; Gong; Wall, 2001).

Exergia Cinética: ao contrário das exergias física e química, a exergia cinética não se degrada quando convertida em trabalho mecânico, sendo numericamente igual à energia cinética. É uma parcela ordenada e macroscópica da exergia associada ao movimento da matéria, totalmente conversível em trabalho útil.

$$e_k = \frac{v^2}{2} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.3}$$

onde v é a velocidade do escoamento (Dincer; Rosen, 2007).

Exergia Potencial: similarmente à energia cinética, a energia potencial é uma forma de energia macroscópica e totalmente conversível em trabalho, sendo seu valor exergético igual ao seu valor energético.

$$e_p = gZ \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.4}$$

onde g é a aceleração da gravidade e Z a altura em relação ao estado de referência (Dincer; Rosen, 2007).

Sendo assim, a equação geral para o cálculo da exergia específica de um determinado sistema é:

$$e = e_{ph} + e_{chem} + e_k + e_p \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.5}$$

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \sum_{i=1} (\mu_i c_i - \mu_0 c_0) + \frac{v^2}{2} + gZ \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{Equação 2.6}$$

Apesar de relacionados, energia e exergia são conceitos fundamentalmente distintos. O Quadro 2.1 tenta sintetizar as principais diferenças entre os dois conceitos.

Quadro 2.1 - Diferenças entre os Conceitos de Energia e Exergia

Energia	Exergia
Propriedade dependente do sistema e independente do ambiente	Propriedade dependente tanto do sistema quanto do ambiente em que o sistema está inserido
Tem valores diferentes de zero mesmo quando o sistema encontra-se em equilíbrio com o ambiente	Tem valor igual a zero sempre que o sistema está em equilíbrio com o ambiente
É sempre conservada (Primeira Lei da Termodinâmica)	É conservada em processos ideais, e destruída em processos reais (Segunda Lei da Termodinâmica)
Aparece em diversas formas (cinética, potencial, calor, trabalho) e é medida nestas formas	Aparece em diversas formas (cinética, potencial, térmica, química) e é medida em termos de trabalho ou potencial de gerar trabalho
Uma medida exclusivamente de quantidade	Uma medida de quantidade e qualidade

Fonte: adaptado de Dincer; Rosen, 2007

A eficiência exérgica (ou eficiência da Segunda Lei), denotada por ψ , é uma ferramenta que nasce para a avaliação de desempenho de processos térmicos. Ela é definida

como a razão entre a exergia recuperada no produto desejado e a exergia fornecida como insumo (Dincer; Rosen, 2007):

$$\psi = \frac{\text{exergia na saída}}{\text{exergia na entrada}} \quad \text{Equação 2.7}$$

Ao contrário da eficiência energética (η – baseada na Primeira Lei), que pode ser alta mesmo em processos que degradam a qualidade da energia, a eficiência exergética fornece uma medida real da aproximação de um processo à idealidade termodinâmica. Portanto, ψ é uma ferramenta “melhor” para identificar, localizar e quantificar as verdadeiras fontes de ineficiência, orientando os esforços de otimização (Kotas, 1985; Dincer; Rosen, 2007).

A análise exergética, portanto, apresenta-se como a metodologia essencial para avaliar quantitativamente as perdas de trabalho útil nos processos de expansão de vapor, que é o principal foco deste trabalho.

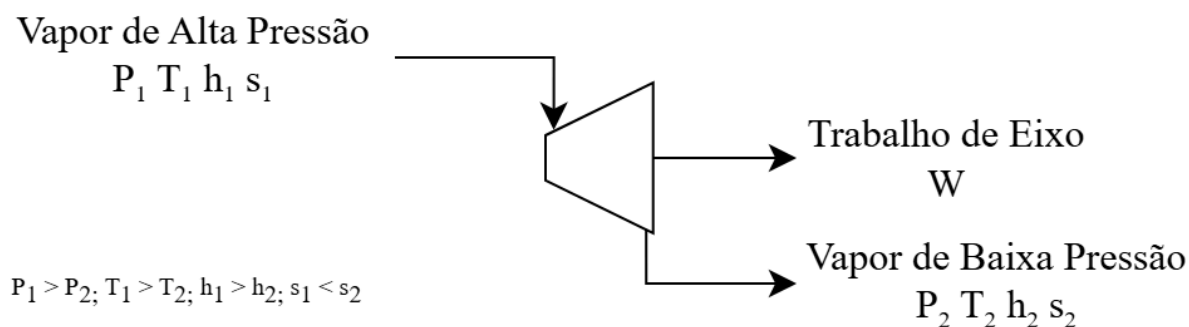
2.2 TURBINAS A VAPOR

Turbinas a vapor são os principais equipamentos utilizados na conversão de energia em uma vasta gama de aplicações: desde a geração de energia elétrica em larga escala (plantas termelétricas, nucleares, geotermiais etc) até sistemas de cogeração (indústria sucroenergética, de papel e celulose, siderúrgica, petroquímicas etc). Estas máquinas são projetadas para transformar a energia de fluxo contida em um fluido de trabalho (tipicamente vapor de água) em trabalho de eixo.

Seu princípio de funcionamento baseia-se na expansão de um vapor de alta pressão e temperatura através de uma série de estágios, compostos por palhetas fixas e móveis. Ao longo deste processo, a energia interna e de escoamento do vapor é convertida em energia cinética, e em seguida em trabalho de eixo. Em uma turbina ideal, o processo de expansão é adiabático e reversível (isentrópico – sem geração de entropia). No entanto, em turbinas reais, o processo é acompanhado de irreversibilidades como atrito, turbulências, vibrações, que geram entropia, resultando em uma produção de trabalho inferior à ideal (Dincer; Rosen, 2007; Kotas, 1985).

A Figura 2.1 traz uma representação das correntes envolvidas no funcionamento de uma turbina.

Figura 2.1 - Representação de uma Turbina a Vapor



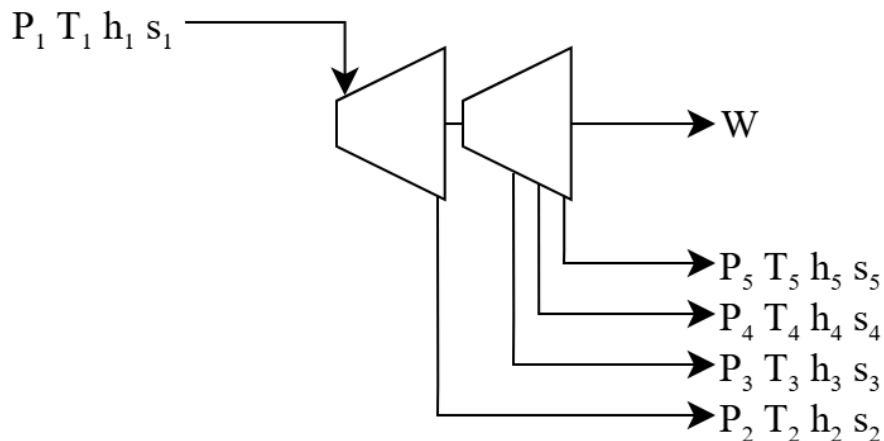
Fonte: adaptado de Moran; Shapiro, 2018

A configuração da turbina varia de acordo com a função pela qual o equipamento foi projetado para desenvolver. Em um ciclo de potência convencional, como o ciclo Rankine, o vapor de exaustão da turbina é direcionado a um condensador. Neste componente, o vapor de escape rejeita calor ao ambiente, retornando ao estado líquido para ser bombeado novamente à caldeira, completando o ciclo (Dincer; Rosen, 2007; Moran; Shapiro, 2018).

Em contrapartida, em sistemas de cogeração, também conhecidos como *Combined Heat and Power* (CHP), o vapor de exaustão da turbina – ou o vapor extraído de estágios intermediários desta – não é descartado, mas sim utilizado como fonte de carga térmica para atender demandas de processos industriais ou sistemas de aquecimento distritais em países de clima frio (Dincer; Rosen, 2007).

Em ciclos de potência mais complexos, visando o aumento da eficiência global do sistema, costuma-se “extrair” porções do vapor em pontos intermediários da turbina, ou até máquinas compostas de duas ou mais turbinas acopladas umas nas outras (Figura 2.2). Esse vapor de extração – também chamado de vapor de sangria ou tomada de vapor – tem propriedades termodinâmicas intermediárias ao vapor de admissão e escape, e é frequentemente utilizado em trocadores de calor, com o objetivo de pré-aquecer a água que retorna à caldeira, reduzindo a quantidade de energia térmica necessária no gerador de vapor e consequentemente melhorando a eficiência termodinâmica geral do ciclo (Dincer; Rosen, 2007).

Figura 2.2 - Representação de uma Turbina a Vapor com Extrações



Fonte: adaptado de Moran; Shapiro, 2018

O trabalho gerado por uma turbina pode ser calculado pela variação da entalpia entre o vapor na admissão e no escape:

$$W = Q(h_{adm} - h_{esc}) = (H_{adm} - H_{esc}) \quad (\text{kW}) \quad \text{Equação 2.8}$$

Para uma turbina com i saídas de vapor, o trabalho extraído pela máquina é dado por:

$$W = Q_{adm} h_{adm} - \sum_{i=1}^n Q_i h_i \quad (\text{kW}) \quad \text{Equação 2.9}$$

De modo a avaliar a performance interna da turbina e quantificar o quão longe o processo real está do teórico, utiliza-se o conceito de eficiência isentrópica (η). Este parâmetro é definido como sendo a razão entre o trabalho real produzido pelo equipamento e o trabalho máximo que seria produzido se o processo de expansão ocorresse isentropicamente, ou seja, de maneira reversível e adiabática, até a mesma pressão de exaustão (Kotas, 1985; Lior; Zhang, 2007).

$$\eta_{isentrópica} = \frac{\text{Trabalho Real}}{\text{Trabalho Isentrópico}} = \frac{h_{adm} - h_{esc}}{h_{adm} - h_{esc, isentrópico}} \quad \text{Equação 2.10}$$

Uma avaliação mais “completa” e representativa do desempenho de uma máquina térmica é fornecida pela eficiência exergética ψ . Esta é definida como a razão entre a exergia total recuperada e a exergia total alimentada no sistema (Kotas, 1985).

$$\psi = \frac{W + \sum_{i=1}^n E_i}{E_{adm}} \quad \text{Equação 2.11}$$

onde i representa as saídas da turbina.

A diferença entre a redução da exergia do fluido e o trabalho útil gerado corresponde à taxa de irreversibilidade I , ou exergia destruída no processo de expansão. Esta perda de potencial de trabalho é irrecuperável (Kotas, 1985).

$$I = E_{adm} - \sum_{i=1}^n E_i - W \quad (\text{kW}) \quad \text{Equação 2.12}$$

Entender as diferenças entre as eficiências isentrópica e exergética é fundamental. A eficiência isentrópica η é uma medida de quão próximo o equipamento está de seu melhor desempenho teórico. Por outro lado, a eficiência exergética ψ é relativa ao recurso termodinâmico real que foi consumido no processo, fornecendo uma medida mais genuína da eficiência termodinâmica da conversão de exergia (Kotas, 1985; Dincer; Rosen, 2007).

Embora as turbinas sejam equipamentos projetados para a produção de trabalho, suas irreversibilidades inerentes constituem uma fonte de perda de trabalho útil. De toda forma, o princípio de funcionamento destes equipamentos contrastam com o do próximo componente a ser analisado, cuja função é intrinsecamente baseada na destruição completa do potencial de trabalho do fluido para fins de controle de processo.

2.3 VÁLVULAS CONDICIONADORAS DE VAPOR

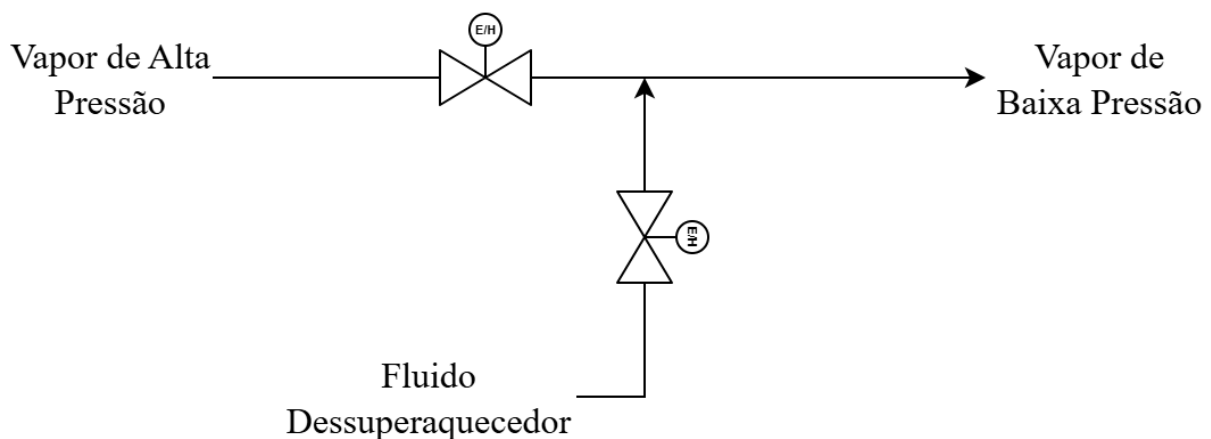
Em diversos sistemas industriais faz-se necessário diminuir a pressão e a temperatura do vapor gerado pelas caldeiras de modo a adequá-lo às exigências de um determinado processo. Para uma planta de açúcar e etanol não é diferente. As válvulas condicionadoras de vapor são dispositivos empregados para essa finalidade. Do ponto de vista termodinâmico, as válvulas são fundamentalmente diferentes de uma turbina, pois baseiam-se no processo de

“estrangulamento” para reduzir a pressão e a temperatura do vapor, que por sua vez não gera qualquer trabalho útil (Kotas, 1985).

O princípio de funcionamento desses equipamentos é composto por dois processos distintos. O primeiro deles é a redução da pressão do fluido, que ao passar pela válvula sofre uma expansão adiabática, sem a produção de trabalho, caracterizando o processo de estrangulamento (Kotas, 1985). Simultaneamente, o controle de temperatura (ou dessuperaquecimento) é realizado pela injeção controlada de um fluido menos energético na corrente de vapor de baixa pressão, logo após a saída da válvula. Depois de homogêneo, o resultado da mistura é um fluido no estado termodinâmico desejado (Kotas, 1985).

Uma válvula condicionadora pode ser representada com uma entrada de vapor à alta pressão, uma entrada de fluido para o dessuperaquecimento e uma saída de vapor à baixa pressão, assim como representado na Figura 2.3.

Figura 2.3 - Representação de uma Válvula Condicionadora de Vapor



Fonte: do próprio autor

A aplicação da primeira lei da termodinâmica no processo de estrangulamento adiabático e sem produção de trabalho demonstra que ele ocorre de forma isentálpica, ou seja, a entalpia específica do vapor ao ser expandido pela válvula permanece constante. Em contrapartida, a diminuição da pressão faz com que a entropia associada ao vapor aumente significativamente, o que indica que o processo é altamente irreversível. Fisicamente, toda a exergia presente no vapor é convertida em irreversibilidades, sendo completamente destruída na forma de atrito e dissipação viscosa interna ao fluido (Kotas, 1985).

Desta forma, a eficiência exergetica para uma válvula condicionadora pode ser obtida pela razão entre os fluxos exergeticos na saída da válvula e nas duas entradas (de vapor e de fluido dessuper):

$$\Psi = \frac{E_{sai}}{E_{ent} + E_{dessuper}} \quad \text{Equação 2.13}$$

sendo a taxa de irreversibilidades (ou destruição de exergia):

$$I = E_{ent} + E_{dessuper} - E_{sai} \quad (\text{kW}) \quad \text{Equação 2.14}$$

O processo de expansão em válvulas pode ser utilizado para demonstrar uma aplicação da relação de Gouy-Stodola, que estabelece que a perda de trabalho útil em um sistema é diretamente proporcional à taxa de geração de entropia (Kotas, 1985). Considerando a condição isentálpica do processo, a expressão para a irreversibilidade específica pode ser simplificada para:

$$I = E_{ent} - E_{sai} \quad \text{Equação 2.15}$$

$$I = [H_{ent} - H_0 - T_0(S_{ent} - S_0)] - [H_{sai} - H_0 - T_0(S_{sai} - S_0)] \quad \text{Equação 2.16}$$

$$I = H_{ent} - H_{sai} - T_0(S_{ent} - S_{sai}) \quad \text{Equação 2.17}$$

$$I = T_0(S_{sai} - S_{ent}) = T_0 S_{gerada} \quad (\text{Relação de Gouy-Stodola}) \quad \text{Equação 2.18}$$

A análise termodinâmica revela, portanto, uma importante diferença entre os métodos de expansão de vapor. Do ponto de vista da Primeira Lei, o rebaixamento em uma turbina e em uma válvula podem parecer similares, ambos envolvendo uma queda de pressão, com a condição isentálpica da válvula sendo um caso particular do balanço de energia.

Contudo, é somente através do uso da Segunda Lei e do conceito de exergia que suas diferenças termodinâmicas e, conseqüentemente, econômicas são reveladas. As turbinas visam à conversão de exergia em trabalho, enquanto as válvulas operam através da destruição de exergia para fins de controle. A quantificação dessas perdas de trabalho útil é um passo

importante para a otimização da eficiência global de sistemas a vapor, objetivo central deste trabalho.

2.4 O PROCESSO SUCROALCOOLEIRO

A descrição apresentada neste tópico baseia-se inteiramente na planta estudada pelo autor, refletindo o arranjo real dos equipamentos e as rotinas adotadas no processo sucroalcooleiro da unidade. Embora existam variações entre usinas, o fluxo descrito representa com certa amplitude as condições e configurações das diversas plantas do setor.

O processo sucroalcooleiro inicia-se com a extração do caldo da cana-de-açúcar. Esse processo é realizado em grandes moendas, geralmente compostas primeiramente por equipamentos que abrem as fibras da cana e expõem os açúcares nela contidos, e posteriormente por uma sequência de rolos picotados responsáveis pela extração do caldo de cana e separação do bagaço.

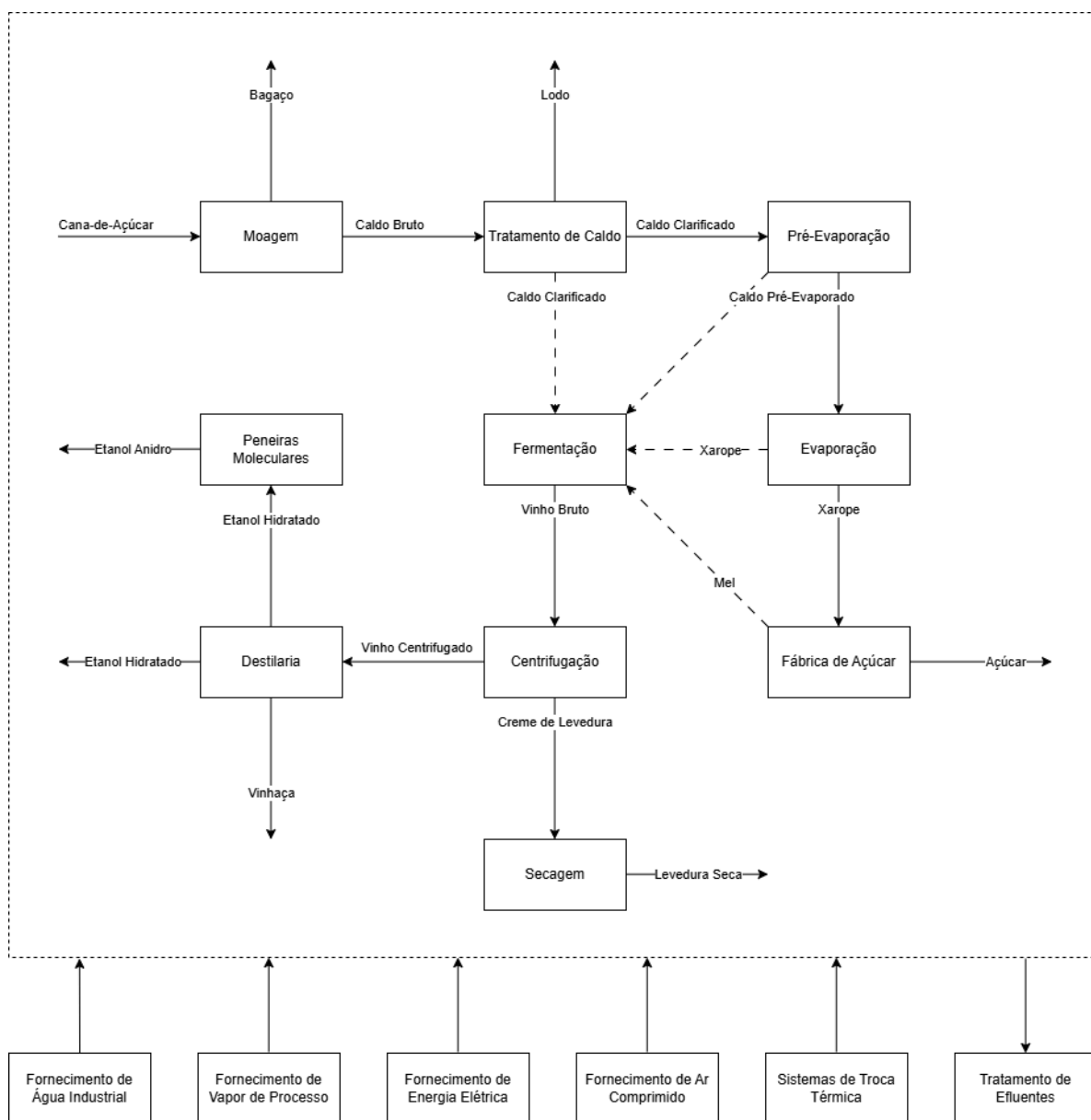
Após extraído, o caldo da cana precisa ser tratado para posteriormente ser destinado à fábrica de açúcar ou à fermentação. Neste tratamento, o caldo é aquecido, neutralizado, recebe polímeros e outros insumos para a decantação das impurezas nele presentes (terra, bagacilho, insetos e outras impurezas) e é posteriormente filtrado. O lodo decantado também é filtrado, sendo a torta destinada à lavoura e o caldo filtrado reincorporado ao caldo bruto. Após tratado, o caldo clarificado pode seguir para ambos os processos, a depender do plano de produção da empresa.

Para a produção do açúcar, o caldo clarificado é posteriormente aquecido e concentrado em uma série de processos. No primeiro deles, chamado de pré-evaporação, uma grande quantidade de água é evaporada do caldo dando origem a uma das principais utilidades da planta: o “vapor vegetal”, que fornece a energia utilizada nas demais etapas de concentração e também nas colunas de destilação de etanol. Em seguida, o caldo passa por 4 efeitos de evaporação contínua se transformando em “xarope”, que é enviado para a fábrica de açúcar, onde será posteriormente evaporado nos “cozedores de massa” até atingir a concentração desejada. A massa contendo o açúcar é então centrifugada para separar os cristais, que são secos, resfriados e armazenados. A massa resultante é utilizada em outros processos dentro da fábrica que fogem ao escopo deste trabalho, assim como enviada à fermentação para a produção de etanol.

Já para a produção de etanol, o processo inicia-se no preparo do mosto. Pode-se utilizar caldo clarificado, xarope, e mel a depender das condições do processo para alimentar as leveduras, que dentro das dornas transformam os açúcares disponíveis em etanol e gás

carbônico. O “vinho bruto”, como é chamado o resultante deste processo, é então centrifugado para separar o creme de leveduras e enviado para a destilaria onde o etanol hidratado é destilado. A vinhaça, resíduo do processo de destilação majoritariamente composta por água, é bombeada aos canaviais para fertirrigação. O creme de leveduras é posteriormente concentrado, seco e ensacado para a venda, e o etanol hidratado pode ser armazenado para venda ou posteriormente desidratado utilizando peneiras moleculares e/ou destilação azeotrópica com cicloexano para a produção de etanol anidro, que compõe a gasolina vendida no Brasil.

Figura 2.4 - Diagrama Simplificado do Processo Sucroalcooleiro



Fonte: do próprio autor

Como mostra o diagrama representado na Figura 2.4, para que seja possível operar uma usina de açúcar e álcool (ou qualquer outro processo industrial) faz-se necessária a disponibilização de utilidades de todas as formas, sejam elas: águas industriais, água potável, vapor de processo, energia elétrica, ar comprimido, sistemas de resfriamento e aquecimento, sistemas de bombeamento, sistemas de combate a incêndio e o tratamento dos efluentes gerados.

O universo das utilidades inicia-se na captação da água que ultimamente é incorporada ao caldo (embebição nas moendas, resfriamento de gaxetas, diluições etc.) ou é utilizada em processos indiretos (produção de vapor, resfriamento de correntes de processo, higienização e afins) ao longo do beneficiamento da cana. A água pode ser utilizada bruta em processos de resfriamento ou para a embebição do caldo (que será posteriormente tratado), ou passar por uma série de tratamentos, desde o mais básico (cloração, floculação e filtração) para a produção de água clarificada, até o mais avançado (desmineralização e desaeração) utilizada para a obtenção de vapor.

O vapor gerado nas caldeiras é resultado do processo da queima controlada do bagaço, onde o calor gerado pela oxidação da matéria orgânica é transferido para a água, que se transforma em vapor superaquecido, a principal utilidade quente de qualquer processo industrial.

Na maioria das vezes o vapor é gerado em temperaturas e pressões muito acima das quais ele será utilizado, principalmente quando seu uso está relacionado a processos de aquecimento de substâncias facilmente degradáveis, como no caso do açúcar. Existem algumas maneiras de reduzir a pressão do vapor de processo:

A primeira delas é utilizá-lo como fluido motriz para turbinas de contrapressão, que admitem o vapor gerado pelas caldeiras e transformam sua energia em trabalho mecânico, expelindo vapor à uma menor temperatura e pressão. A energia extraída em forma de trabalho mecânico pode ser utilizada no acionamento de máquinas dentro da planta industrial, como no caso das moendas, ventiladores das próprias caldeiras, turbobombas, turbocompressores e outros; ou ser utilizada para a cogeração de energia elétrica nos turbogeradores, utilizada na alimentação do próprio processo industrial e o excedente exportado para o Sistema Interligado Nacional.

O vapor expelido pela turbina, também chamado de vapor de escape, é a utilidade empregada nos processos de aquecimento dentro da usina, que ao trocar calor em trocadores, calandras ou serpentinas, condensa e retorna para as caldeiras.

Uma segunda forma de “condicionar” o vapor é a partir do uso de válvulas condicionadoras de vapor. Nesses equipamentos o vapor é estrangulado em válvulas que precisamente controlam a pressão de saída do vapor, mas não a temperatura. Para isso, após o estrangulamento é injetada uma corrente geralmente de água no vapor superaquecido, de modo a controlar sua temperatura. Este equipamento é chamado de “dessuperaquecedor”. O processo de condicionamento de vapor via válvulas, apesar de não produzir trabalho, vem acompanhado de um ganho de vazão proveniente do dessuperaquecedor.

A escolha entre destinar o vapor para expansão em turbinas ou para o rebaixamento em válvulas condicionadoras depende da demanda térmica e elétrica da planta em um dado instante, da disponibilidade de vapor superaquecido e das restrições operacionais impostas pelas próprias unidades de processo. Essa dinâmica confere ao sistema de utilidades um caráter altamente interdependente e variável, no qual pequenas alterações em um ponto do circuito podem refletir de maneira significativa no desempenho energético global do processo, no impacto ambiental global da planta e até na produtividade de açúcar e etanol.

Tendo em vista a complexidade e a interdependência do sistema, torna-se necessário um maior detalhamento das instalações industriais analisadas, com a identificação dos principais equipamentos responsáveis pela geração, expansão e condicionamento do vapor, as principais linhas de distribuição e os valores de pressão e temperatura envolvidos.

A partir dessa descrição é possível definir os volumes de controle adotados na análise exérgica realizada e compreender o caminho percorrido pelo vapor desde a geração nas caldeiras até sua utilização no processo industrial, estabelecendo as bases para o desenvolvimento das simulações e cálculos subsequentes.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo tem como objetivo descrever as instalações da usina onde as análises foram realizadas, olhando especialmente para os sistemas que interagem diretamente com vapor, descrevendo as condições operacionais, os equipamentos envolvidos e os métodos de coleta e tratamento de dados utilizados nas simulações.

A partir das informações coletadas, das análises realizadas e das restrições intrínsecas ao sistema, definiram-se os cenários em que a análise exérgica da planta foi realizada.

3.1 DESCRIÇÃO DAS INSTALAÇÕES DA USINA ANALISADA

A unidade onde o estudo foi realizado é considerada uma das maiores usinas do mundo. Com capacidade de moagem superior a 50 mil toneladas de cana-de-açúcar por dia

(aproximadamente 10 milhões de toneladas/safra), a usina situada no interior do Estado de São Paulo conta com instalações para a produção de mais de 4.625 toneladas de açúcar, 2.400 m³ de etanol hidratado, 2.100 m³ de etanol anidro, 40 toneladas de levedura seca e exportação de 1.776 MWh de energia elétrica por dia, como resume a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Capacidades da Usina Analisada

Indicador	Por Dia	Por Safra
Moagem [ton]	50.000	10.000.000
Produção de Açúcar [ton]	4.625	925.000
Produção de Etanol Hidratado [m ³]	2.400	585.600
Produção de Etanol Anidro [m ³]	2.100	512.400
Produção de Levedura [ton]	40	9.760
Produção de Energia Elétrica [MWh]	3.672	895.968
Exportação de Energia Elétrica [MWh] ¹	1.776	433.344

¹ A capacidade de exportação é menor que a de produção devido ao consumo de energia elétrica da planta e à uma restrição de capacidade das linhas de transmissão, que serão abordadas posteriormente neste capítulo.

Fonte: do próprio autor

Para que seja possível o processamento da cana em tamanha escala, a unidade conta com 6 caldeiras, que juntas podem produzir 1380 ton/h de vapor em diversas classes de pressão, como mostra a Tabela 3.2:

Tabela 3.2 - Dados das Caldeiras da Planta

Caldeiras	Tipo da Caldeira	Tipo de Queima	Vazão Máxima	Pressão de Operação	Temperatura do Vapor
B-101-A/B/C/D	Grelhado Basculante	70% em suspensão	150 ton/h cada	22 bar	315 °C
B-102	Leito Fluidizado	100% em suspensão	330 ton/h	67 bar	490 °C
B-103	Borbulhante		450 ton/h	104 bar	545 °C

Fonte: do próprio autor

As caldeiras de grelhado basculante são menores, mais antigas, e conseqüentemente menos tecnológicas e eficientes quando comparadas às caldeiras de leito fluidizado. Seu princípio de funcionamento é simples. O bagaço é transportado da moenda até as caldeiras via transportadores de correia, e é injetado pneumáticamente dentro da fornalha. Turboventiladores captam o ar atmosférico e sopram para dentro da fornalha, suspendendo aproximadamente 70% do bagaço disponível e auxiliando na queima da biomassa, e os 30% restantes queimam sobre o grelhado em acumulação. Turboventiladores de tiragem induzida aspiram os gases da combustão para fora da fornalha, que sofrem uma lavagem para a retirada de partículas sólidas e são emitidos para a atmosfera. O calor gerado pela combustão do bagaço é absorvido pela água previamente desmineralizada e desaerada, ou pelo ar de admissão ao longo de toda a caldeira: na parede d'água, feixes tubulares, superaquecedores, pré-aquecedores à gás, economizadores e outros. A água se transforma em vapor saturado, que é superaquecido e segue para a linha.

De maneira geral, o princípio de funcionamento de uma caldeira de leito fluidizado borbulhante (BFB) é similar à uma caldeira de grelha, porém ao invés da existência de um grelhado, a caldeira BFB possui um leito de areia ao fundo da fornalha, que é fluidizado por poderosos ventiladores e queimam 100% do bagaço em suspensão, o que garante a oxidação completa da matéria orgânica disponível, aumentando a eficiência do processo como um todo. Ademais, as caldeiras BFB geralmente são de maior porte e exigem um controle mais fino de diversas variáveis, possuindo uma tecnologia embarcada muito superior às caldeiras de grelha. Na usina analisada, as caldeiras BFB possuem pré-aquecedores de ar a vapor, e no caso da caldeira B-103, ciclo regenerativo para pré-aquecimento da água de alimentação.

Tendo em vista o rebaixamento da pressão do vapor para sua utilização no processo e a geração de trabalho mecânico para a alimentação de máquinas e geradores, a usina conta com uma série de turbinas (Tabelas 3.3 e 3.4) e válvulas condicionadoras de vapor (Tabela 3.5).

Ao todo, os geradores de contrapressão têm capacidade de transformar 877 ton/h de vapor vivo em vapor de escape, gerando no processo 113 MW de energia elétrica (153 MW ao incluir o TG-106, que não gera vapor de escape – condensação). Contudo, as instalações de transmissão de energia na região da usina permitem uma exportação de até 74 MW, restringindo a geração total de energia, e conseqüentemente a geração de vapor de escape.

Os geradores estão conectados a três barramentos elétricos distintos. O primeiro barramento, que contempla os geradores TG-101 a TG-105, é responsável pela alimentação dos equipamentos da planta e pela exportação do excedente da energia gerada. Os geradores

TG-106 e TG-107 estão conectados respectivamente ao segundo e ao terceiro barramento, ambos destinados exclusivamente à exportação de energia.

Tabela 3.3 - Dados dos Turbogeneradores da Planta

Turbo-geradores	Capacidade de Admissão	Pressão de Operação	Tipo de Turbina	Potência Nominal	Destino da Energia
TG-101	72 ton/h	22 bar	Contrapressão	6 MVA	Uso Interno
TG-102	72 ton/h	22 bar	Contrapressão	6 MVA	Uso Interno
TG-103	72 ton/h	22 bar	Contrapressão	6 MVA	Uso Interno
TG-104	150 ton/h	22 bar	Contrapressão	15 MVA	Uso Interno
TG-105	250 ton/h	67 bar	Contrapressão ²	40 MVA	Excedente Exp.
TG-106	165 ton/h	67 bar	Condensação ²	40 MVA	Exportação
TG-107	261 ton/h	104 bar	Contrapressão ²	40 MVA	Exportação

² Turbinas com extrações de vapor à pressões intermediárias entre admissão e escape;

Fonte: do próprio autor

Tabela 3.4 - Outras Turbinas da Planta

Turbinas	Vazão de Vapor	Pressão de Operação	Tipo de Turbina	Destino da Energia
M-101-A/B/C/D/E	20 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.
M-102-A/B/C/D/E	20 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.
M-103-A/B/C/D/E/F	18 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.
TF-101-A/B/C/D	12 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.
TF-102-A/B/C/D	10 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.
TP-101-A/B/C	15 ton/h cada	22 bar	Contrapressão	Acionamento Mec.

Fonte: do próprio autor

As turbinas das moendas, turboventiladores e turbobombas juntas admitem 426 ton/h de vapor à 22 bar e o rebaixam à 1,5 bar, produzindo trabalho mecânico utilizado nos processos de extração e geração de vapor.

No total, apenas as turbinas presentes na planta tem capacidade de geração de 1303 ton/h de escape, que ao serem descarregados seguem para os processos de aquecimento em toda a planta industrial.

Tabela 3.5 - Válvulas Condicionadoras de Vapor Instaladas

Válvulas	Pressão na Entrada	Pressão na Saída	Vazão de Vapor	Vazão Dessuper	Fluido Dessuper
CV-101-A/B	104 bar	67 bar	175 ton/h cada	~18 ton/h	Vapor Saturado 110 bar ³
CV-102	67 bar	22 bar	200 ton/h	~30 ton/h	Água
CV-103	67 bar	55 bar	20 ton/h	~7 ton/h	Água
CV-104	67 bar	1,5 bar	200 ton/h	~70 ton/h	Água
CV-105	22 bar	1,5 bar	200 ton/h	~30 ton/h	Água

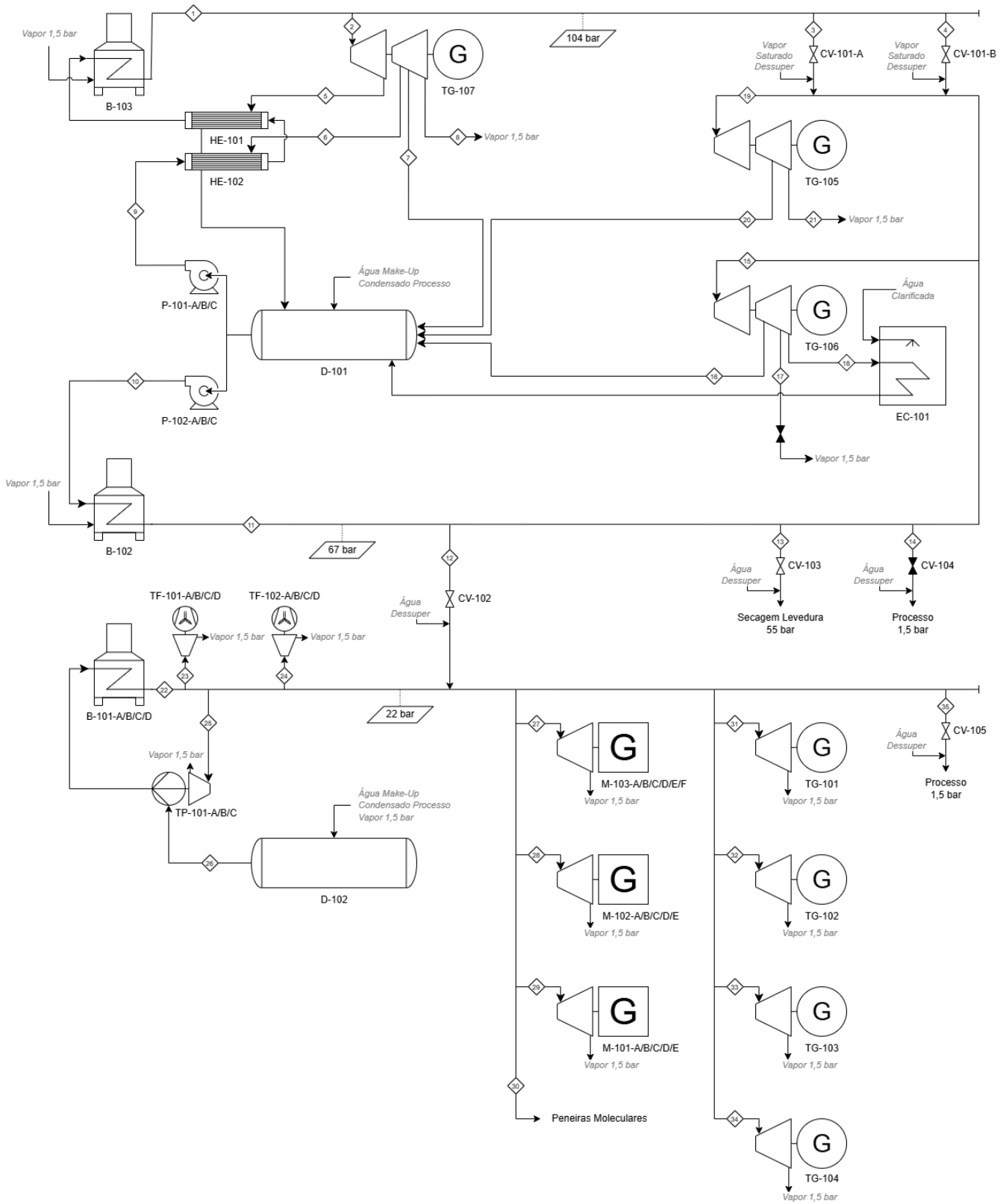
³ Proveniente do tubulão de vapor da Caldeira B-103, onde o vapor está saturado, mas com uma pressão superior à pressão de operação da caldeira.

Fonte: do próprio autor

As válvulas condicionadoras CV-101-A/B permitem que a caldeira B-103 pressurize a linha de 67 bar, alimentando os turbogeradores TG-105 e TG-106 e habilitando condicionamento de 67 bar para 22 bar. Analogamente, a válvula CV-102 permite que a caldeira B-102 pressurize a rede de 22 bar, alimentando os turbogeradores de baixa pressão, outras turbinas e principalmente as moendas da companhia. Essa conexão entre as várias linhas de vapor da planta provisionadas pelas válvulas condicionadoras garantem uma maior continuidade da operação da usina, possibilitando manter linhas de vapor pressurizadas mesmo que não haja geração naquela classe de pressão. Em contrapartida, oscilações na pressão de uma linha podem ser cascadeadas para as outras, exigindo um controle fino das malhas existentes.

Os equipamentos até aqui descritos serão os principais alvos da análise exérgica proposta por este trabalho. Existem diversos outros equipamentos auxiliares no que tange às utilidades, como motobombas, condensadores evaporativos, desaeradores e todo o sistema de condensado; e ao resto da usina como um todo, porém decidiu-se manter como escopo de estudo apenas os sistemas de rebaixamento de vapor. Segue na Figura 3.1 uma representação do sistema analisado.

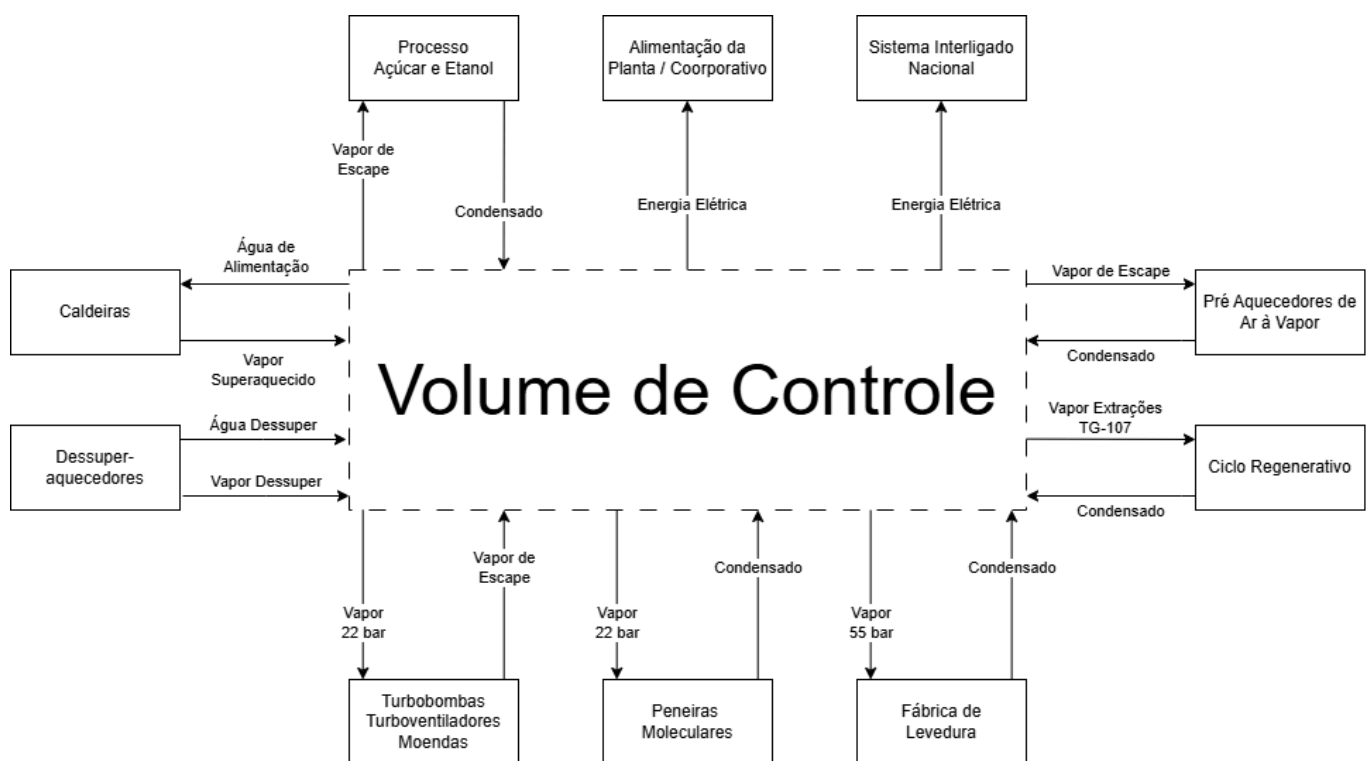
Figura 3.1 - Fluxograma do Processo Analisado



Fonte: do próprio autor

Para a realização da avaliação global de destruição de exergia, optou-se por realizar um balanço global do sistema, definindo um volume de controle que contenha apenas as turbinas e válvulas condicionadoras, excluindo as caldeiras e os outros equipamentos auxiliares. A decisão foi embasada na dificuldade da planta analisada em mensurar precisamente a vazão de bagaço queimado em um curto período de tempo, tornando os cálculos de eficiência das caldeiras e da exergia presente no combustível imprecisos o suficiente para não serem considerados nesse estudo. Portanto, define-se o volume de controle na Figura 3.2.

Figura 3.2 - Volume de Controle do Sistema Analisado



Fonte: do próprio autor

Ao analisar o diagrama, percebe-se que a avaliação individual dos equipamentos internos ao volume de controle, apesar de apontar precisamente quais são os maiores ofensores, não é estritamente necessária para a obtenção da eficiência exergética global, onde apenas as correntes de processo que atravessam a fronteira do volume são suficientes para chegar ao resultado desejado. Isto se dá por conta da incapacidade dos equipamentos internos ao volume de controle de gerar ou acumular exergia, fazendo com que o balanço global seja uma simples diferença entre a exergia que entra e a que deixa o sistema.

3.2 COLETA DOS DADOS DE PROCESSO

Com o objetivo de realizar uma análise o mais representativa possível do processo industrial estudado, buscou-se coletar dados de temperatura, pressão, vazão, rotação e potência ativa em um período em que os equipamentos da planta obedeciam alguns requisitos, dentre eles:

- Moagem entre 40.000 e 50.000 ton/dia de cana, com as três moendas operando de maneira estável durante todo o dia;
- Processo cheio e sem alterações no mix de produção nas proximidades do dia analisado;
- Operação com todos os evaporadores e ao menos 80% dos aparelhos de destilação ao longo de todo o dia;
- Produção de vapor estável e com seis caldeiras em linha, com todos os sistemas de pré aquecimento operantes;
- Geração de energia elétrica estável e com os sete geradores operando, exportando próximo ao limite máximo da linha ao longo de todo o dia;
- Condicionadoras de vapor operantes e com valores de vazão próximas ao usual;
- Pressão das linhas de vapor estável e com valores próximos ao nominal;
- Um dos dois módulos de peneiras moleculares operante ao longo de todo o dia;
- Ocorrências industriais do dia pouco relevantes à estabilidade do processo.

Partindo-se das premissas pré estabelecidas, decidiu-se por realizar as análises no dia **05 de maio de 2025**.

Para a coleta dos dados propriamente dita, utilizou-se do *software* PI Datalink, um historiador de variáveis de processo que atua como interface entre o Microsoft Excel e o banco de dados do sistema PI System, permitindo a extração dos dados provenientes dos instrumentos e equipamentos da usina.

De modo que a análise pudesse ser realizada em estado estacionário, as variáveis foram coletadas na forma de “médias diárias” na data determinada.

Com o objetivo de calcular as propriedades termodinâmicas da água nas diversas condições estudadas utilizou-se dos polinômios da IAPWS-IF97 (Associação Internacional para as Propriedades da Água e do Vapor – Formulação Industrial de 1997), que estabelece equações com alta acurácia metrológica, validadas experimentalmente, e que garantem a precisão no cálculo de propriedades da água e do vapor para o estudo realizado (IAPWS, 2018).

3.3 HIPÓTESES, SIMPLIFICAÇÕES E RESTRIÇÕES DO SISTEMA

Tendo em vista a viabilidade das análises do sistema estudado e a garantia da consistência dos resultados obtidos, evidencia-se a necessidade de estabelecer um conjunto de hipóteses e simplificações para os modelos utilizados, assim como descrever as limitações das atuais instalações da planta.

3.3.1 Simplificações nos Balanços de Exergia

No tópico 2.1 discorre-se sobre o conceito de exergia e suas componentes física, química, cinética e potencial. Nos balanços de exergia realizados neste trabalho, apenas a componente física será considerada.

A componente química pode ser desconsiderada pois todo o sistema analisado é composto por apenas um componente: água, em seus diferentes estados termodinâmicos, que não faz contato em momento algum com o ambiente de referência. Em suma, a composição química é constante e homogênea em todo o sistema analisado, anulando este termo do balanço.

A componente cinética foi desconsiderada por conta de sua relevância perante à parcela física. Nos melhores casos (onde o vapor a altas pressões é transportado em tubulações de menor diâmetro e, portanto, maior velocidade), a parcela cinética representa menos de 0,1% da exergia de um fluxo, enquanto os outros 99,9% são atribuídos à parcela física.

Por fim, a fração potencial não foi considerada por ser ainda menor que a parcela cinética na maioria das vezes, e por conta da necessidade de obtenção das variações de altitude entre um ponto e outro de todo o sistema, o que foge do escopo deste trabalho.

3.3.2 Ambiente de Referência

Para simplificar comparações entre os resultados obtidos neste estudo e outras pesquisas disponíveis na literatura, decidiu-se considerar as condições de temperatura e pressão locais como sendo 25 °C e 1 atm.

Como já anteriormente evidenciado, a exergia é uma propriedade diretamente dependente do estado do sistema e do ambiente onde a planta está instalada, sofrendo alterações em seu valor a depender da temperatura ambiente ou das condições de pressão. Logo, os resultados aqui obtidos poderiam ser incomparáveis com outros estudos caso as reais condições atmosféricas fossem consideradas.

Esta consideração, contudo, não traz erros significativos para os resultados obtidos. Segundo o INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), as condições reais de temperatura e pressão do local onde a planta está instalada são de 23,57 °C e 0,939 atm, representando um desvio pequeno em comparação com a hipótese adotada.

3.3.3 Limitação de Exportação de Energia

A infraestrutura de transmissão elétrica atual pertencente ao Estado não permite que a exportação de energia elétrica realizada pela usina ultrapasse os 74 MW. Esta limitação muitas vezes impede que a geração de energia seja feita exclusivamente nos geradores mais eficientes da planta, e é o cenário observado no dia 5 de agosto de 2025.

As simulações realizadas em cenários fictícios, que considerem a instalação de outros equipamentos ou alterações nas redes de vapor desconsideram esse limite de exportação. Isso se dá pois quaisquer investimentos para modificações na planta só se justificariam caso haja a possibilidade de uma maior receita advinda da energia extra vendida.

3.3.4 Vazão dos Turbogeneradores TG-101, TG-102 e TG-103

Por conta da idade das máquinas (as mais antigas da planta), os turbogeneradores TG-101, TG-102 e TG-103 não possuem medidores de vazão de admissão. O consumo específico das máquinas e a vazão máxima de projeto são conhecidos e fornecidos pelo fabricante, portanto considerou-se a vazão de admissão desses geradores como sendo linearmente proporcional à sua carga.

3.3.5 Rejeição de Carga

A rejeição de carga é um sistema de proteção da malha elétrica interna que automaticamente rejeita a demanda de eletricidade de parte da planta caso algum dos cinco geradores que podem alimentar o processo desarme por qualquer motivo. Esse sistema, porém, só pode ser habilitado se todos esses geradores estiverem operantes, mesmo que não haja demanda de vapor.

Esse efeito tem consequências diretas na eficiência de geração de energia elétrica, pois mesmo que apenas o TG-105, por exemplo, consiga prover energia suficiente para a alimentação do processo, o TG-101, TG-102, TG-103 e TG-104 devem permanecer ativos e operando, mesmo que em carga mínima, como demonstrado na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Carga Mínima e Consumo Específico dos Turbogeneradores

Turbogeneradores	Carga Nominal	Carga Mínima	Consumo Específico
TG-101	6 MW	2,2 MW	12 ton/MWh
TG-102	6 MW	2,2 MW	12 ton/MWh
TG-103	6 MW	2,2 MW	12 ton/MWh
TG-104	15 MW	6 MW	10 ton/MWh
TG-105	40 MW	8 MW	6 ton/MWh
TG-106 ⁴	40 MW	8 MW	4 ton/MWh
TG-107 ⁴	40 MW	8 MW	6 ton/MWh

⁴Os TG-106 e TG-107 não alimentam a planta, portanto não têm carga mínima no que tange a rejeição de carga, podendo ser desarmados sem maiores problemas. Porém, ambos só podem operar acima de 8 MW.

Fonte: do próprio autor

3.3.6 Escape do Turbogenerador TG-106

Devido ao posicionamento do termopar no centro do tubulão de vapor de escape do TG-106 (ao invés de logo na descarga da turbina), a temperatura indicada pelo termopar faz-nos crer que o teor de condensado no escape gira em torno de 70%, o que é incompatível com qualquer turbina de condensação a altas pressões.

Considerou-se para o escape do TG-106 um teor de condensado de 5%, condizente com os manuais do equipamento e com a pressão medida.

3.3.7 Vazão de Dessuperaquecimento das Válvulas Condicionadoras

Os dessuperaquecedores de vapor das válvulas condicionadoras também não apresentam medidores de vazão. Logo, a quantidade de água injetada foi calculada de acordo com as propriedades termodinâmicas do vapor na entrada e na saída da válvula:

$$Q_{dessorper} = Q_{vap}^{ent} \times \frac{h_{vap}^{ent} - h_{vap}^{sai}}{h_{vap}^{sai} - h_{dessorper}} \quad (\text{ton/h}) \quad \text{Equação 3.1}$$

3.3.8 Consumo de Vapor de Escape da Planta

Como uma maneira de garantir que a vazão de vapor de processo seja a mesma para todas as simulações, e preencher um grau de liberdade dos balanços de massa, utilizou-se da

métrica de consumo específico de vapor da planta para determinar e fixar uma vazão de vapor de escape a ser consumida pelo processo na data estudada. Os valores estão presentes na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Consumo de Vapor de Escape da Planta

Consumo Específico de Vapor de Escape	Vazão de Vapor de Escape Total
622,19 kg vapor/ton cana	1145,17 ton/h

Fonte: do próprio autor

3.4 DEFINIÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DOS CENÁRIOS SIMULADOS

A definição dos diferentes cenários de estudo teve como finalidade a avaliação do comportamento termodinâmico das instalações da usina em diferentes condições operacionais, tendo como objetivo a quantificação das perdas de exergia associadas a cada configuração.

A partir de uma profunda análise das condições reais da planta no dia cinco de agosto, foram elaborados três cenários alternativos que, somados ao cenário do dia 5 de agosto de 2025, foram estudados em busca de identificar oportunidades de melhoria na operação e nas instalações atuais da usina.

Sabe-se que válvulas condicionadoras de vapor, apesar de oferecerem um incremento de vazão na corrente de processo condicionada, são “destruidores” de exergia devido ao fato de realizarem uma expansão isentálpica do vapor, que não gera trabalho útil. Por conta dessa característica, uma das abordagens visou minimizar a utilização dessas válvulas a partir da habilitação das extrações existentes nas turbinas dos geradores TG-105, TG-106 e TG-107.

As extrações e tomadas são derivações de vapor realizadas ao longo dos estágios de expansão em uma turbina, nas quais uma parcela do vapor é desviada antes de atingir a pressão final de escape. As tomadas correspondem às retiradas em que o vapor segue com a pressão natural resultante da expansão naquele estágio, enquanto as extrações são retiradas dotadas de um controle fino de pressão, feito por válvulas de controle, que permitem ajustar a vazão e manter a pressão requerida pela linha de processo. As turbinas dos geradores instalados possuem uma série de tomadas e extrações, e estão representadas na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Tomadas e Extrações das Turbinas da Planta

	TG-105	TG-106	TG-107
Extração	N/A	N/A	90 ton/h 21,97 bar
Tomada 1	30 ton/h 21,78 bar	25 ton/h 21,47 bar	26,21 ton/h 13,78 bar
Tomada 2	45 ton/h 5,52 bar	15 ton/h 8,05 bar	45 ton/h 6,52 bar
Tomada 3	N/A	41 ton/h 1,5 bar	N/A

Fonte: do próprio autor

Hoje, as únicas tomadas e extrações habilitadas na planta são:

- TG-105: Tomada 2 → Alimentação do D-101;
- TG-106: Tomada 2 → Alimentação do D-101;
- TG-107: Extração e Tomada 1 → Alimentação dos HE-101 e HE-102.

Logo, propõe-se a habilitação das tomadas de 22 bar, 1,5 bar e um aumento na extração do TG-107 para a alimentação da planta, reduzindo a vazão da válvula condicionadora CV-102 e aumentando a eficiência exergética do sistema.

Uma segunda vertente explorada foi a instalação de um novo turbogerador na planta, o TG-108, assim como o descomissionamento dos TG-101, TG-102 e TG-103. A nova turbina deve operar na mesma linha que o TG-107, mas sem extrações e tomadas, com escape em 1,5 bar, como demonstrado na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Dados TG-108

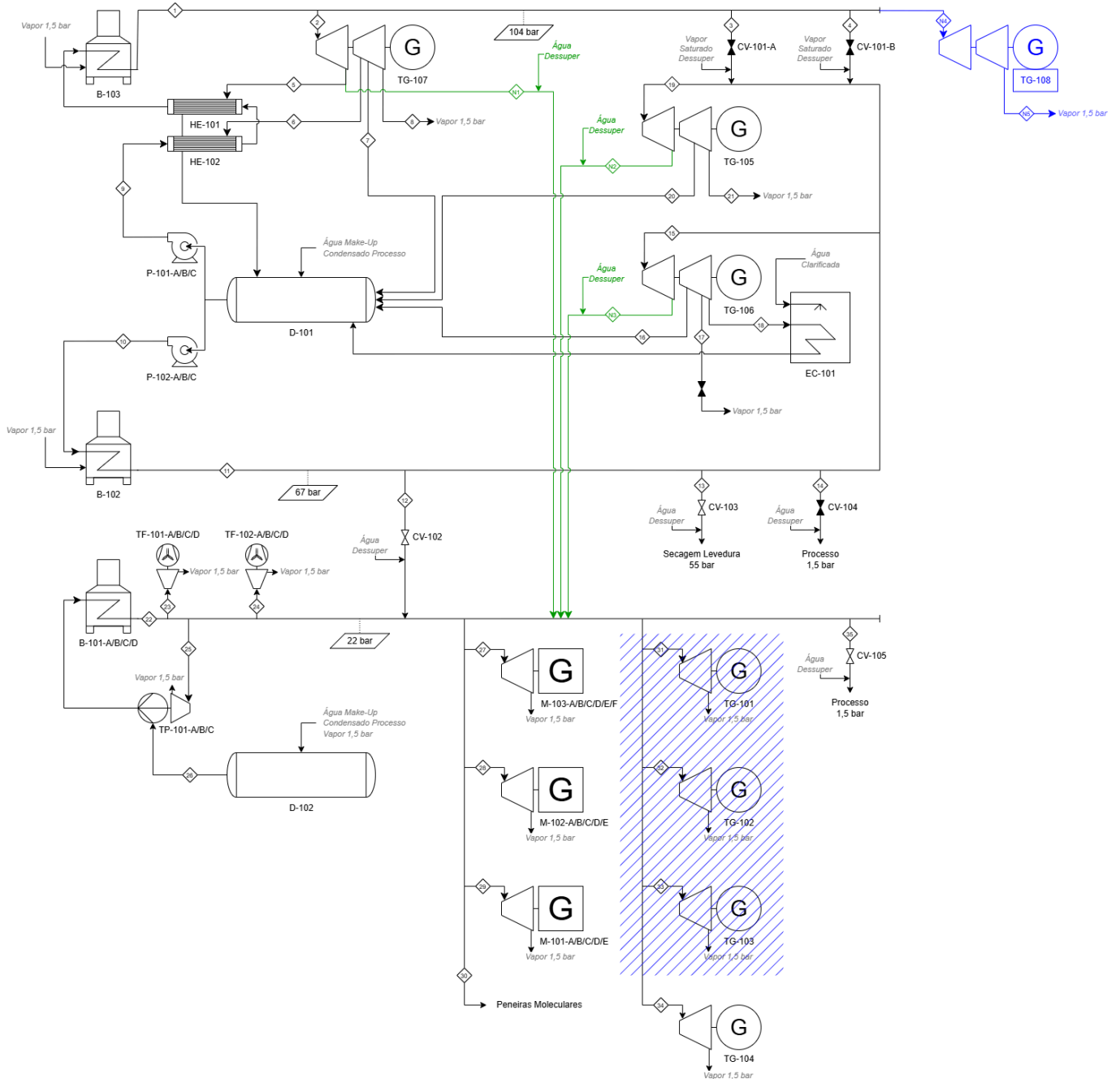
Turbo-gerador	Capacidade de Admissão	Pressão de Operação	Pressão do Escape	Potência Nominal	Destino da Energia
TG-108	250 ton/h	104 bar	1,5 bar	40 MVA	Uso Interno

Fonte: do próprio autor

A Figura 3.3 a seguir ilustra o fluxograma do processo simulado incluindo as modificações por este trabalho sugeridas. Em verde, constam a extração do TG-107 e as

tomadas dos TG-105/106. Em azul, no canto superior direito, demonstra-se a linha onde propõe-se a instalação do TG-108, assim como o mútuo descomissionamento dos TG-101/102/103.

Figura 3.3 - Fluxograma do Processo Incluindo as Modificações Propostas



Fonte: do próprio autor

Por fim, a Tabela 3.10 tenta resumir a ideia central por trás de cada simulação realizada.

Tabela 3.10 - Resumo dos Cenários Simulados

	Extrações Desativadas	Extrações Ativadas
Turbogeradores Atuais	Cenário 1 (Real)	Cenário 2
Implementação TG-108	Cenário 3	Cenário 4

Fonte: do próprio autor

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De modo a melhor dispor e comparar os resultados obtidos no estudo apresentado neste trabalho, propõe-se uma primeira passagem pelas análises da configuração atual da planta, obtidas no dia 5 de agosto de 2025. No primeiro momento faz-se necessário um olhar dedicado aos equipamentos de forma individual, avaliando a performance de cada um, os fluxos de exergia, sua eficiência exergética e a exergia destruída pelo equipamento, as oportunidades de melhoria e algumas considerações.

Em seguida será apresentada uma análise comparativa entre a condição de operação atual das instalações e os diferentes cenários simulados, dando uma maior atenção para as diferenças entre cada simulação realizada e os pontos onde houveram maiores ganhos ou perdas de eficiência exergética.

Por fim, serão dispostos os cálculos de eficiência exergética global dos sistemas calculados, evidenciando os principais ofensores e contribuintes do indicador, esclarecendo as boas e más práticas que impactam diretamente no quão eficiente o sistema instalado pode ser.

4.1 ANÁLISE EXERGÉTICA LOCAL - CENÁRIO 1 (ATUAL)

Apesar de não fazerem parte diretamente do volume de controle estudado, a análise inicia-se pelas caldeiras, onde a geração do vapor acontece. Sabe-se, conforme descrito anteriormente, que as caldeiras de leito fluidizado borbulhante (B-102 e B-103) são mais eficientes que as caldeiras de grelha (B-101-A/B/C/D), produzindo mais vapor e queimando menos bagaço. Outro fator que auxilia no ganho de eficiência são os equipamentos pré aquecedores de ar e água, disponíveis nas caldeiras BFB.

Tabela 4.1 - Parâmetros de Operação das Caldeiras

Parâmetros do Vapor	B-101-A/B/C/D⁵	B-102	B-103
Vazão [ton/h]	545,48	278,39	432,11
Pressão [bar]	21,74	64,79	98,48
Temperatura [°C]	314,13	478,53	541,09
Entalpia [kJ/kg]	3.049,56	3.364,29	3.480,13
Entropia [kJ/kgK]	6,76	6,77	6,73
Exergia [kJ/kg]	1.039,85	1.351,84	1.476,96
Potência Exergética [kW]	157.559,66	104.537,00	177.279,87
Exergia/Entalpia	34,10%	40,18%	42,44%

⁵ As caldeiras B-101 foram representadas como sendo apenas uma.

Fonte: do próprio autor

Além do fator eficiência na geração de vapor, ao analisar a Tabela 4.1 percebe-se que gerar vapor a maiores pressões possibilita um melhor aproveitamento da energia disponível, vide o aumento não linear da exergia específica em comparação com a entalpia específica do vapor. Isso pode ser demonstrado pela Razão Exergia-Entalpia, também chamada de Fração de Exergia, que simboliza o percentual da energia disponível que pode ser transformada em trabalho útil. Para as caldeiras B-101, B-102 e B-103, a fração de exergia assume valores de 34,10%, 40,18% e 42,44% respectivamente.

Um ponto de melhoria para essa condição é o aumento da vazão da caldeira B-102, que ainda tem espaço para gerar aproximadamente 40 ton/h de vapor (sem se aproximar muito de sua capacidade máxima), em detrimento da diminuição da vazão das caldeiras B-101. Essa melhoria será implementada nas simulações dos cenários posteriores.

Ao olhar para o turbogerador TG-107, espera-se que sua eficiência exergética seja menor que a do TG-105. Isso porque, apesar de ambos possuírem turbinas de contrapressão operando a altas pressões, o *range* de pressão do TG-107 é maior, admitindo vapor a ~94 bar contra ~64 bar no TG-105, ambos com escape em 1,5 bar. Esse efeito faz com que a destruição de exergia em uma turbina tenda a aumentar quanto maior for o delta da exergia específica entre admissão e escape, mesmo que a eficiência isentrópica da turbina permaneça constante.

Contudo, um efeito contrário a este também é observado. Quanto maior for a vazão das tomadas e extrações e quanto mais energético é o vapor extraído, maior a eficiência exergética do equipamento. Isso se dá pois apesar do trabalho extraído ser menor, as saídas da turbina possuem exergia específica significativamente maior que a do escape, causando um incremento na eficiência exergética da turbina.

Tabela 4.2 - Análise Exergética TG-107

Parâmetros	Admissão	Extração	Tomada 1	Escape
Vazão [ton/h]	243,43	25,17	24,11	194,15
Pressão [bar]	94,06	21,65	13,06	1,46
Temperatura [°C]	539,40	344,68	330,03	134,85
Entalpia [kJ/kg]	3.480,52	3.119,97	3.106,62	2.733,16
Entropia [kJ/kgK]	6,75	6,87	7,07	7,10
Exergia [kJ/kg]	1.471,33	1.074,88	1.004,75	620,76
Potência Exergética [kW]	99.490,88	7.515,46	6.729,84	33.477,53
Trabalho Realizado [kW]	Exergia Destruída [kW]		Eficiência Exergética	
45.329,80	6.438,25		93,53%	

Fonte: do próprio autor

Ao analisar os resultados obtidos na Tabela 4.2 observa-se o comportamento das variáveis termodinâmicas do vapor ao ser submetido a uma expansão dentro de uma turbina. Ao se chocar com as lâminas, o vapor transmite parte de sua energia interna, perdendo pressão e fazendo o rotor girar. Esse processo representa a conversão entre energia interna e mecânica. Percebe-se porém que a expansão não é exatamente isentrópica, onde a entropia do vapor aumenta levemente conforme o vapor escoar pela turbina.

Para este equipamento, 93,53% da exergia na admissão saiu na forma de trabalho mecânico ou na forma de vapor e 6,47% foi destruída no processo.

Tabela 4.3 - Análise Exergética TG-105

Parâmetros	Admissão	Tomada 2	Escape
Vazão [ton/h]	229,55	12,53	217,02
Pressão [bar]	63,62	4,96	1,58
Temperatura [°C]	500,74	206,23	133,03
Entalpia [kJ/kg]	3.419,35	2.864,45	2.728,07
Entropia [kJ/kgK]	6,85	7,00	7,07
Exergia [kJ/kg]	1.383,03	781,96	625,60
Potência Exergética [kW]	88.186,37	2.722,28	37.712,18
Trabalho Realizado [kW]	Exergia Destruída [kW]	Eficiência Exergética	
43.603,45	4.148,46	95,30%	

Fonte: do próprio autor

Os resultados obtidos na análise exergética do TG-105, representados na Tabela 4.3, são muito similares aos do TG-107, mas com eficiência exergética ligeiramente maior. Percebe-se claramente os efeitos comentados anteriormente comparando os resultados das duas turbinas.

Para a primeira turbina apresentada, 45,56% da exergia na admissão é extraída como trabalho, contra 49,44% na turbina seguinte. Este resultado é consequência direta da maior utilização das extrações no TG-107. Entretanto, mesmo este fator contribuindo para o aumento de sua eficiência exergética, o menor delta entre as exergias específicas da admissão e escape do TG-105 faz com que sua eficiência exergética seja ainda maior, como esperado.

O TG-106 é o único gerador de condensação da planta. Sua turbina é capaz de extrair muito mais energia do vapor quando em comparação com turbinas de contrapressão. No dia analisado, a turbina transformou 66,57% da exergia na admissão em trabalho mecânico, sendo este o gerador mais energeticamente eficiente da planta.

Exergeticamente, porém, espera-se que o TG-106 tenha a pior performance entre as turbinas da usina analisada. Esse efeito é consequência direta do fato de que a exergia do escape nesta turbina é a menor entre os geradores, chegando inclusive a condensar parcialmente nos últimos estágios da máquina e no seu tubulão de saída.

Tabela 4.4 - Análise Exergética TG-106

Parâmetros	Admissão	Tomada 2	Escape
Vazão [ton/h]	62,76	2,85	59,90
Pressão [bar]	64,42	4,92	-0,87
Temperatura [°C]	503,77	212,35	43,86
Entalpia [kJ/kg]	3.425,68	2.877,90	2474,02
Entropia [kJ/kgK]	6,85	7,03	7,69
Exergia [kJ/kg]	1.388,53	786,20	185,45
Potência Exergética [kW]	24.205,11	622,41	3.085,95
Trabalho Realizado [kW]	Exergia Destruída [kW]	Eficiência Exergética	
16.269,75	4.227,00	82,54%	

Fonte: do próprio autor

Observando a Tabela 4.4, constata-se a baixíssima exergia específica do escape da máquina em comparação com o escape das outras turbinas, evidência clara da destruição de exergia. Outro efeito, que não foi considerado mas que piora ainda mais a eficiência do TG-106, é a presença de um condensador evaporativo para o escape da máquina, cuja função de projeto é a condensação total do escape, ou seja, destruir grande parte da exergia restante nele.

A análise dos outros quatro turbogeradores instalados é mais simples, já que nenhum deles possui extrações, tomadas intermediárias e todos operam na mesma linha de pressão e com a mesma pressão de escape.

Tabela 4.5 - Análise Exergética TG-101, TG-102, TG-103 e TG-104

Parâmetros	TG-101	TG-102	TG-103	TG-104
Vazão [ton/h]	52,40	52,51	53,07	147,70
Pressão Adm. [bar]	20,92	21,31	21,40	20,42
Temperatura Adm. [°C]	309,50	309,38	306,93	307,99
Entalpia Adm. [kJ/kg]	3.040,99	3.039,64	3.033,65	3.038,83
Entropia Adm. [kJ/kgK]	6,76	6,75	6,74	6,76
Exergia Adm. [kJ/kg]	1.030,82	1.032,48	1.030,08	1.026,80
Potência Exergética Adm. [kW]	15.003,49	15.060,14	15.186,13	42.126,50
Pressão Esc. [bar]	1,62	1,41	1,33	1,39
Temperatura Esc. [°C]	133,76	142,36	135,77	126,52
Entalpia Esc. [kJ/kg]	2.729,24	2.749,71	2.736,39	2.715,76
Entropia Esc. [kJ/kgK]	7,06	7,15	7,13	7,07
Exergia Esc. [kJ/kg]	628,12	622,65	614,17	611,93
Potência Exergética Esc. [kW]	9.142,32	9.082,22	9.054,59	25.105,61
Trabalho Realizado [kW]	4.537,45	4.229,08	4.382,34	13.254,50
Exergia Destruída [kW]	1.323,72	1.748,83	1.749,19	3.766,39
Eficiência Exergética	91,18%	88,39%	88,48%	91,06%

Fonte: do próprio autor

Observa-se pouca diferença entre as eficiências exergéticas dos turbogeradores analisados na Tabela 4.5, contudo era esperado que o TG-104 fosse o mais eficiente entre as máquinas que operam a 22 bar, devido ao fato de ser uma máquina mais moderna e tecnológica quando comparado aos TG-101/102/103. Atribui-se a maior eficiência do TG-101 a um erro de medição da pressão do vapor na admissão (menor que a real) e escape (maior que a real) dessa máquina, fazendo com que sua eficiência exergética seja inflada artificialmente. Essa hipótese é baseada no fato de que as quatro turbinas estão instaladas em paralelo na mesma linha, sendo o TG-101 o mais próximo da fonte de vapor, como mostra a

Figura 3.1. O mesmo pode ser considerado para a linha de escape. Portanto, esperava-se que a pressão de admissão das quatro turbinas fosse similar, mas ligeiramente maior no TG-101, o que não é observado na prática, corroborando para a hipótese de que este medidor não é confiável.

De acordo com o esperado, os TG-105 e TG-107 se destacam como as turbinas mais energeticamente eficientes da planta industrial analisada, seguidos pelo restante dos turbogeradores de contrapressão, e por fim o TG-106, condensativo, como sendo o menos eficiente no geral.

O restante das turbinas do processo não serão analisadas pelo simples fato de que não há medidores de pressão, vazão e temperatura na admissão e no escape das máquinas, impossibilitando a coleta de dados e por conseguinte uma análise exérgica aprofundada. Contudo, essas máquinas geralmente não podem sofrer alterações no seu setpoint de funcionamento, tendo seus parâmetros de rotação associados à equipamentos maiores como caldeiras e moendas, e suas condições se manterão inalteradas ao longo de todas as simulações realizadas.

Tabela 4.6 - Análise Exérgica CV-101-A/B⁶

Parâmetros	Montante	Expansão	Dessuper	Jusante
Vazão [ton/h]	188,68	188,68	8,89	197,57
Pressão [bar]	97,83	64,61	103,71	64,61
Temperatura [°C]	539,40	525,13	315,17	510,93
Entalpia [kJ/kg]	3.476,59	3.476,59	2.722,36	3.442,64
Entropia [kJ/kgK]	6,73	6,91	5,60	6,87
Exérgia [kJ/kg]	1.473,86	1.420,56	1.058,34	1.399,40
Potência Exérgica [kW]	77.246,20	74.452,60	2.614,51	76.800,87
	Expansão	Dessuper	Global	
Exérgia Destruída [kW]	2.793,60	266,24	3.059,84	
Eficiência Exérgica	96,38%	99,65%	96,17%	

⁶ As válvulas CV-101 foram representadas como sendo apenas uma.

Fonte: do próprio autor

A Tabela 4.6 apresenta os parâmetros utilizados para a análise exérgica das válvulas condicionadoras CV-101-A/B, que admitem vapor a 104 bar e o condiciona para 67 bar, utilizando o vapor saturado produzido no tubulão de vapor da caldeira B-103 como fluido dessuperaquecedor. Nas colunas estão representadas respectivamente as correntes de vapor à montante (antes) da válvula redutora, após a expansão isentálpica (entre a válvula redutora e o dessuperaquecedor), em seguida apresenta os parâmetros do fluido dessuper e por fim o vapor à jusante (depois) da válvula condicionadora.

Ao avaliar as duas primeiras colunas da Tabela 4.6, observa-se claramente as perdas relacionadas ao processo de expansão isentálpica em uma válvula, sem a produção de trabalho, e entre a segunda e quarta colunas, as perdas referentes ao processo de dessuperaquecimento do vapor, que nesse caso são muito menores. Entretanto, ao calcular a eficiência exérgica global do processo, percebe-se que a eficiência associada à CV-101 é maior que a do TG-107, que por sua vez gera trabalho.

Esse efeito pode ser explicado pelo grande delta de exergia específica entre a admissão e escape do TG-107, e o vapor à montante e à jusante da válvula analisada. Os dois equipamentos admitem vapor da mesma linha, à pressões e temperaturas muito similares. Porém, enquanto o TG-107 descarrega a maior parte do vapor à 1,5 bar, a CV-101 condiciona vapor para 67 bar, uma diferença na exergia específica de 778,64 kJ/kg entre os vapores na saída dos dois equipamentos. Para efeito de comparação, caso o escape do TG-107 fosse às mesmas pressões da válvula analisada, sua eficiência exérgica seria de 99,54%, contra 96,17% no caso da CV-101.

O raciocínio, em termos gerais de processo, deve considerar que o vapor condicionado de 104 bar para 67 bar nas CV-101-A/B deixou de ser expandido pelo TG-107 e poderá seguir por dois outros caminhos (sem considerar a turbina de condensação): ou será expandido pelo TG-105 ou condicionado novamente de 67 bar para 22 bar na CV-102, onde será expandido pelas turbinas de baixa pressão ou condicionado mais uma vez de 22 bar para 1,5 bar. Esse raciocínio dificulta a análise comparativa entre equipamentos ao levar em conta as classes de pressão nas entradas e saídas de cada um, de modo que a eficiência exérgica do equipamento é estritamente relacionada com a exergia específica das correntes nos balanços.

Ao analisar os cenários de maneira global, apesar da alta eficiência exérgica atribuída às CV-101-A/B individualmente, aumentar a vazão de vapor condicionado por elas significa destinar esse vapor a posteriores expansões em equipamentos menos eficientes,

afetando a eficiência exergética global do sistema. Esse efeito pode ser percebido no tópico 4.4, onde serão demonstradas as análises exergéticas globais dos cenários simulados.

A configuração da válvula condicionadora CV-102, disponível na Tabela 4.7, é um pouco diferente da discutida anteriormente, sendo o vapor por ela expandido dessuperaquecido a partir da injeção direta de água advinda do desaerador D-101, em vez de utilizar vapor saturado como no caso anterior.

Tabela 4.7 - Análise Exergética CV-102

Parâmetros	Montante	Expansão	Dessuper	Jusante
Vazão [ton/h]	174,33	174,33	28,93	203,26
Pressão [bar]	64,61	21,71	48,15	21,71
Temperatura [°C]	500,74	478,82	144,22	300,93
Entalpia [kJ/kg]	3.418,19	3.418,19	610,23	3.018,59
Entropia [kJ/kgK]	6,84	7,31	1,78	6,70
Exergia [kJ/kg]	1.384,31	1.243,18	84,65	1.024,62
Potência Exergética [kW]	67.036,87	60.202,68	680,19	57.851,19
	Expansão	Dessuper	Global	
Exergia Destruída [kW]	6.834,19	3.031,68	9.865,87	
Eficiência Exergética	89,81%	95,02%	85,43%	

Fonte: do próprio autor

A mais baixa eficiência exergética da CV-102 em comparação às CV-101 se deve à dois fatores principais. O primeiro deles, já amplamente discutido nesse trabalho, é o delta de exergia específica entre os vapores à montante e jusante das válvulas, assumindo valores de 74,46 kJ/kg para as condicionadoras CV-101 e 359,69 kJ/kg para a CV-102. Esse fato diminui drasticamente a eficiência exergética do processo de expansão isentálpica, sendo 96,38% na primeira e 89,81% na segunda.

O segundo motivo é a realização do dessuperaquecimento do vapor utilizando água proveniente do desaerador instalado, que está subresfriada, em vez de utilizar uma corrente de vapor saturado. Essa injeção derruba drasticamente a temperatura do vapor de 478,82 °C

para 300,93 °C, destruindo grande parte da energia associada ao fluxo. Ao somar os dois efeitos, a eficiência exergética do processo de condicionamento do vapor de 67 para 22 bar é de 85,43%.

Para a condicionadora CV-105, disponível na Tabela 4.8, pode-se observar um efeito ainda mais exagerado na etapa de expansão e similar no dessuperaquecimento:

Tabela 4.8 - Análise Exergética CV-105

Parâmetros	Montante	Expansão	Dessuper	Jusante
Vazão [ton/h]	2,00	2,00	0,27	2,27
Pressão [bar]	21,74	1,42	30,00	1,42
Temperatura [°C]	306,97	281,12	119,11	132,97
Entalpia [kJ/kg]	3.032,78	3.032,78	502,07	2.729,51
Entropia [kJ/kgK]	6,73	7,74	1,52	7,10
Exergia [kJ/kg]	1.031,64	730,57	54,75	617,39
Potência Exergética [kW]	572,71	405,57	4,14	389,41
	Expansão	Dessuper	Global	
Exergia Destruída [kW]	167,14	20,30	187,44	
Eficiência Exergética	70,82%	95,04%	67,51%	

Fonte: do próprio autor

Apesar de – corretamente – assumir valores de vazão muito menores que as outras válvulas condicionadoras, sendo apenas usada em casos de parada de uma ou mais turbinas da planta, a válvula CV-105 assume os menores valores de eficiência exergética individualmente, sendo a etapa de expansão a maior ofensora. Ao analisar os valores dispostos na Tabela 4.8, conclui-se que aproximadamente um terço da capacidade de geração de trabalho do vapor é destruída ao passar pela válvula.

A análise das válvulas CV-103 e CV-104 fogem do escopo deste trabalho. A primeira condiciona vapor de 67 bar para 55 bar, que condensa trocando calor com o ar, que por sua vez é utilizado em um *spray dryer* para a secagem de levedura. A segunda condiciona vapor

de 67 bar para 1,5 bar, mas está permanentemente bloqueada devido ao risco grande de superaquecimento da rede de escape caso a válvula ou o dessuper entrem em falha.

Por fim, apresenta-se o balanço de energia elétrica na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Balanço de Energia Elétrica

	Barramento 1	Barramento 2	Barramento 3	Total
Geração [MW]	64,75	14,62	39,99	119,37
Consumo [MW]	46,64	-	-	46,64
Exportação [MW]	18,11	14,62	39,99	72,72

Fonte: do próprio autor

Observa-se acima como se dá a distribuição da energia elétrica gerada, consumida e exportada nos três barramentos existentes na usina. A existência de mais de um barramento está condicionada a incentivos fiscais e tributários (Energia Incentivada), como descontos nas tarifas de transmissão e distribuição, tornando a energia exportada mais barata e, portanto, mais atrativa ao comprador final. A exportação total de energia no dia analisado apresentou média diária de 72,72 MW, obedecendo o limite de exportação de 74 MW exigido pela linha de transmissão.

4.2 ANÁLISE EXERGÉTICA LOCAL - CENÁRIOS 2, 3 E 4

Para este capítulo, propõe-se a apresentação dos principais resultados obtidos nos cálculos e simulações realizadas, mantendo constante os valores de pressão e temperatura (e conseqüentemente os de entalpia, entropia e exergia específicas), alterando apenas a vazão dos equipamentos/correntes de processo. Aqui faz-se necessário um olhar mais próximo, evidenciando as mudanças propostas cenário a cenário e analisando os efeitos causados no processo caso a caso.

As informações das correntes, contudo, perdem relevância perante às análises exergéticas e estarão disponíveis apenas no Apêndice A.

Inicia-se a análise pelas caldeiras. De acordo com o discutido no tópico anterior, a vazão da caldeira B-102 sofreu um aumento de aproximadamente 40 ton/h nos cenários simulados. As caldeiras B-101-A/B/C/D tiveram sua vazão alterada mediante o fechamento dos balanços de massa realizados, de modo que a oferta de vapor atenda a demanda do

processo. Entende-se que a caldeira B-103 está próxima da condição ótima de operação, e portanto não sofreu alterações ao longo do estudo.

Tabela 4.10 - Simulação B-101, B-102 e B-103

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. B-101 [MW]	157.559,66	129.626,55	136.400,05	140.140,64
P.Ex. B-102 [MW]	104.537,00	118.991,63	118.991,63	118.991,63
P.Ex. B-103 [MW]	177.279,87	177.279,87	177.279,87	177.279,87
P.Ex. Total [MW]	439.376,53	425.898,05	432.671,55	436.412,14

Fonte: do próprio autor

A Tabela 4.10 representada demonstra a “produção” de exergia das caldeiras instaladas. Nota-se a proximidade entre os valores totais dos diferentes cenários simulados. Logo, este indicador sozinho é necessário mas insuficiente para tirar conclusões sobre a eficiência exergética do processo analisado.

Este dado será de grande importância nos balanços globais do sistema.

Ao analisar os dados apresentados na Tabela 4.11, percebe-se que o aumento da vazão na extração de 22 bar da turbina do TG-107 é benéfica à eficiência exergética do equipamento, efeito esse que pode ser explicado pela exaustão de um vapor mais exergético quando comparado à condição anterior.

Nota-se também que a implementação do TG-108 não causa nenhum efeito na eficiência deste equipamento, vide a igualdade entre os Cenários 1 e 3, e os Cenários 2 e 4.

Tabela 4.11 - Simulação TG-107

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. Admissão [MW]	99.490,88	106.671,53	99.490,88	106.671,53
P.Ex. Extração [MW]	7.515,46	26.871,90	7.515,46	26.871,90
P.Ex. Tomada 1 [MW]	6.729,84	6.729,84	6.729,84	6.729,84
P.Ex. Escape [MW]	33.477,53	25.328,35	33.477,53	25.328,35
Trabalho Realizado [kW]	45.329,80	42.011,44	45.329,80	42.011,44
Exergia Destruída [kW]	6.438,25	5.730,01	6.438,25	5.730,01
Eficiência Exergética	93,53%	94,63%	93,53%	94,63%

Fonte: do próprio autor

Para o TG-105, os números representados na Tabela 4.12 são similares ao caso anterior. Quanto maior a vazão das tomadas de vapor intermediárias, maior a eficiência exergética da máquina, e menor o trabalho extraído pela turbina. Assim como no caso do TG-107, a implementação do novo gerador não afeta seus parâmetros de operação, sendo sua eficiência exergética ligeiramente maior nos cenários onde a Tomada 1 é habilitada.

Tabela 4.12 - Simulação TG-105

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. Admissão [MW]	88.186,37	96.043,41	88.186,37	96.043,41
P.Ex. Tomada 1 [MW]	-	8.886,19	-	8.886,19
P.Ex. Tomada 2 [MW]	2.722,28	3.341,34	3.341,34	3.341,34
P.Ex. Escape [MW]	37.712,18	35.557,66	37.216,92	35.557,66
Trabalho Realizado [kW]	43.603,45	44.295,87	43.495,48	44.295,87
Exergia Destruída [kW]	4.148,46	3.962,34	4.132,63	3.962,34
Eficiência Exergética	95,30%	95,87%	95,31%	95,87%

Fonte: do próprio autor

Nota-se, porém, que há uma diferença na Potência Exergética da Tomada 2 entre o Cenário 1 e os demais cenários simulados. Isso se explica por conta da atual configuração onde todos os turbogeradores podem alimentar o desaerador D-101 através das suas tomadas de vapor. Para os cenários simulados essa possibilidade foi descartada visando uma possível parada estratégica do TG-106 como forma de otimizar a eficiência global do processo, como mostra a Tabela 4.13.

Tabela 4.13 - Simulação TG-106

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. Admissão [MW]	24.205,11	25.456,46	-	22.200,96
P.Ex. Tomada 1 [MW]	-	7.346,50	-	7.346,50
P.Ex. Tomada 2 [MW]	622,41	-	-	-
P.Ex. Tomada 3 [MW]	-	7.069,80	-	5.614,38
P.Ex. Escape [MW]	3.085,95	-	-	-
Trabalho Realizado [kW]	16.269,75	10.242,42	-	8.618,76
Exergia Destruída [kW]	4.227,00	797,74	-	621,32
Eficiência Exergética	82,54%	96,87%	-	97,20%

Fonte: do próprio autor

Para este gerador, a análise é um pouco mais complexa. Observa-se na Tabela 4.13 que, para todos os cenários, com exceção do primeiro, tanto o Escape quanto a Tomada 2 do TG-106 foram desabilitados, e as Tomadas 1 e 3 habilitadas no lugar. A função da segunda tomada, de alimentação do desaerador D-101, pode ser melhor cumprida pelo TG-105, um gerador de contrapressão que alimenta as instalações industriais, ou seja, enquanto a planta operar, este gerador também operará. Ao contrário do TG-105, o TG-106 é dispensável ao processo de açúcar e álcool, já que todo o vapor admitido é condensado (com exceção das tomadas) e a energia gerada não alimenta a planta. Sendo assim, é preferível a geração de energia elétrica nos geradores de contrapressão em períodos de safra, devido à sua melhor eficiência exergética e utilização do escape.

A terceira tomada extrai vapor nos últimos estágios da turbina, a 1,5 bar, com limitação de até 41 toneladas por hora de vapor, sendo esta estratégia a usada nos Cenários 2

e 4 a fim de aumentar a eficiência exergética da turbina, inutilizando o condensador evaporativo EC-101.

No Cenário 3, com a implementação do TG-108 e sem a possibilidade do uso das extrações, o TG-106 deve permanecer desabilitado por conta do cascadeamento causado por modificações desta natureza. Um novo gerador a 104 bar impede a expansão do vapor nas condicionadoras CV-101, diminuindo a oferta de vapor de 67 bar. O processo teria condições de habilitar o TG-106, porém ao fazê-lo, a quantidade de vapor a ser expandido pela CV-102 seria diminuta e muito próxima do mínimo aceitável, causando problemas de controle. Ademais, sem as tomadas e extrações, todo o vapor destinado ao TG-106 seria condensado, reduzindo a oferta de escape e fazendo com que seja necessária a utilização da CV-105, equipamento que mais destrói exergia na planta.

Para o turbogerador TG-104, a análise é desnecessária. Isso se deve ao fato de que a turbina não possui tomadas e extrações de vapor e não é afetada pelas alterações das diversas condições simuladas. Apesar de sofrer alterações na vazão de vapor, a eficiência exergética associada a este equipamento mantém-se constante.

Para os TGs 101, 102, 103 e 108 porém, propõe-se a seguinte análise:

Tabela 4.14 - Simulação TG-101, TG-102, TG-103 e TG-108

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Turbinas Instaladas	101, 102, 103	101, 102, 103	108	108
P.Ex. Admissão [MW]	45.266,98	46.305,37	77.113,57	69.932,91
P.Ex. Escape [MW]	27.307,61	27.934,02	32.534,63	29.505,08
Trabalho Realizado [kW]	13.152,91	13.454,63	39.169,38	35.522,01
Exergia Destruída [kW]	4.806,46	4.916,71	5.409,55	4.905,82
Eficiência Exergética	89,38%	89,38%	92,98%	92,98%

Fonte: do próprio autor

Nos dois primeiros cenários, observa-se na Tabela 4.14 que os geradores TG-101, TG-102 e TG-103 foram responsáveis pela geração de aproximadamente 13 MW de energia elétrica no total, destruindo cerca de 4,9 MW de exergia no processo. Nos cenários 3 e 4, a geração de energia pelo TG-108, substituto dos geradores menores, foi superior a 39 MW e

35 MW respectivamente, destruindo aproximadamente a mesma exergia quando comparado aos cenários anteriores, resultando em uma eficiência exergética 3,6% maior.

A diferença pode soar pequena, porém além do resultado obtido na análise dos geradores, faz-se necessário olhar para o vapor que deixou de ser expandido nas válvulas condicionadoras para ser destinado à turbina que operam a maiores pressões.

Tabela 4.15 - Simulação CV-101-A/B

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. Montante [kW]	77.246,20	70.053,20	-	-
P.Ex. Expansão [kW]	74.452,60	67.519,73	-	-
P.Ex. Dessuper [kW]	2.614,51	2.371,05	-	-
P.Ex. Jusante [kW]	76.800,87	69.649,33	-	-
Exergia Destruída [kW]	3.059,84	2.774,92	-	-
Eficiência Exergética	96,17%	96,17%	-	-

Fonte: do próprio autor

Na Tabela 4.15 evidencia-se o bloqueio das válvulas CV-101-A/B nos cenários onde o TG-108 é instalado, fazendo com que todo o vapor de 104 bar seja expandido por turbinas de contrapressão, gerando energia elétrica no processo.

A redução do condicionamento de 104 bar para 67 bar tem outro efeito:

Tabela 4.16 - Simulação CV-102

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
P.Ex. Montante [kW]	67.036,87	65.652,46	29.997,73	-
P.Ex. Expansão [kW]	60.202,68	58.959,40	26.939,56	-
P.Ex. Dessuper [kW]	680,19	666,15	304,37	-
P.Ex. Jusante [kW]	57.851,19	56.656,48	25.887,32	-
Exergia Destruída [kW]	9.865,87	9.662,12	4.414,79	-
Eficiência Exergética	85,43%	85,43%	85,43%	-

Fonte: do próprio autor

A redução do condicionamento de vapor de 104 bar e a habilitação das tomadas e extrações nas turbinas de alta pressão reduzem também a oferta de vapor de 67 bar, que é progressivamente consumido conforme as simulações disponíveis na Tabela 4.16, culminando no bloqueio da válvula no último cenário.

A válvula CV-105 foi permanentemente desabilitada em todos os cenários simulados por conta do seu grau de ofensa ao indicador estudado.

Por fim, representa-se o balanço de energia elétrica para os diferentes cenários avaliados:

Tabela 4.17 - Simulação Balanço de Energia Elétrica

Barramento 1	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Geração [MW]	64,75	67,11	85,68	86,61
Consumo [MW]	46,64	46,64	46,64	46,64
Exportação [MW]	18,11	20,47	39,04	39,96
Barramento 2	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Geração/Exportação [MW]	14,62	9,20	-	7,74
Barramento 3	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Geração/Exportação [MW]	39,99	37,07	39,99	37,07
Total	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Exportação [MW]	72,72	66,74	79,04	84,77

Fonte: do próprio autor

Ao analisar a Tabela 4.17, nota-se certa diferença entre as potências de exportação em cada cenário. Um dos causadores desta diferença é a natureza interligada dos sistemas de cogeração, onde a alteração de uma variável causará impacto em inúmeras outras. A geração de trabalho elétrico nos turbogeradores é condicionada à quantidade de vapor que passa pela totalidade da turbina. Nos cenários onde esse vapor é extraído, o sistema gera menos

eletricidade e, portanto, a exportação diminui. No cenário 3, onde as extrações estão desabilitadas e o TG-108 é instalado, falta vapor para o funcionamento do TG-106, que de certo modo não contribui para o processo produtivo, e portanto permanece desabilitado.

Nota-se que, para os Cenários 3 e 4, o valor obtido para a exportação de energia elétrica supera o limite de exportação, explorado no Tópico 3.3.3. Isso se dá pois a instalação de um novo turbogerador só poderá ser viabilizada caso o limite de exportação seja flexibilizado.

4.3 ANÁLISE EXERGÉTICA GLOBAL - CENÁRIO 1

Neste capítulo pretende-se discutir acerca do real impacto das modificações sugeridas nas simulações apresentadas anteriormente, ao avaliar de maneira global as perdas de energia no processo produtivo estudado. Os balanços visam, a partir de um volume de controle previamente estabelecido, quantificar as correntes que agregam exergia no sistema (produção de vapor superaquecido das caldeiras, fluidos dessuperaquecedores, retorno de condensado do processo e afins) e as que consomem a exergia do sistema (alimentação de água das caldeiras, consumo de vapor do processo, geração de trabalho mecânico e elétrico entre outros), sendo o restante da diferença entre geração e consumo igual à exergia destruída pelo sistema.

Tal qual anteriormente apresentado, propõe-se aqui a apresentação detalhada dos resultados para o Cenário 1, que representa a condição real de operação da planta durante o dia 5 de agosto de 2025, e em seguida uma apresentação mais generalista dos resultados dos cenários posteriores.

Na Tabela 4.18, lista-se as correntes de entrada de exergia no sistema, e suas correspondentes quantidades:

Tabela 4.18 - Correntes de Entrada do Volume de Controle do Cenário 1

Fluxo de Processo	Potência Exergética do Fluxo
Vapor Superaquecido B-103	177.279,87 kW
Vapor Superaquecido B-102	104.537,00 kW
Vapor Superaquecido B-101	157.559,66 kW
Vapor Dessuper CV-101	2.614,51 kW
Água Dessuper CV-102	680,19 kW
Água Dessuper CV-103	56,65 kW
Água Dessuper CV-105	4,14 kW
Condensado HE-101	908,67 kW
Condensado HE-102	584,11 kW
Condensado PAV B-103	174,72 kW
Condensado PAV B-102	140,56 kW
Escape TF-101/102 e TB-101	20.263,45 kW
Escape M-101/102/103	52.891,04 kW
Condensado Peneiras Moleculares	491,44 kW
Condensado Fábrica de Leveduras	1.098,02 kW
Condensado Processo Açúcar e Etanol	14.069,45 kW
Total	533.353,47 kW

Fonte: do próprio autor

Nota-se, ao observar a Tabela 4.18, que a maior parte da exergia que adentra o sistema está contida nas correntes de vapor superaquecido produzido nas caldeiras da planta. Porém, parte não desprezível está contida no condensado, que retorna do processo aos desaeradores D-101/102 para serem vaporizados novamente. A Tabela 4.19 apresenta as correntes de saída de exergia:

Tabela 4.19 - Correntes de Saída do Volume de Controle do Cenário 1

Fluxo de Processo	Potência Exergética do Fluxo
Água de Alimentação B-103	11.573,82 kW
Água de Alimentação B-102	6.946,66 kW
Água de Alimentação B-101	8.402,93 kW
Vapor PAV B-103	2.460,05 kW
Vapor PAV B-102	1.979,15 kW
Vapor HE-101	7.515,46 kW
Vapor HE-102	6.729,84 kW
Vapor TF-101/102 e TB-101	34.084,13 kW
Vapor M-101/102/103	88.965,35 kW
Vapor Peneiras Moleculares	4.332,73 kW
Vapor Fábrica de Leveduras	3.384,72 kW
Vapor Processo Açúcar e Etanol	196.653,27 kW
Energia Elétrica Consumida	46.642,50 kW
Energia Elétrica Exportada	72.723,40 kW
Total	492.393,99 kW

Fonte: do próprio autor

Grande parte da exergia presente nos fluxos de saída do volume de controle está presente nas correntes de vapor de escape destinado ao processo produtivo de açúcar e álcool, nas correntes de vapor destinadas às turbinas auxiliares do processo e na energia elétrica exportada.

Nota-se que, dos 533,35 MW de exergia que adentraram o sistema no dia estudado, apenas 492,93 MW deixaram o sistema. Partindo do pressuposto de que o processo é contínuo e que a maior parte da exergia é associada a fluxos que não podem ser acumulados no processo (vapor e energia elétrica), e que mesmo os fluxos que podem ser acumulados (água e condensado) usualmente não apresentam grandes diferenças de um dia para o outro, calcula-se então a exergia destruída e a eficiência exergética global do sistema na Tabela 4.20.

Tabela 4.20 - Eficiência Exergética Global do Cenário 1

Exergia Total nas Entradas do VC	533.353,47 kW
Exergia Total nas Saídas do VC	492.393,99 kW
Exergia Destruída	40.959,49 kW
Eficiência Exergética Global	92,32%

Fonte: do próprio autor

O resultado obtido é condizente com os balanços locais, sendo intermediário às eficiências exergéticas individuais dos equipamentos analisados e pode ser interpretado da seguinte forma: dos 533,35 MW de energia disponível para a realização de trabalho, 492,39 MW saem do sistema ou na forma de trabalho ou também como disponibilidade para futura realização de trabalho. Os 40,96 MW restantes representam a perda de capacidade de realização de trabalho devido à aproximação dos parâmetros do vapor com os parâmetros atmosféricos de referência.

Este resultado, apesar de satisfatório, apresenta oportunidades de melhoria, sendo algumas delas exploradas a partir das modificações sugeridas e das simulações realizadas nos cenários posteriores.

4.4 ANÁLISE EXERGÉTICA GLOBAL - CENÁRIOS 2, 3 E 4

De maneira muito similar ao realizado no tópico anterior, segue na Tabela 4.21 a seguir as correntes de processo dos cenários simulados e suas respectivas potências exergéticas.

Tabela 4.21 - Correntes de Entrada do Volume de Controle Cenários 2, 3 e 4

Fluxo de Processo	Cenário 2 [kW]	Cenário 3 [kW]	Cenário 4 [kW]
Vapor Superaquecido B-103	177.279,87	177.279,87	177.279,87
Vapor Superaquecido B-102	118.991,63	118.991,63	118.991,63
Vapor Superaquecido B-101	129.626,55	136.400,05	140.140,64
Vapor Dessuper CV-101	2.371,05	0,00	0,00
Água Dessuper CV-102	666,15	304,37	0,00
Água Dessuper CV-103	56,65	56,65	56,65
Água Dessuper CV-105	0,00	0,00	0,00
Condensado HE-101	908,67	908,67	908,67
Condensado HE-102	584,11	584,11	584,11
Condensado PAV B-103	174,72	174,72	174,72
Condensado PAV B-102	140,56	140,56	140,56
Escape TF-101/102 e TB-101	20.263,45	20.263,45	20.263,45
Escape M-101/102/103	52.891,04	52.891,04	52.891,04
Condensado Peneiras Moleculares	491,44	491,44	491,44
Condensado Fábrica de Leveduras	1.098,02	1.098,02	1.098,02
Condensado Processo Açúcar e Etanol	14.069,45	14.069,45	14.069,45
Total	519.613,35	523.654,03	527.090,24

Fonte: do próprio autor

Ao analisar a tabela, percebe-se que de todos os valores registrados, os únicos que se diferem entre os diferentes cenários são a potência exergética do vapor superaquecido das caldeiras B-101 e das válvulas condicionadoras CV-101 e CV-102.

O aumento de vazão das caldeiras de baixa pressão e diminuição da vazão das válvulas condicionadoras são consequência direta da tentativa de maximizar a geração de energia elétrica a altas pressões, onde a eficiência exergética das turbinas é máxima, além de reduzir a destruição de exergia proveniente da expansão nas válvulas.

O restante das correntes demonstradas não sofrem alteração em seus valores de exergia, permanecendo constantes em todas as simulações realizadas.

Tabela 4.22 - Correntes de Saída do Volume de Controle Cenários 2, 3 e 4

Fluxo de Processo	Cenário 2 [kW]	Cenário 3 [kW]	Cenário 4 [kW]
Água de Alimentação B-103	11.573,82	11.573,82	11.573,82
Água de Alimentação B-102	7.907,19	7.907,19	7.907,19
Água de Alimentação B-101	6.913,21	7.274,45	7.473,95
Vapor PAV B-103	2.460,05	2.460,05	2.460,05
Vapor PAV B-102	1.979,15	1.979,15	1.979,15
Vapor HE-101	7515,46	7515,46	7515,46
Vapor HE-102	6729,84	6729,84	6729,84
Vapor TF-101/102 e TB-101	34.084,13	34.084,13	34.084,13
Vapor M-101/102/103	88.965,35	88.965,35	88.965,35
Vapor Peneiras Moleculares	4.332,73	4.332,73	4.332,73
Vapor Fábrica de Leveduras	3.384,72	3.384,72	3.384,72
Vapor Processo Açúcar e Etanol	196.653,27	196.653,27	196.653,27
Energia Elétrica Consumida	46.642,50	46.642,50	46.642,50
Energia Elétrica Exportada	66.735,62	79.035,61	84.774,69
Total	485.877,02	498.538,25	504.476,82

Fonte: do próprio autor

De maneira similar às entradas, nas saídas do volume de controle representadas na Tabela 4.22, as únicas correntes que se diferem entre os cenários são a potência exergética da água de alimentação das caldeiras B-101 e a energia elétrica exportada. Como esperado, o aumento da vazão de vapor superaquecido de uma caldeira pressupõe o aumento da sua vazão de alimentação. O aumento da exportação de energia, porém, advém de uma melhor utilização da energia disponível no sistema, como já previamente demonstrado.

Tabela 4.23 - Eficiência Exergética Global dos Cenários 2, 3 e 4

	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
Exergia Total nas Entradas do VC [kW]	519.613,35	523.654,03	527.090,24
Exergia Total nas Saídas do VC [kW]	485.877,02	498.538,25	504.476,82
Exergia Destruída [kW]	33.736,34	25.115,77	22.613,42
Eficiência Exergética Global	93,51%	95,20%	95,71%

Fonte: do próprio autor

A Tabela 4.23 apresentada mostra claramente a evolução de eficiência obtida conforme as modificações propostas são implementadas. A cada cenário simulado, aumentam os fluxos de exergia na entrada do volume de controle, porém aumentam ainda mais os fluxos na saída, de modo que o delta ou a exergia destruída diminuam a cada um.

De modo a visualizar essa diferença, propõe-se a seguinte análise:

Tabela 4.24 - Deltas em Relação ao Cenário 1

	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
ΔE na Entrada [kW]	-13.740,12	-9.699,45	-6.263,23
ΔE na Saída [kW]	-6.516,97	+6.144,27	+12.082,84
ΔE Destruída [kW]	-7.223,15	-15.843,71	-18.346,07
Δ de Eficiência Exergética	+1,19 p.p.	+2,88 p.p.	+3,39 p.p.

Fonte: do próprio autor

Ao comparar os cenários simulados com a condição verdadeira de operação da indústria, mostra-se objetivamente os resultados obtidos. A Tabela 4.24 mostra que ao introduzir as modificações propostas pelo segundo cenário, deixa-se de destruir 7,22 MW de exergia, aumentando a eficiência do sistema em 1,19 pontos percentuais. A contrapartida para essa condição é a menor disponibilidade de exportação de energia em safra, limitada pela demanda de escape do processo.

Para a terceira condição a economia é ainda mais evidente, onde as entradas são reduzidas em 9,70 MW e as saídas aumentadas em 6,14 MW. O saldo de 15,84 MW representa um aumento de 2,88 pontos percentuais na eficiência exergética do sistema. Por

fim, no quarto cenário simulado, o aumento na eficiência foi de 3,39 pontos percentuais, representando uma disponibilidade 18,35 MW maior quando comparada ao cenário atual.

A análise exergética ao longo do desenvolvimento do trabalho se mostrou uma poderosa ferramenta que auxilia a sintetizar as principais implicações associadas às diferentes estratégias de expansão de vapor em um ambiente industrial. Os resultados obtidos mostram que as válvulas condicionadoras e as turbinas a vapor desempenham papéis fundamentalmente distintos e com impactos diferentes em relação ao aproveitamento do potencial de trabalho de um fluido.

A operação com válvulas permite uma maior capacidade de controle, somada à uma grande simplicidade operacional, às custas da destruição de disponibilidade; enquanto as turbinas, por converterem parte da exergia disponível em trabalho útil, apresentam desempenho termodinâmico superior sempre que sua utilização se mostre possível. Essa diferença se traduz diretamente no custo exergético de cada solução, causando perdas de potência, dissipação interna de energia útil, culminando em uma menor capacidade de exportação de energia da planta.

Conforme as modificações são implementadas nos cenários simulados, percebe-se o efeito individual e coletivo das melhores práticas de expansão de vapor, que impactam diretamente na eficiência exergética do sistema todo. O cenário mais vantajoso entre os estudados foi o Cenário 4, onde a maior parcela de sua exergia é aproveitada, devido à sua menor destruição de exergia e maior recuperação de trabalho. Contudo, faz-se necessário ponderar que, apesar de nenhum estudo financeiro aprofundado ter sido realizado, esta é provavelmente a mais cara entre as modificações sugeridas, exigindo a instalação de uma nova turbina a altas pressões, um novo gerador, assim como todos os equipamentos paralelos mas essenciais para o bom funcionamento do sistema, equipamentos esses com alto valor agregado.

A habilitação das extrações e sangrias de vapor das turbinas permite que a planta opere com uma menor vazão nas válvulas condicionadoras, pois aumenta a disponibilidade de vapor de 22 bar. Esse efeito, apesar de barato, aumenta consideravelmente a eficiência exergética do processo, reduzindo a capacidade de exportação de energia em contrapartida.

A discussão sobre as diversas estratégias de otimização levam naturalmente a uma reflexão mais ampla sobre a forma como a energia é utilizada na indústria de maneira geral. Embora a energia total de um sistema seja sempre conservada, o mesmo não vale para seu potencial de realizar trabalho. Essa é a essência da chamada *crise exergética*. À medida em

que o vapor percorre trocadores de calor, válvulas, tubulações, turbinas e quaisquer outros equipamentos industriais, sua capacidade de gerar trabalho é reduzida de maneira irreversível, mesmo que a energia ali contida permaneça elevada. A análise realizada neste trabalho evidencia como escolhas operacionais simples, à primeira vista, como privilegiar o uso de válvulas condicionadoras em detrimento de turbinas, atuam diretamente na destruição de potencial de um sistema.

Este ponto reforça a relevância da abordagem exergetica. Apesar de amplamente consolidada em meios acadêmicos, o conceito de exergia é pouco adotado em ambientes industriais (Rosen, 2002a). A grande maioria das plantas opera com base em métricas mais tradicionais, como balanços de massa e energia, que não capturam a qualidade desses fluxos nem sua real capacidade de geração de trabalho. Este fato tende a levar engenheiros à conclusões subótimas ou até mesmo erradas, que ocultam perdas significativas do ponto de vista exergetico. A tendência internacional, principalmente quando se fala da indústria de energia, é a contínua incorporação deste conceito às suas rotinas operacionais e estratégicas.

5 CONCLUSÃO

Ao longo do desenvolvimento do trabalho foi possível quantificar o desempenho termodinâmico dos processos de expansão de vapor em uma usina de açúcar e etanol utilizando da análise exergetica como ferramenta de avaliação e comparação entre os diversos equipamentos analisados.

Simulou-se tanto a condição atual de trabalho da planta quanto três sugestões de operação futura, comparando as eficiências atreladas a cada uma delas. A condição de maior eficiência exergetica foi obtida no Cenário 4, representando um ganho de 3,39 pontos percentuais sobre o resultado do cenário atual.

Como sugestão de trabalho futuro, pode-se refazer a análise incluindo tanto os processos de geração de vapor, utilizando-se do bagaço de cana como combustível primário, quanto os processos subsequentes de utilização do vapor. Também é possível a criação de um modelo mais robusto e dinâmico, que olha para as condições da planta em tempo real e sugere melhorias nos parâmetros de operação dos diversos sistemas instalados. Por fim, sugere-se uma análise exergoeconômica e exergoambiental do processo estudado, a fim de determinar se as mudanças propostas são financeiramente viáveis e quantificar seus impactos ambientais.

6 REFERÊNCIAS

ALVARADO, Sergio; IRIBARNE, José. Minimum energy requirements in industrial processes: An application of exergy analysis. **Energy**, v. 15, n. 11, p. 1023–1028, nov. 1990.

AYRES, Robert U.; AYRES, Leslie W.; MARTINÁS, Katalin. Exergy, waste accounting, and life-cycle analysis. **Energy**, v. 23, n. 5, p. 355–363, maio 1998.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Balço Energético Nacional – BEN 2025: ano base 2024**. Rio de Janeiro: EPE, 2025. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-885/topico-771/Relatório%20Final_BEN%202025.pdf. Acesso em: 4 ago. 2025.

BEJAN, Adrian. **Advanced engineering thermodynamics**. 4th ed ed. Newark: Wiley, 2016.

ÇENGEL, Y. A. Examining the merging and splitting processes in daily life in the light of exergy. **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 3, p. 128–134, jan. 2002.

CHANG, Hsuan; LI, Jr-wei. A new exergy method for process analysis and optimization. **Chemical Engineering Science**, v. 60, n. 10, p. 2771–2784, maio 2005.

CONNELLY, Lloyd; KOSHLAND, Catherine P. Exergy and industrial ecology—Part 1: An exergy-based definition of consumption and a thermodynamic interpretation of ecosystem evolution. **Exergy, An International Journal**, v. 1, n. 3, p. 146–165, jan. 2001.

DE KOEIJER, Gelein; RIVERO, Ricardo. Entropy production and exergy loss in experimental distillation columns. **Chemical Engineering Science**, v. 58, n. 8, p. 1587–1597, abr. 2003.

DINCER, Ibrahim. Introducing a series of viewpoint articles. **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 1, p. 2, jan. 2002.

DINCER, Ibrahim; ROSEN, Marc A. **Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development**. 2. ed. Amsterdam: Elsevier Science, 2007.

DOLDERSUM, A. Exergy analysis proves viability of process modifications. **Energy Conversion and Management**, v. 39, n. 16–18, p. 1781–1789, nov. 1998.

EL-SAYED, Yehia M. Application of exergy to design. **Energy Conversion and Management**, 2002.

FRANÇA, Geraldo A. C.; SOARES, Lis N. Análise exergética de válvulas redutoras de pressão visando cogeração: estudo de caso em uma indústria de celulose. **Ciência & Engenharia**, Uberlândia, v. 14, n. 2, p. –, 2005.

GAGGIOLI, Richard A.; WEPFER, William J. Exergy economics. **Energy**, v. 5, n. 8, p. 823–837, 1980.

GONG, Mei; WALL, Goran. On exergy and sustainable development — Part 1: Conditions and concepts. **Exergy – An International Journal**, v. 1, n. 3, p. 128-145, jan. 2001.

GONG, Mei; WALL, Goran. On exergy and sustainable development — Part 2: Indicators and methods. **Exergy, An International Journal**, v. 1, n. 4, p. 217–233, jan. 2001.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA (INMET). **Gráficos Horários de Estações Automáticas**. Disponível em: <https://tempo.inmet.gov.br/GraficosDiarios/A001>. Acesso em 23 nov 2025.

INTERNATIONAL ASSOCIATION FOR THE PROPERTIES OF WATER AND STEAM (IAPWS). **Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (IAPWS-IF97)**. Berlin, 2018. Disponível em: <https://iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>. Acesso em: 10 jul. 2025.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. London: Butterworths, 1985.

LEITE, Thiago R. A.; SANTOS, Carlos A. C. d. Análise energética, exergética e exergoeconômica de um protótipo de ar-condicionado utilizando módulos termoeletrônicos. **Revista Principia**, João Pessoa, v. 62, jan. 2025.

LINS, Rodrigo N. R. Análise exergoeconômica e estudos paramétricos de uma turbina a vapor. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) — Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2019.

LIOR, Noam; ZHANG, Na. Energy, exergy, and Second Law performance criteria. **Energy**, v. 32, n. 4, p. 281–296, abr. 2007.

LÓPEZ, L. *et al.* Determination of energy and exergy of waste heat in the industry of the Basque country. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 3–4, p. 187–197, mar. 1998.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Theory of the exergetic cost. **Energy**, v. 18, n. 9, p. 939–960, set. 1993.

MAIA, Nayana L. Análise exergetica como uma aplicação de cálculo: estudo de uma bomba de calor para desumidificação e aquecimento do ar. João Pessoa: Editora do CCTA, 2019.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Tradução da 8. ed. norte-americana. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

ROSEN, Marc A. Does industry embrace exergy? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 221-223, jan. 2002a.

ROSEN, Marc A. Exergy and economics: Is exergy profitable? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 218-220, jan. 2002b.

ROSEN, Marc A. How far we have come? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 1, jan. 2002c.

ROSEN, Marc A. Can exergy help us understand and address environmental concerns? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 214-217, jan. 2002d.

ROSEN, Marc A. Thermodynamics education: Is present coverage of exergy sufficient and appropriate? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 207-210, jan. 2002e.

ROSEN, Marc A. Clarifying thermodynamic efficiencies and losses via exergy. **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 1, p. 3-5, jan. 2002f.

ROSEN, Marc A. Energy crisis or exergy crisis? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 3, p. 125-127, jan. 2002g.

ROSEN, Marc A. Exergy conservation: An alternative to conserving the already conserved quantity energy. **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 2, p. 59-61, jan. 2002h.

ROSHAN KUMAR, Tharun *et al.* Combining exergy-pinch and techno-economic analyses for identifying feasible decarbonization opportunities in carbon-intensive process industry: Case study of a propylene production technology. **Energy Conversion and Management: X**, v. 25, p. 100853, jan. 2025.

SANTOS, Moisés Teles Dos. **Análise exergetica dos sistemas térmicos em um processo de produção de celulose e papel**. Mestrado em Engenharia Química—São Paulo: Universidade de São Paulo, 8 mar. 2007.

SCIUBBA, Enrico. Beyond thermoeconomics? The concept of Extended Exergy Accounting and its application to the analysis and design of thermal systems. **Exergy, An International Journal**, v. 1, n. 2, p. 68-84, jan. 2001.

SILVA, Sara C; COSTA JUNIOR, Esly F. d.; COSTA, Andréa O. S. d. Conceitos fundamentais da propriedade termodinâmica exergia e exemplos de aplicação para análise de processos reais. **Enciclopédia Biosfera**, Goiânia, v. 8, n. 15, p. 2025-2037, 2012.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

SORIN, M.; HAMMACHE, A.; DIALLO, O. Exergy based approach for process synthesis. **Energy**, v. 25, n. 2, p. 105–129, fev. 2000.

STRUCHTRUP, H.; ROSEN, M. A. How much work is lost in an irreversible turbine? **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 3, p. 152–158, jan. 2002.

THOMAS, Lindon C. The classical derivation of entropy: A reexamination. **Exergy, An International Journal**, v. 2, n. 3, p. 135–139, jan. 2002.

UNIÃO DA INDÚSTRIA DE CANA-DE-AÇÚCAR E BIOENERGIA (UNICA). **Produzindo a bioenergia que transforma o futuro**. Disponível em: <https://unica.com.br/>. Acesso em: 7 ago. 2025

UNICADATA. **Observatório da Cana e Bioenergia**. Disponível em: <https://unicadata.com.br/>. Acesso em: 7 ago. 2025

WALL, Goran. On Exergy and Sustainable Development in Environmental Engineering. **The Open Environmental Engineering Journal**, v. 3, n. 1, p. 21–32, 7 abr. 2010.

APÊNDICE A - CORRENTES DE PROCESSO

Tabela 7.1 - Parâmetros das Correntes de Processo nos Cenários Avaliados

Corrente	Parâmetro	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
1	Vazão [ton/h]	432,11	432,11	432,11	432,11
	Pressão [bar (g)]	98,48	98,48	98,48	98,48
	Temperatura [°C]	541,09	541,09	541,09	541,09
2	Vazão [ton/h]	243,43	261	243,43	261
	Pressão [bar (g)]	94,06	94,06	94,06	94,06
	Temperatura [°C]	539,4	539,4	539,4	539,4
3	Vazão [ton/h]	94,34	85,55	-	-
	Pressão [bar (g)]	97,83	97,83	-	-
	Temperatura [°C]	539,4	539,4	-	-
4	Vazão [ton/h]	94,34	85,55	-	-
	Pressão [bar (g)]	97,83	97,83	-	-
	Temperatura [°C]	539,4	539,4	-	-
5	Vazão [ton/h]	25,17	25,17	25,17	25,17
	Pressão [bar (g)]	21,65	21,65	21,65	21,65
	Temperatura [°C]	344,68	344,68	344,68	344,68
6	Vazão [ton/h]	24,11	24,11	24,11	24,11
	Pressão [bar (g)]	13,06	13,06	13,06	13,06
	Temperatura [°C]	330,03	330,03	330,03	330,03
7	Vazão [ton/h]	-	-	-	-
	Pressão [bar (g)]	-	-	-	-
	Temperatura [°C]	-	-	-	-
8	Vazão [ton/h]	194,15	146,89	194,15	146,89
	Pressão [bar (g)]	1,46	1,46	1,46	1,46

	Temperatura [°C]	134,85	134,85	134,85	134,85
	Vazão [ton/h]	432,11	432,11	432,11	432,11
9	Pressão [bar (g)]	151,19	151,19	151,19	151,19
	Temperatura [°C]	145,81	145,81	145,81	145,81
	Vazão [ton/h]	278,39	316,88	316,88	316,88
10	Pressão [bar (g)]	98,12	98,12	98,12	98,12
	Temperatura [°C]	144,56	144,56	144,56	144,56
	Vazão [ton/h]	278,39	316,88	316,88	316,88
11	Pressão [bar (g)]	64,79	64,79	64,79	64,79
	Temperatura [°C]	478,53	478,53	478,53	478,53
	Vazão [ton/h]	174,33	170,73	78,01	-
12	Pressão [bar (g)]	64,61	64,61	64,61	-
	Temperatura [°C]	500,74	500,74	500,74	-
	Vazão [ton/h]	9,32	9,32	9,32	9,32
13	Pressão [bar (g)]	64,61	64,61	64,61	64,61
	Temperatura [°C]	500,74	500,74	500,74	500,74
	Vazão [ton/h]	-	-	-	-
14	Pressão [bar (g)]	-	-	-	-
	Temperatura [°C]	-	-	-	-
	Vazão [ton/h]	62,76	66	-	57,56
15	Pressão [bar (g)]	64,42	64,42	-	64,42
	Temperatura [°C]	503,77	503,77	-	503,77
	Vazão [ton/h]	2,85	-	-	-
16	Pressão [bar (g)]	4,92	-	-	-
	Temperatura [°C]	212,35	-	-	-
17	Vazão [ton/h]	-	41	-	32,56

	Pressão [bar (g)]	-	1,46	-	1,46
	Temperatura [°C]	-	134,85	-	134,85
	Vazão [ton/h]	59,91	-	-	-
18	Pressão [bar (g)]	-0,87	-	-	-
	Temperatura [°C]	43,86	-	-	-
	Vazão [ton/h]	229,55	250	229,55	250
19	Pressão [bar (g)]	63,62	63,62	63,62	63,62
	Temperatura [°C]	500,74	500,74	500,74	500,74
	Vazão [ton/h]	12,53	15,38	15,38	15,38
20	Pressão [bar (g)]	4,96	4,96	4,96	4,96
	Temperatura [°C]	206,23	206,23	206,23	206,23
	Vazão [ton/h]	217,02	204,62	214,17	204,62
21	Pressão [bar (g)]	1,58	1,58	1,58	1,58
	Temperatura [°C]	133,03	133,03	133,03	133,03
	Vazão [ton/h]	545,48	448,77	472,22	485,17
22	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
	Vazão [ton/h]	48	48	48	48
23	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
	Vazão [ton/h]	40	40	40	40
24	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
	Vazão [ton/h]	30	30	30	30
25	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13

26	Vazão [ton/h]	545,48	448,77	472,22	485,17
	Pressão [bar (g)]	37,3	37,3	37,3	37,3
	Temperatura [°C]	119,11	119,11	119,11	119,11
27	Vazão [ton/h]	108	108	108	108
	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
28	Vazão [ton/h]	100	100	100	100
	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
29	Vazão [ton/h]	100	100	100	100
	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
30	Vazão [ton/h]	15	15	15	15
	Pressão [bar (g)]	21,74	21,74	21,74	21,74
	Temperatura [°C]	314,13	314,13	314,13	314,13
31	Vazão [ton/h]	52,4	53,62	-	-
	Pressão [bar (g)]	20,92	20,92	-	-
	Temperatura [°C]	309,5	309,5	-	-
32	Vazão [ton/h]	52,51	53,74	-	-
	Pressão [bar (g)]	21,31	21,31	-	-
	Temperatura [°C]	309,38	309,38	-	-
33	Vazão [ton/h]	53,07	54,31	-	-
	Pressão [bar (g)]	21,4	21,4	-	-
	Temperatura [°C]	306,93	306,93	-	-
34	Vazão [ton/h]	147,7	165	122,18	164
	Pressão [bar (g)]	20,42	20,42	20,42	20,42

	Temperatura [°C]	307,99	307,99	307,99	307,99
	Vazão [ton/h]	2	-	-	-
35	Pressão [bar (g)]	21,74	-	-	-
	Temperatura [°C]	306,97	-	-	-
	Vazão [ton/h]	-	64,83	-	64,83
N1	Pressão [bar (g)]	-	21,65	-	21,65
	Temperatura [°C]	-	344,68	-	344,68
	Vazão [ton/h]	-	30	-	30
N2	Pressão [bar (g)]	-	21,66	-	21,66
	Temperatura [°C]	-	337,35	-	337,35
	Vazão [ton/h]	-	25	-	25
N3	Pressão [bar (g)]	-	21,67	-	21,67
	Temperatura [°C]	-	330,03	-	330,03
	Vazão [ton/h]	-	-	188,68	171,11
N4	Pressão [bar (g)]	-	-	94,06	94,06
	Temperatura [°C]	-	-	539,4	539,4
	Vazão [ton/h]	-	-	188,68	171,11
N5	Pressão [bar (g)]	-	-	1,46	1,46
	Temperatura [°C]	-	-	134,85	134,85

Fonte: do próprio autor