

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

ELIAS DE MATOS GUIMARÃES

Uberlândia-MG

2023

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ELIAS DE MATOS GUIMARÃES

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes

Uberlândia-MG

2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, aos meus pais, Odenir Ferreira Guimarães e Márcia de Matos Guimarães, que fizeram de tudo para que eu sempre pudesse estudar e não tivesse preocupações que atrapalhassem meus estudos, que sempre cuidaram de mim e me deram carinho.

Aos meus amigos da universidade, Antônio César, Marcos Antônio, Hélio Alves, Rafael Paixão, Gabriel Dante, Gabriel Souza e Gustavo Borges, com quem aprendi dentro e fora da Universidade e me ajudaram a ter uma visão maior, mais tolerante e inclusiva do mundo.

Também agradeço aos meus amigos de infância Pedro, Mateus, Rafael (Sushi), Felipe Bigelli e Guilherme Saito; e aos meus irmãos Felipe, Renata e Eliseu, que sempre estiveram comigo. Estendo os agradecimentos à minha irmãzinha Isabella, que veio alegrar a família.

Quero agradecer também ao professor Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pela orientação neste trabalho.

Finalmente, também agradeço à minha namorada, Daniela Yuriko, que não deixa de ser uma amiga de infância, por ser minha melhor amiga, sempre me apoiar e estar comigo, inclusive durante a escrita deste trabalho.

RESUMO

A energia elétrica revolucionou o mundo e formas mais sustentáveis de se produzir energia são cada vez mais discutidas. A cogeração de energia em usinas sucroalcooleiras se mostra como uma alternativa que atende o requisito de sustentabilidade, utilizando o bagaço da cana como combustível e diminuindo o desperdício de energia no processo da queima de combustível para complementar a matriz energética brasileira. Ainda assim, há um subaproveitamento do potencial de geração de energia elétrica nessas usinas no Brasil. O objeto de estudo deste trabalho é refletir sobre essa subutilização, trazendo uma análise energética e exergética de estudos de caso de usinas fictícias de cogeração de energia. Esses casos demonstram como essa subutilização pode ocorrer e quais as vantagens comparadas a uma usina termelétrica tradicional. Desse modo, o objetivo do trabalho é fazer uma comparação teórica de índices de desempenho energéticos e exergéticos (eficiência energética, fator de utilização e eficiência exergética) de três configurações de geração de energia elétrica combinando usinas sucroalcooleiras, movidas a bagaço, e termelétricas, movidas a carvão mineral para demonstrar o impacto da subutilização do potencial energético de usinas sucroalcooleiras na matriz energética brasileira. O primeiro caso representa uma configuração mais tradicional de usina sucroalcooleira e o segundo e terceiro casos apresentam alternativas mais modernas.

Palavras-chave: cogeração, energia, exergia.

ABSTRACT

Electric energy revolutionized the world, and more sustainable ways to produce energy are increasingly being discussed. Energy cogeneration in sugar and alcohol power plants is an alternative that meets the sustainability requirements, using sugarcane bagasse as fuel and reducing the energy waste in the fuel burning process to complement the Brazilian energy matrix. However, there is an underutilization of the electric power generation potential in these Brazilian power plants. The objective of this study is to reflect on this underutilization by presenting an energy and exergy analysis of case studies involving fictitious energy cogeneration power plants. These case studies demonstrate how this underutilization may occur and what the expected benefits are compared to a traditional thermoelectric power plant. Thus, the objective of this work is to make a theoretical comparison of energy and exergy performance indices (energy efficiency, utilization factor, and exergy efficiency) for three configurations of electricity generation, combining sugarcane mills fueled by bagasse and coal-fired power plants to demonstrate the impact of the underutilization of the energy potential of sugarcane mills on the Brazilian energy matrix. The first case represents a more traditional configuration of a sugarcane mill, while the second and third cases present more modern alternatives.

Keywords: cogeneration, energy, exergy.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	8
1.1 – Contextualização histórica da geração de vapor	8
1.2 - Participação da Indústria Sucroalcooleira na produção de energia no Brasil	9
1.3 – Objetivo	10
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1 - Geradores de Vapor	11
2.1.1 – Caldeiras	11
2.2 - Fundamentos da Termodinâmica	12
2.2.1 - Primeira Lei da Termodinâmica em um sistema	12
2.2.1.1 - Primeira Lei da Termodinâmica em um volume de controle	13
2.2.1.2 - Energia específica	13
2.2.1.3 - Trabalho de fluxo	14
2.2.1.4 – Entalpia	15
2.2.1.5 - Equação da energia	15
2.2.2 - Segunda Lei da Termodinâmica	16
2.2.2.1 – Entropia	16
2.2.2.2 – Exergia	19
2.2.3 - Ciclo Rankine	19
2.2.4 – Cogeração	20
2.2.4.1 - Cogeração em Usinas Sucroalcooleiras	21
3 – METODOLOGIA	24
3.1 – Premissas	24
3.2 - Descrição dos casos	25
3.2.1 - Usina Termelétrica sem cogeração	25
3.2.2 - Caso 1: Usina BPST tradicional e usina termelétrica	26
3.2.3 - Caso 2: Usina sucroalcooleira CEST	26
3.2.4 - Caso 3: Usina BPST moderna e usina termelétrica	27
3.3 – Índices de desempenho termodinâmicos	28
3.3.1 - Primeira Lei	28
3.3.1.1 - Eficiência energética	28
3.3.1.2 - Fator de utilização	29
3.3.2 - Segunda Lei	29
3.3.2.1 – Eficiência Exergética	29
4 – RESULTADOS	30
5 – CONCLUSÃO	38

REFERÊNCIAS.....	39
APÊNDICE A - MEMORIAL DE CÁLCULO	41

1 - INTRODUÇÃO

A ideia de transformação de energia térmica em energia mecânica por meio de geração de vapor não é recente, entretanto, a tecnologia necessária para esse ser um processo industrial aplicável, com o aproveitamento da energia mecânica transformada é bem mais atual. Gerar energia elétrica a partir desse processo só foi possível no século passado. Combinar isso com a utilização da biomassa em um sistema de cogeração de energia torna tudo ainda mais complexo e é o diferencial que possibilita a geração de energia elétrica de forma mais sustentável.

O Brasil possui uma matriz energética razoavelmente sustentável com destaque para as usinas hidrelétricas e a biomassa, apesar disso, no passado recente, houve problemas para atender toda a demanda por energia elétrica devido a baixos níveis de chuvas. Isso demonstra a necessidade de se obter alternativas para aumentar a produção de energia elétrica. Depois das hidrelétricas, as principais fontes de energia são o gás natural e a biomassa. Neste último, há um grande potencial: o Brasil é o maior produtor de cana de açúcar no mundo e o segundo maior produtor de etanol. Usinas sucroalcooleiras podem aproveitar o bagaço da cana para gerar vapor, movimentar moendas e gerar energia elétrica, em um processo de cogeração.

Dessa forma, as usinas sucroalcooleiras são locais promissores para a cogeração de energia elétrica usando biomassa no Brasil. Contudo, esse potencial ainda é subutilizado.

1.1 – Contextualização histórica da geração de vapor

A ideia de utilização de vapor para se produzir energia é antiga: a primeira turbina movida a vapor documentada é datada do século I d.C. por Heron de Alexandria. A Eolípila, também conhecida por Máquina de Heron, consistia em um vaso esférico com dois bocais curvos por onde o vapor poderia sair, uma bacia onde a água era aquecida e dois tubos que ligavam a bacia até o vaso esférico que também serviam como o eixo do vaso. A água aquecida na bacia se transformava em vapor e chegava até à esfera, então o vapor saía pelos bocais curvos fazendo a esfera girar, transformando energia térmica em energia mecânica. Taqi Al din e Giovanni Branca também apresentaram projetos de turbinas a vapor, mas sem grandes avanços comparados com a eolípila.

A tecnologia para utilizar uma máquina a vapor com maior aplicabilidade só foi alcançada muito tempo depois de Heron, com Thomas Savery inventando uma bomba d'água movida a vapor para retirar água de poços, que seria a primeira máquina a vapor comercializada no mundo. Thomas Newcomen apresentou melhorias com um motor a vapor capaz de fornecer

uma força contínua possibilitando a retirada de águas em poços profundos e até elevação de cargas. Contudo, foi o motor inventado por James Watt que revolucionou a produção industrial do mundo, sendo apontado como um dos principais fatores a impulsionar a Revolução Industrial. A partir desse momento, motores a vapor passaram a fornecer energia para as novas fábricas no mundo todo, substituíram as velas em navios, moviam as locomotivas e foram a principal fonte de energia até o começo do século XX.

A primeira turbina a vapor moderna foi inventada por Charles Pearson em 1884, no final do século XIX, permitindo a geração de energia elétrica a partir da utilização de geradores de vapor, causando uma mudança no paradigma energético: da energia térmica na forma de vapor, para a elétrica no século XX.

Com a energia elétrica sendo a principal fonte de utilização de energia, foram se desenvolvendo formas mais eficientes e sustentáveis de se obter energia elétrica. A cogeração com biomassa de bagaço de cana é uma dessas formas e possui grande potencial no Brasil pela força das usinas de álcool e açúcar no país.

1.2 - Participação da Indústria Sucroalcooleira na produção de energia no Brasil

A história da geração de energia elétrica pelo bagaço de cana está muito relacionada à própria indústria do etanol e da participação do etanol como fonte de combustível no Brasil. De acordo com Flausinio (2015), antes da Segunda Guerra, o álcool tinha um emprego restrito como fonte de energia, apesar de já existir um incentivo por parte do governo com o Instituto do Açúcar e do Álcool, criado em 1933. O etanol passou a ganhar mais força com avanços tecnológicos, levando a transformação do etanol hidratado em etanol anidro, que era mais suscetível à mistura com a gasolina automotiva.

Contudo, foi depois da crise do petróleo na década de 1970 que o álcool surgiu como uma alternativa energética, contando com a ajuda do governo federal com a criação do Programa Nacional do Álcool, o Proálcool (Flausinio, 2015). A partir desse momento, o etanol passou a ter uma participação importante como fonte energética no país.

Ainda segundo Flausino (2015), a participação da produção de energia elétrica por meio do bagaço de cana é importante por causa da coincidência da safra da cana de açúcar com o período estiagem na região Sudeste/Centro-Oeste do país.

Com o crescimento das usinas sucroalcooleiras, também houve o desenvolvimento da geração de energia elétrica nessas usinas com a utilização do bagaço de cana de açúcar como combustível. Entretanto, não houve tanta preocupação quanto à homogeneização dos

equipamentos, sendo comum o uso de diversos equipamentos com diferentes capacidades e consumindo vapor em diferentes níveis de pressão (Walter, 1994). Além disso, havia maior preocupação quanto às demandas do processo, como variação de cargas nas moendas (Pellegrini, 2009), enquanto a geração de energia elétrica visava apenas ao abastecimento parcial da planta e à autossuficiência de energia elétrica, não sendo comum a exportação de energia elétrica (Walter, 1994).

Essas distorções no setor causaram problemas para aproveitar o potencial de geração de energia elétrica, que se perpetuam até os dias atuais. Nyko et al. (2011) também cita as opções históricas da indústria para justificar a diferença entre a energia elétrica produzida e o potencial: tecnologias de cogeração com menor produção de excedentes, visando a autossuficiência e a dificuldade de estocagem do bagaço de cana.

1.3 – Objetivo

Para entender como a opção por não priorizar a geração de energia elétrica afeta o potencial de energia elétrica nas usinas sucroalcooleiras e a eficiência da matriz energética brasileira como um todo, foi feita uma comparação teórica da eficiência energética, fator de utilização e eficiência exergética de três casos de estudo com uma combinação de usinas sucroalcooleiras e usinas termelétricas com carvão mineral para a geração de 50 MW de energia.

O primeiro caso apresenta uma usina sucroalcooleira mais tradicional com uma turbina de contrapressão gerando parte da energia e uma usina a carvão produzindo o restante; o segundo caso apresenta uma usina sucroalcooleira com uma turbina de extração-condensação gerando toda a energia elétrica; e o terceiro caso, uma usina sucroalcooleira com turbina de contrapressão mais moderna produzindo parte da energia com uma usina a carvão produzindo o restante.

2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para dar suporte ao presente trabalho, foi realizado um estudo de tópicos e subtópicos relevantes relacionados à geração de vapor, cogeração e usinas sucroalcooleiras, contextualizando os sistemas de cogeração nas usinas e participação dessas usinas na matriz energética brasileira. Além disso, também foi feita uma revisão acerca de conceitos

fundamentais de termodinâmica, geração de vapor e sistemas térmicos necessários para suportar a metodologia e o desenvolvimento utilizados. Esta seção é o resultado desses estudos.

2.1 - Geradores de Vapor

Para Pera (1990), uma definição que abrange todos os geradores de vapor é “um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica (combustível), ar e fluido vaporizante, constituído por diversos equipamentos associados, perfeitamente integrados, para obtenção do maior rendimento térmico possível.”

Para este trabalho, no contexto de usinas sucroalcooleiras, o gerador de vapor troca calor com a água por meio da combustão do bagaço da cana-de-açúcar, transformando energia química (combustão) em energia térmica (elevação da temperatura da água), produzindo vapor. Esses geradores de vapor são chamados de caldeiras.

2.1.1 – Caldeiras

Segundo a Norma Regulamentadora 13 (NR13, 2022), “caldeiras a vapor são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia, projetados conforme códigos pertinentes, excetuando-se refervedores e similares.”

Pera (1990) faz uma classificação das caldeiras em dois tipos fundamentais, relacionada à forma construtiva das caldeiras e como ocorre a troca de calor entre a água e os gases de combustão: Flamotubulares ou Fogotubulares e Aquatubulares. A combinação desses dois tipos fundamentais ainda permite a construção de uma caldeira Mista.

Nas caldeiras flamotubulares, os gases de combustão percorrem o interior dos tubos cedendo calor para a água que está envolvendo os tubos. Já nas caldeiras aquatubulares, os gases de combustão envolvem a tubulação de água, cedendo calor para a água. Esse tipo de caldeira possui maior capacidade de produção de vapor, conseguindo manter pressões mais altas de operação, o que é fundamental para um sistema de cogeração em uma usina sucroalcooleira.

2.2 - Fundamentos da Termodinâmica

Para dar a fundamentação física aos fenômenos que ocorrem nos ciclos com geradores de vapor e desenvolver os estudos de caso neste trabalho, são discutidos tópicos de termodinâmica necessários para compreender um sistema de geração de vapor e cogeração de energia. Borgnakke (2013) é a principal referência para seção.

2.2.1 - Primeira Lei da Termodinâmica em um sistema

A primeira Lei da Termodinâmica está fortemente relacionada com a Equação de Energia. São expressões semelhantes que retratam a mesma lei fundamental da física, podendo ser descrita como a aplicação da Equação da Energia a um ciclo termodinâmico.

Para um sistema, ou seja, um volume de controle com massa constante, a conservação de energia é um princípio físico fundamental. Isso significa que não é possível criar ou destruir energia considerando os limites da física clássica. Dessa forma, para haver uma mudança na energia, deve ocorrer uma transferência de energia para o fluido ou do fluido e ela não pode estar relacionada com nenhuma mudança de massa, podendo ocorrer somente por meio da transferência de calor.

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{E}_{vc} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

Onde:

$\frac{dE_{vc}}{dt}, \dot{E}_{vc}$ – Derivada da energia no tempo;

\dot{Q} – Derivada do calor no tempo;

\dot{W} – Derivada do trabalho no tempo.

Para uma substância operando em um ciclo termodinâmico, não há variação de energia líquida quando a substância retorna ao seu estado inicial, portanto a integral no tempo da energia no volume de controle é zero, ou seja:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2)$$

Onde:

$\oint \delta Q$ – Calor no sistema;

$\oint \delta W$ – Trabalho no sistema.

2.2.1.1 - Primeira Lei da Termodinâmica em um volume de controle

A equação 2 estabelece a primeira lei da termodinâmica em um ciclo, mas é interessante estabelecer a lei em apenas um processo de mudança de estado em um ciclo, ou seja, em um volume de controle.

Agora, além das transferências de energia causadas pelo trabalho e pelo calor que já estão expressas na equação 1, há também as transferências ocasionadas pelas vazões mássicas entrando e saindo das fronteiras do volume de controle.

2.2.1.2 - Energia específica

Pode-se definir a energia total de uma substância como a combinação da sua energia interna (associada ao seu estado termodinâmico), sua energia cinética e sua energia potencial. Essas energias estão relacionadas com a massa total, sendo possível expressar a energia total em função de energias específicas. Portanto, cada unidade de massa carrega consigo a energia específica.

$$E = me = U + EC + EP = m(u + ec + ep) \quad (3)$$

Onde:

E – Energia do escoamento;

m – massa;

e – Energia específica;

U – Energia interna;

EC – Energia cinética;

EP – Energia potencial;

u – Energia interna específica;

ec – Energia cinética específica;

ep – Energia potencial específica.

Sendo que a energia específica é definida como:

$$e = u + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (4)$$

Onde:

V – Velocidade;

g – Aceleração da gravidade;

Z – Altura.

2.2.1.3 - Trabalho de fluxo

A outra mudança de energia relacionada às vazões mássicas é o trabalho de fluxo realizado. Para a massa entrar no volume de controle, a pressão na superfície anterior a massa deve ser maior que a pressão na superfície posterior, empurrando a massa para dentro do volume de controle. Do mesmo modo, a massa saindo do volume de controle precisa empurrar o fluido a sua frente, realizando trabalho. Esse é o trabalho de fluxo, que é expresso como:

$$\dot{W}_{fluxo} = FV = \int PVdA = P\dot{V} = Pv\dot{m} \quad (5)$$

Onde:

\dot{W}_{fluxo} – Trabalho de fluxo;

F – Força;

V – Velocidade;

P – Pressão;

A – Área;

V – Volume;

v – Volume específico;

\dot{m} – Vazão mássica.

Somando a energia específica com o trabalho de fluxo por unidade de massa, tem-se a energia total por unidade de massa ocasionada pelas vazões mássicas nas fronteiras do volume de controle.

$$e + Pv = u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (6)$$

Onde:

Pv – Trabalho de Fluxo.

2.2.1.4 – Entalpia

A soma da energia interna com o trabalho de fluxo específico tem sua própria definição termodinâmica como entalpia pela importância dessa relação em muitos processos termodinâmicos. Substituindo a entalpia na equação 6:

$$u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gZ = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (7)$$

Onde:

h – Entalpia específica.

2.2.1.5 - Equação da energia

Dessa forma, equação da energia para um volume de controle pode ser escrita como:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s + \dot{W}_{fluxo e} - \dot{W}_{fluxo s} \quad (8)$$

Onde:

\dot{Q}_{VC} – Derivada do calor tempo no volume de controle;

\dot{W}_{VC} – Derivada do trabalho no tempo no volume de controle;

\dot{m}_e – Vazão mássica de entrada no volume de controle;

e_e – Energia específica de entrada no volume de controle;

\dot{m}_s – Vazão mássica de saída no volume de controle;

e_s – Energia específica de saída no volume de controle;

$\dot{W}_{fluxo e}$ – Taxa de trabalho de fluxo de entrada no volume de controle;

$\dot{W}_{fluxo s}$ – Taxa de trabalho de fluxo de saída no volume de controle;

Substituindo o trabalho de fluxo pela entalpia na equação:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s) \quad (9)$$

Considerando que o ciclo opera em regime permanente e as energias cinética e potencial são desprezíveis:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s \quad (10)$$

2.2.2 - Segunda Lei da Termodinâmica

Há dois enunciados clássicos para a segunda lei da termodinâmica que são equivalentes: o enunciado de Kelvin-Planck e o enunciado de Clausius.

Enunciado de Kelvin-Planck: é impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e da troca de calor com um único reservatório térmico.

Enunciado de Clausius: É impossível construir um dispositivo que opere segundo um ciclo e que não produza outros efeitos, além da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente.

Para este trabalho, esses enunciados significam que um sistema de geração de potência não pode transformar todo o calor recebido na caldeira e transformá-lo em trabalho sem trocar calor com outro reservatório térmico. Uma consequência da segunda Lei da Termodinâmica é que a maior quantidade de calor transformado em trabalho possível em um ciclo de potência ocorre quando todos os processos no ciclo são reversíveis. Esse ciclo ideal é conhecido como o ciclo de Carnot.

2.2.2.1 – Entropia

A entropia é uma propriedade termodinâmica relacionada a reversibilidade de processos termodinâmicos. Em um ciclo reversível, utilizando o conceito da escala absoluta da temperatura:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = 0 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B \quad (11)$$

Onde:

$\oint \frac{\delta Q}{T}$ – Relação de calor e temperatura absoluta em um ciclo;

$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A$ – Relação de calor e temperatura absoluta em um determinado caminho A;

$\int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B$ – Relação de calor e temperatura absoluta em um determinado caminho B;

Como essa relação de calor e temperatura absoluta é independente do caminho para um processo reversível, ou seja, é apenas função dos estados inicial e final, é útil definir uma propriedade termodinâmica chamada entropia:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev} \quad (12)$$

Onde:

dS – Diferencial da Entropia;

$\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{rev}$ – Relação de calor e temperatura absoluta para um processo reversível;

Para um ciclo irreversível, onde A é um processo irreversível e B é um processo reversível, a partir da desigualdade de Claus:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A - \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B < 0 \quad (13)$$

Onde:

$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A$ – Relação de calor e temperatura absoluta em um determinado caminho A irreversível;

$\int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B$ – Relação de calor e temperatura absoluta em um determinado caminho B reversível.

Como a entropia é uma propriedade e só depende dos estados inicial e final, a integral do diferencial da entropia em A é igual a integral do diferencial da entropia em B.

$$\int_1^2 dS_A = \int_1^2 dS_B \quad (14)$$

Substituindo na equação 13, como o processo B é reversível, tem-se que:

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A < \int_1^2 dS_B \quad (15)$$

Então, para um processo irreversível:

$$dS > \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{irr} \quad (16)$$

Onde:

$\left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{irr}$ – Relação de calor e temperatura absoluta para um processo irreversível;

Ou seja, para um processo irreversível, há a geração de entropia. De modo análogo à equação da energia para um volume de controle, além da variação da entropia pela variação da razão de calor por temperatura e da geração de entropia em um processo irreversível, há a variação da entropia pelas vazões mássicas entrando e saindo do volume de controle. Portanto:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (17)$$

Onde:

$\frac{dS_{VC}}{dt}$ – Derivada no tempo da entropia no volume de controle;

s_e – Entropia específica de entrada no volume de controle;

s_s – Entropia específica de saída no volume de controle;

$\sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T}$ – Taxa de calor sobre temperatura absoluta de transferência de calor no volume de controle;

\dot{S}_{ger} – Entropia gerada no volume de controle.

2.2.2.2 – Exergia

A exergia pode ser descrita como o potencial máximo de energia convertida em trabalho útil na interação com o ambiente. Sendo assim, um mesmo sistema apresenta uma exergia diferente em ambientes diferentes. As irreversibilidades estão relacionadas com as perdas que impedem que esse potencial seja atingido. A equação da exergia em um volume de controle é definida como:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + P_0 \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_s \psi_s - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (18)$$

Onde:

$\frac{d\Phi}{dt}$ – Derivada temporal da exergia no volume de controle;

$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{VC}$ – Taxa de exergia devido à transferência de calor no volume de controle;

\dot{W}_{VC} – Taxa do trabalho no volume de controle;

$P_0 \frac{dV}{dt}$ – Taxa do trabalho de fluxo no volume de controle;

ψ_e – Exergia específica de entrada no volume de controle;

ψ_s – Exergia específica de saída no volume de controle;

$T_0 \dot{S}_{ger}$ – Taxa de destruição de exergia;

P_0 – Pressão no estado morto;

T_0 – Temperatura no estado morto.

2.2.3 - Ciclo Rankine

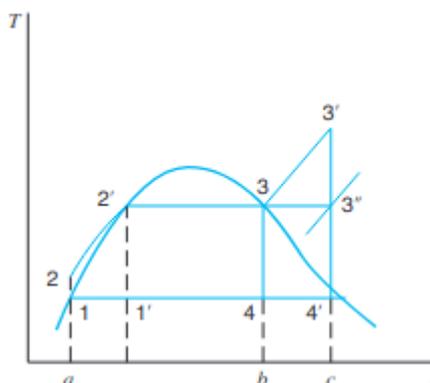
O Ciclo Rankine é o modelo ideal para uma planta de potência simples a vapor, onde todos os processos ocorrem em regime permanente. Dessa forma, um ciclo de potência por geração de vapor é baseado em um ciclo Rankine e é importante entendê-lo para dar prosseguimento ao trabalho.

No ciclo Rankine, há quatro processos básicos, como pode ser visto na figura 1:

1-2. Bombeamento adiabático reversível, na bomba;

- 2-3. Transferência de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3-4. Expansão adiabática reversível, na Turbina;
- 4-1. Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

Figura 1 - Diagrama T x S em um ciclo Rankine



Fonte: Borgnakke (2013)

No processo 1-2, o líquido saturado é bombeado até atingir a pressão de operação da caldeira se tornando líquido comprimido. Em 2-3, o líquido recebe calor da caldeira até atingir o estado de vapor saturado ou superaquecido, aumentando sua energia cinética. No processo 3-4, o vapor é expandido na turbina transferindo essa energia cinética para a turbina na forma de trabalho até chegar ao estado de vapor saturado. Finalmente, no processo 4-1, o vapor saturado troca calor no condensador para se tornar líquido saturado e poder ser bombeado novamente. É importante notar que nesse processo o calor dispensado pelo condensador não é utilizado, ou seja, é desperdiçado.

2.2.4 – Cogeração

A Agência Nacional de Energia Elétrica define a cogeração como o “processo operado numa instalação específica para fins da produção combinada das utilidades calor e energia mecânica, esta geralmente convertida total ou parcialmente em energia elétrica, a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária, observando que a instalação específica denomina-se central termoelétrica cogeneradora, cujo ambiente não se confunde com o processo ao qual está conectada”.

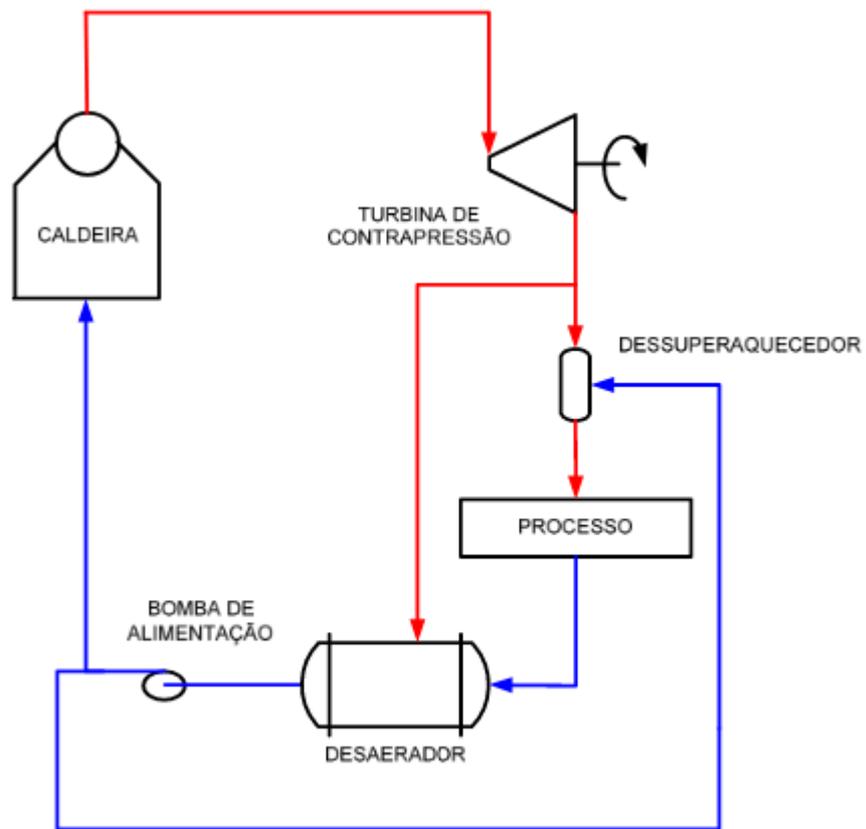
2.2.4.1 - Cogeração em Usinas Sucroalcooleiras

Segundo Walter (1994), a maioria das usinas tem as seguintes configurações para o sistema de cogeração:

- Sistemas exclusivamente com turbinas de contrapressão (BPST – "Backpressure Steam-Turbine");
- Sistemas combinados com turbinas de contrapressão e turbinas de condensação utilizando o vapor excedente;
- Sistemas baseados em turbinas de extração-condensação (CEST – "Condensing-Extraction Steam Turbine").

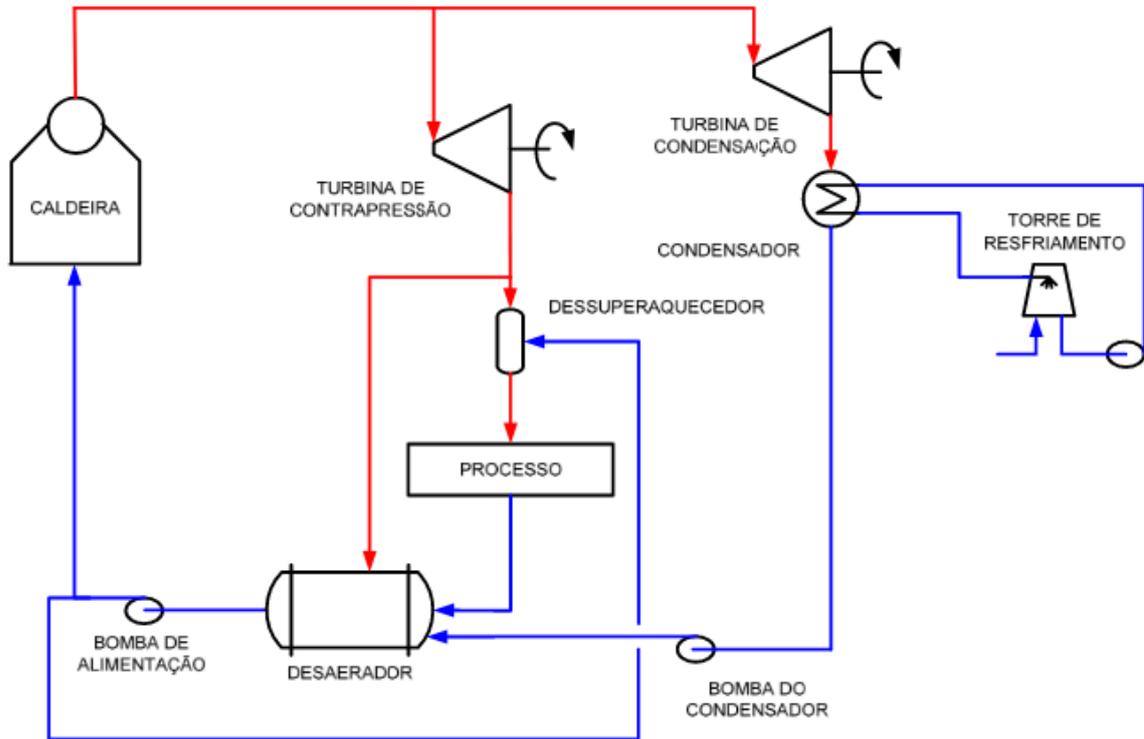
De acordo com Pellegrini (2009), a maioria das usinas brasileiras usam o modelo BPST, com turbinas de contrapressão. Nesse sistema, há maior preocupação em atender as demandas térmicas do processo e a geração de energia elétrica é secundária, dependendo das variações do processo. As turbinas de contrapressão nas usinas de álcool e açúcar, no Brasil, geralmente operam com pressão de 21 bar e temperatura de 300°C e o vapor é expandido até a pressão do processo, que é de 2,5 bar.

Figura 2 - Sistema BPST



Fonte: Pellegrini (2009).

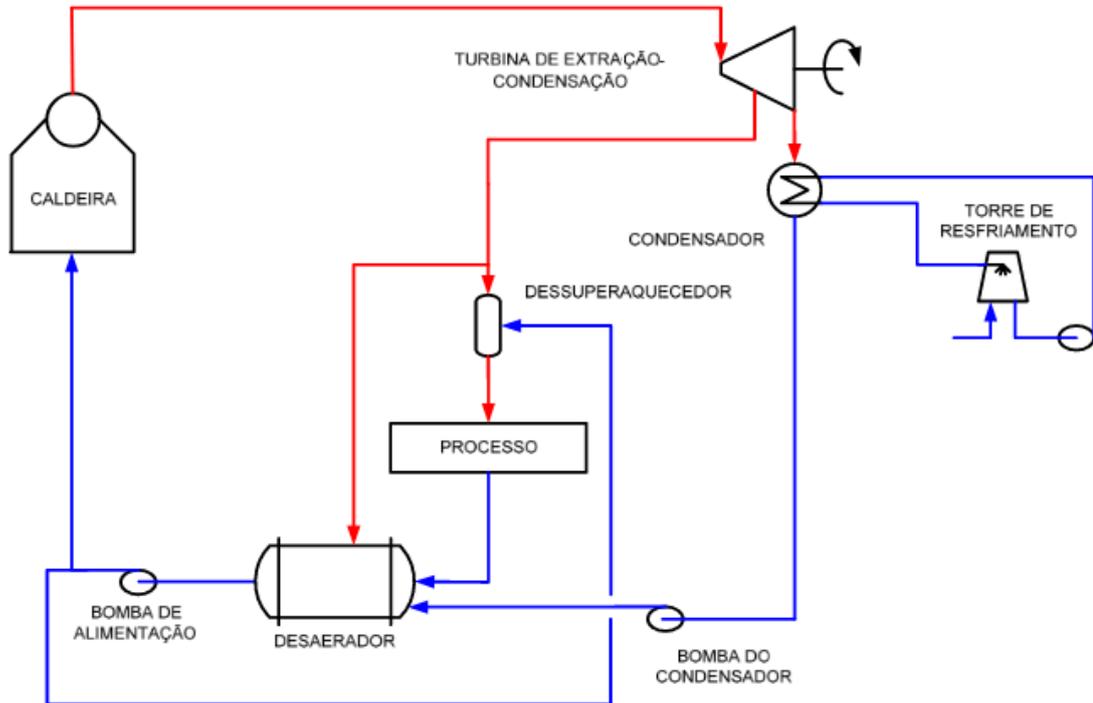
Figura 3 - Sistema combinado com turbina de contrapressão e de extração condensação



Fonte: Pellegrini (2009).

O uso de turbinas de condensação permite o maior controle na produção de energia elétrica, entretanto, a necessidade de suprir as demandas do processo exige a extração de vapor no processo. Segundo Barreda Del Campo (1999), as usinas que usam exclusivamente o sistema de contrapressão operam somente durante o período de safra, limitados pela pressão do processo. Já as usinas com turbinas de extração-condensação conseguem operar em período de entressafra, funcionando como uma central termoelétrica sem cogeração.

Figura 4 - Sistema CEST



Fonte: Pellegrini (2009).

3 – METODOLOGIA

Nesta seção, são apresentadas as premissas adotadas para o desenvolvimento dos estudos de caso realizados neste trabalho, a descrição dos casos e como esses estudos de caso foram pensados para se relacionarem com o tema do trabalho e os índices de desempenho adotados para cada análise. Foram realizadas análises de rendimento conforme a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica.

3.1 – Premissas

- Não há perda de carga nas tubulações;
- Não há perda de calor nas tubulações;
- As transferências de calor ocorrem a pressão constante;
- As eficiências isentrópicas nas turbinas e bombas e eficiência das caldeiras são de 0,80;
- Os ciclos operam em regime permanente.

3.2 - Descrição dos casos

Foram desenvolvidos três casos de estudo para analisar os “trade offs” de configurações de usinas de cogeração sucroalcooleiras, considerando que a alternativa para as usinas sucroalcooleiras são termelétricas tradicionais. Desse modo, nos três casos, há uma combinação de usinas com e sem cogeração para a geração de 50 MW.

No primeiro caso, há a combinação de uma usina sucroalcooleira tradicional BPST (caldeira de 21 bar e 350 °C) com uma usina termelétrica (caldeira de 100 bar e 530 °C).

No segundo caso, toda a energia é gerada por uma usina com geração CEST (caldeira de 100 bar e 530 °C) moderna.

No terceiro caso, há uma combinação de uma usina BPST mais modernizada (caldeira de 100 bar e 530 °C) com uma usina termelétrica.

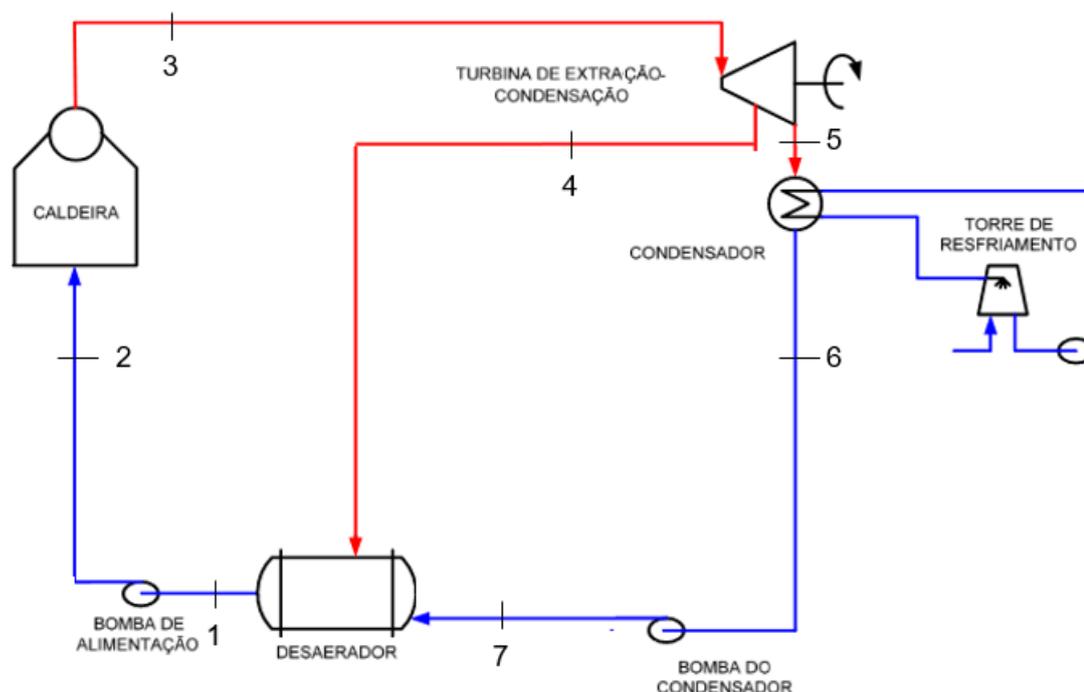
A usina termelétrica sem cogeração e a demanda de processo do vapor é igual em todos os casos. O processo de evaporação do caldo de cana demanda 130 t/h de vapor e ocorre a 2,45 bar (Passolongo, 2011).

A temperatura no estado morto é de 25°C e a pressão é de 1 bar.

3.2.1 - Usina Termelétrica sem cogeração

Na usina termelétrica, a pressão da caldeira é de 100 bar e a temperatura é de 530°C. Parte do vapor é extraído na turbina de extração-condensação a 2,5 bar para fazer o processo regenerativo e o resto é expandido até a pressão de 0,1 bar.

Figura 5 - Esquema de usina termelétrica para estudos de caso



Fonte: Autoria própria, modificado de Pellegrini (2009).

3.2.2 - Caso 1: Usina BPST tradicional e usina termelétrica

No primeiro caso, uma usina sucroalcooleira tradicional descrita por Pellegrini (2009), com um sistema BPST tem uma turbina de contrapressão para suprir as demandas de vapor do processo e produz energia elétrica como subproduto e uma usina termoelétrica tradicional produz energia elétrica a fim de complementar os 50 MW de potência.

Na usina sucroalcooleira, a pressão da caldeira é de 21 bar e a temperatura é de 350 °C. O vapor é expandido na turbina de contrapressão até a pressão de processo a 2,45 bar, passando por um dessuperaquecedor para chegar à temperatura do processo. Finalmente, a água passa por um desaerador antes de voltar para a bomba de alimentação.

3.2.3 - Caso 2: Usina sucroalcooleira CEST

No segundo caso, foi considerado o esquema CEST ilustrado por Pellegrini (2009). Nesse caso, a exportação de energia passa a ser um dos objetivos da planta. Dessa forma, foi considerada uma caldeira com a mesma capacidade da usina termelétrica sem cogeração, com pressão de 100 bar e temperatura de 530 °C. Parte do vapor é expandido e extraído no primeiro

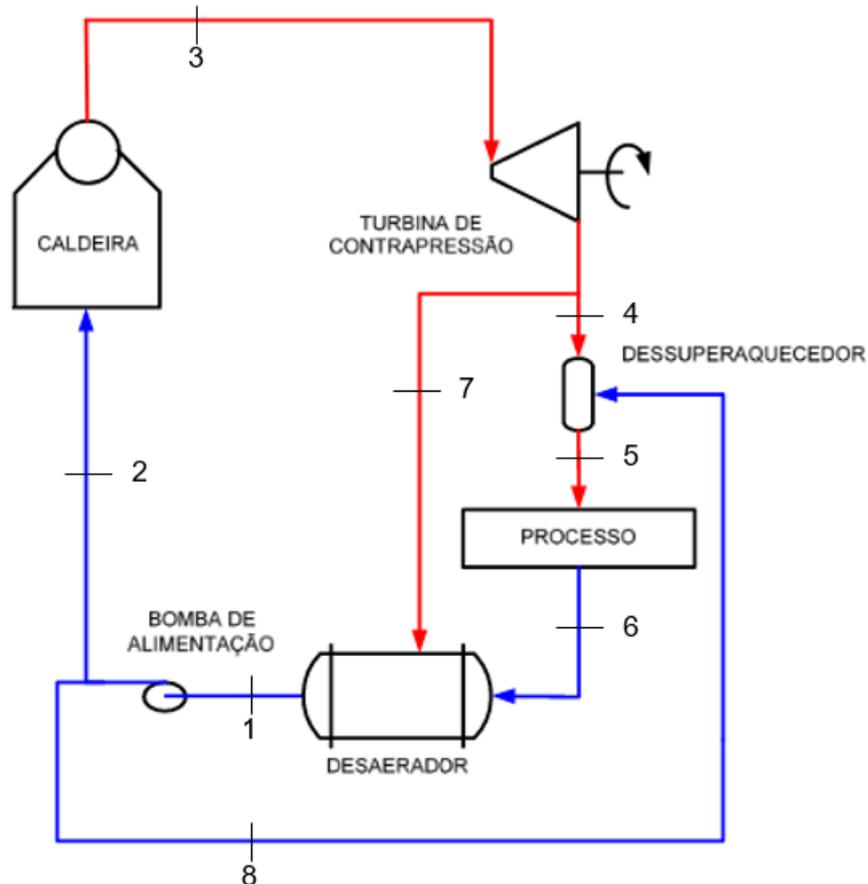
estágio da turbina até a pressão do processo de evaporação do caldo de cana de açúcar de 2,45 bar. O vapor passa por um dessuperaquecedor para atingir a temperatura do processo. A parte do vapor que não foi extraída é expandida até 0,1 bar e é condensada. A água passa pelo desaerador e volta para a bomba de alimentação.

3.2.4 - Caso 3: Usina BPST moderna e usina termelétrica

No terceiro caso, há uma usina com um sistema BPST modernizada, onde as demandas de vapor ainda são a prioridade, mas a produção de energia elétrica excedente é relevante. O esquema é igual ao do caso 1, porém a caldeira possui maior capacidade com uma pressão de 100 bar e temperatura de 530 °C.

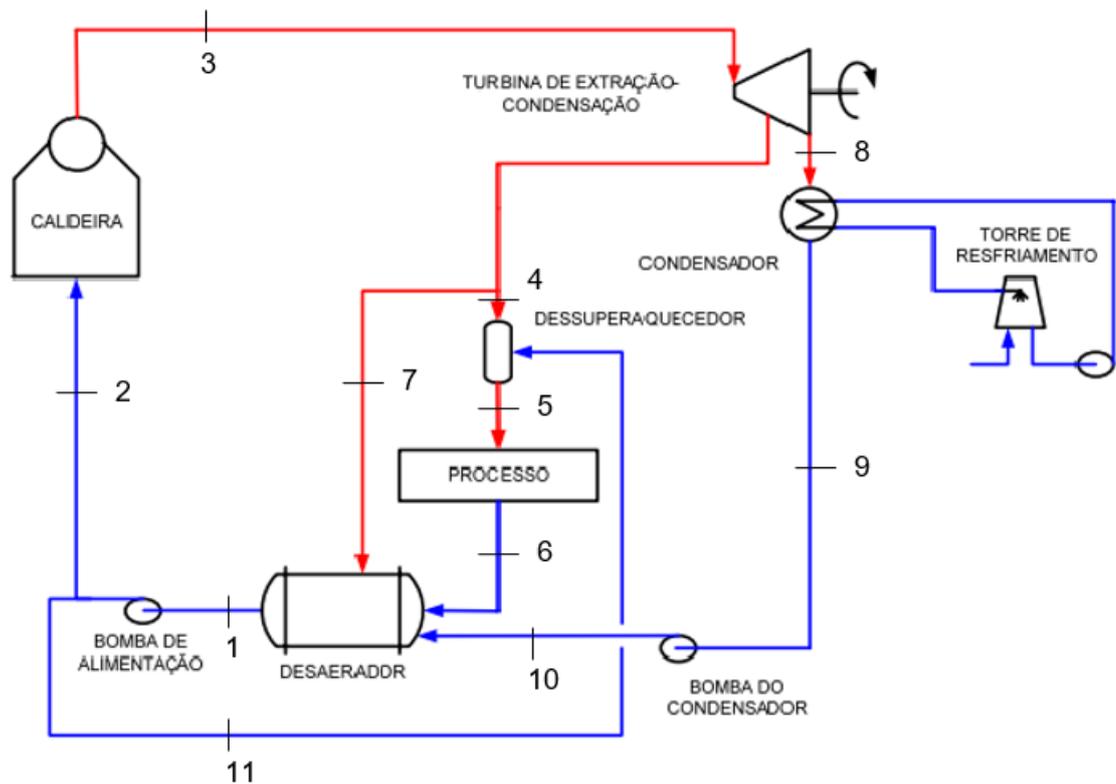
A usina termoeletrica sem cogeração produz a energia elétrica restante para completar 50 MW.

Figura 6 - Usina BPST para estudos de caso



Fonte: Autoria própria, modificado de Pellegrini (2009).

Figura 7 - Usina CEST para estudos de caso



Fonte: Autoria própria, modificado de Pellegrini (2009).

3.3 – Índices de desempenho termodinâmicos

Foram realizados cálculos de rendimentos para os diferentes estudos de casos baseados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

3.3.1 - Primeira Lei

Para a primeira lei, foram utilizados a eficiência energética e o fator de utilização.

3.3.1.1 - Eficiência energética

A eficiência energética é a razão entre a energia elétrica gerada e a potência disponível na combustão do combustível, que é a vazão mássica do combustível multiplicado pelo poder calorífico do combustível.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{comb}PCI} \quad (19)$$

Onde:

η – Eficiência energética;

\dot{W} – Potência gerada;

\dot{m}_{comb} – Vazão mássica de combustível;

PCI – Poder calorífico inferior do combustível.

Para o PCI do bagaço de cana, foi considerado 7546 kJ/kg (Dantas, 2010), enquanto o PCI do carvão mineral foi considerado de 32740 kJ/kg (Silva, 2016).

3.3.1.2 - Fator de utilização

O fator de utilização é a razão entre toda a potência útil produzida somado ao calor útil e a potência disponível pela combustão do combustível na usina.

$$FU = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_P}{\dot{m}_{comb}PCI} \quad (20)$$

Onde:

FU – Fator de utilização;

\dot{W} – Potência gerada;

\dot{Q}_P – Calor utilizado no processo de evaporação do caldo de cana;

\dot{m}_{comb} – Vazão mássica de combustível;

PCI – Poder calorífico inferior do combustível.

3.3.2 - Segunda Lei

3.3.2.1 – Eficiência Exergética

A eficiência energética e o fator de utilização não levam em consideração as irreversibilidades dos processos termodinâmicos. Para fazer essa consideração, foi feito o cálculo de rendimento exergético da usina, que é a razão entre a soma da exergia disponível na

forma de trabalho com a exergia disponível no calor fornecido e a exergia disponível no combustível.

$$\eta_{seg lei} = \frac{\dot{W} + \dot{\Phi}_p}{\dot{m}_{comb}\psi_{comb}} \quad (21)$$

Onde:

$\eta_{seg lei}$ – Eficiência exergetica;

\dot{W} – Potência gerada;

$\dot{\Phi}_p$ – Exergia no processo de evaporação do caldo de cana;

\dot{m}_{comb} – Vazão mássica de combustível;

ψ_{comb} – Exergia específica do combustível.

A exergia específica considerada no bagaço de cana é de 8639,75 kJ/kg (Dantas, 2010). Já a exergia específica do carvão considerada foi de 34181,36 kJ/kg (Silva, 2016).

4 – RESULTADOS

Nesta seção, estão apresentados os resultados das análises de eficiência energética e exergetica, além da análise econômica para os casos descritos na seção anterior. Os rendimentos termodinâmicos foram realizados utilizando o *software* Engineering Equation Solver (EES), que possui tabelas e funções que facilitam o uso de propriedades termodinâmicas nos cálculos. Todo o memorial de cálculo está disposto no Apêndice A deste trabalho.

A seguir estão apresentados os dados de vazão mássica, temperatura, pressão, entalpia, entropia e fase para cada ponto de cada um dos casos de estudo. Esses dados foram utilizados para fazer os cálculos para as análises energética e exergetica das usinas.

Tabela 1 - Parâmetros Operacionais – Caso 1 - Usina BPST

Pontos	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	36,25	126,75	2,45	532,52	1,600
2	35,83	127,03	21,00	534,99	1,601
3	35,83	350,00	21,00	3135,55	6,933
4	35,69	147,00	2,45	2759,26	7,166
5	36,11	135,00	2,45	2733,54	7,103
6	36,11	124,70	2,45	523,80	1,578
7	0,14	147,00	2,45	2759,26	7,166
8	0,42	127,03	21,00	534,99	1,601

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 2 - Parâmetros Operacionais - Caso 1 - Usina Termelétrica

Pontos	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	35,05	126,75	2,45	532,52	1,600
2	35,05	128,23	100,00	545,49	1,607
3	35,05	530,00	100,00	3451,72	6,697
4	4,67	141,14	2,45	2746,82	7,136
5	30,38	45,81	0,1	2358,01	7,441
6	30,38	45,81	0,1	191,81	0,649
7	30,38	45,83	2,45	192,10	0,649

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 3 - Parâmetros Operacionais - Caso 2

Pontos	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	59,86	126,75	2,45	532,52	1,600
2	59,64	128,23	100	545,49	1,607
3	59,64	530,00	100	3451,72	6,697
4	35,89	141,14	2,45	2746,82	7,136
5	36,11	135,00	2,45	2733,54	7,103
6	36,11	124,70	2,45	523,80	1,578
7	3,288	141,14	2,45	2746,82	7,136
8	20,46	45,81	0,1	2358,01	7,441
9	20,46	45,81	0,1	191,81	0,649
10	20,46	45,83	2,45	192,10	0,649
11	0,22	128,23	100	545,49	1,607

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 4 - Parâmetros Operacionais - Caso 3 - Usina BPST

Pontos	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	36,25	126,75	2,45	532,52	1,600
2	36,04	128,23	100,00	545,49	1,607
3	36,04	530,00	100,00	3451,72	6,697
4	35,89	141,14	2,45	2746,82	7,136
5	36,11	135,00	2,45	2733,54	7,103
6	36,11	124,70	2,45	523,80	1,578
7	0,14	141,14	2,45	2746,82	7,136
8	0,22	128,23	100,00	545,49	1,607

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 5 - Parâmetros Operacionais - Caso 3 - Usina Termelétrica

Pontos	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
1	23,61	126,75	2,45	532,52	1,600
2	23,61	128,23	100,00	545,49	1,607
3	23,61	530,00	100,00	3451,72	6,697
4	3,146	141,14	2,45	2746,82	7,136
5	20,46	45,81	0,1	2358,01	7,441
6	20,46	45,81	0,1	191,81	0,649
7	20,46	45,83	2,45	192,10	0,649

Fonte: Autoria Própria.

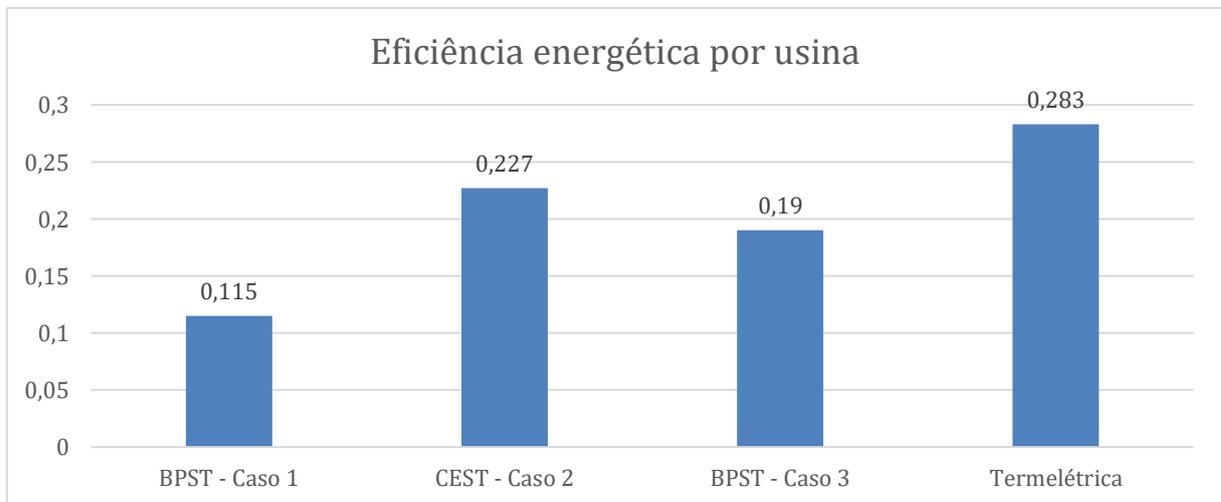
Utilizando a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica, foram calculados os índices de desempenho adotados: eficiência energética, fator de utilização e eficiência exergética para cada caso.

Tabela 6 - Índices de desempenho para cada caso

	Usina	\dot{W} (kW)	η	FU	$\eta_{seg lei}$
Caso 1	BPST	13484,29	0,115	0,800	0,262
	Termelétrica	36516,71	0,283	-	0,271
	Total	50000,00	0,2028	0,530	0,266
Caso 2	CEST	50000,00	0,227	0,595	0,285
Caso 3	BPST	25401,49	0,190	0,800	0,310
	Termelétrica	24599,51	0,283	-	0,271
	Total	50000,00	0,227	0,595	0,295

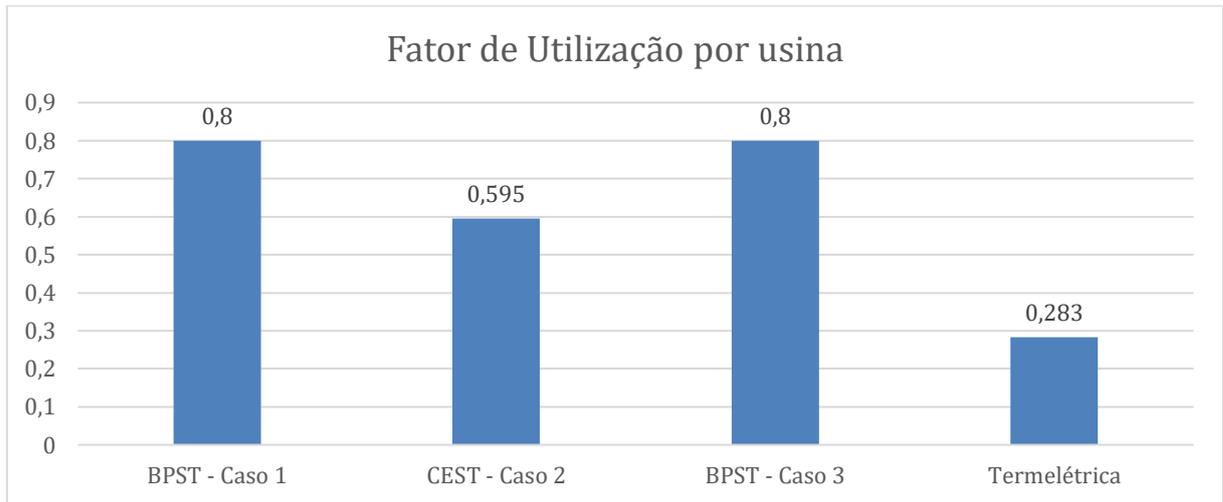
Fonte: Autoria Própria.

Figura 8 - Eficiência energética por usina



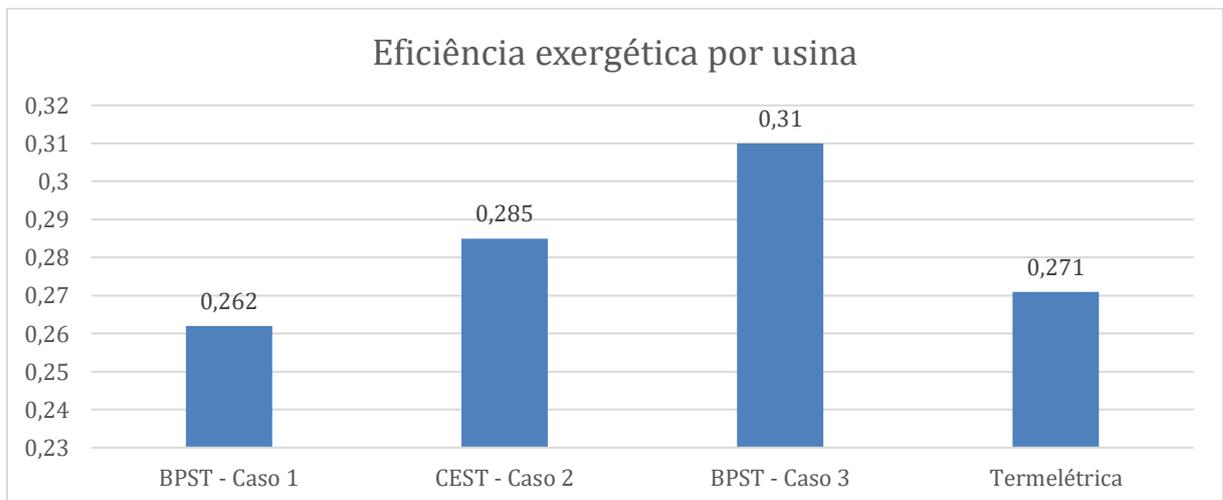
Fonte: Autoria Própria.

Figura 9 - Fator de utilização por usina



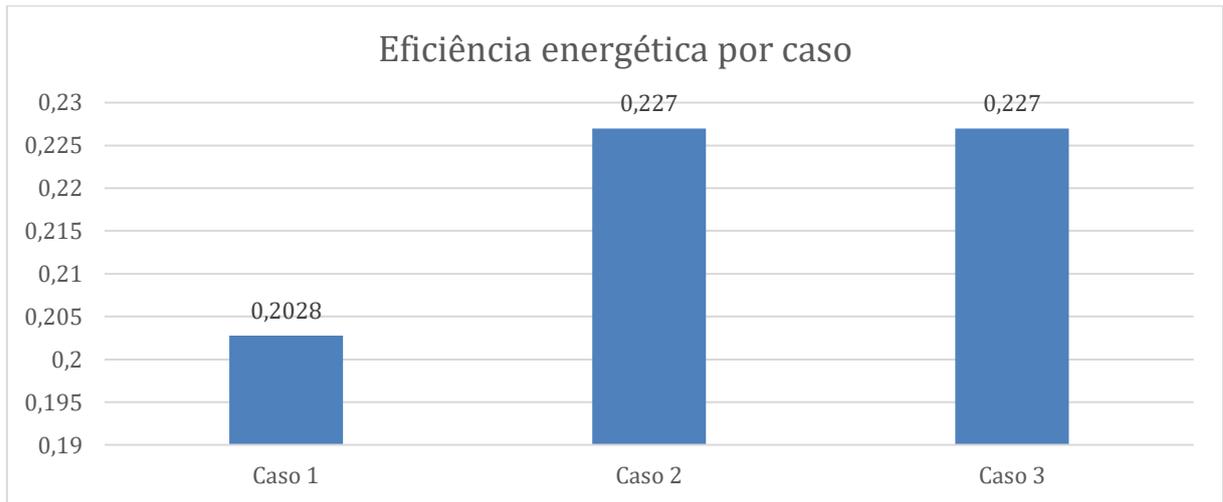
Fonte: Autoria Própria.

Figura 10 - Eficiência exérgica por usina



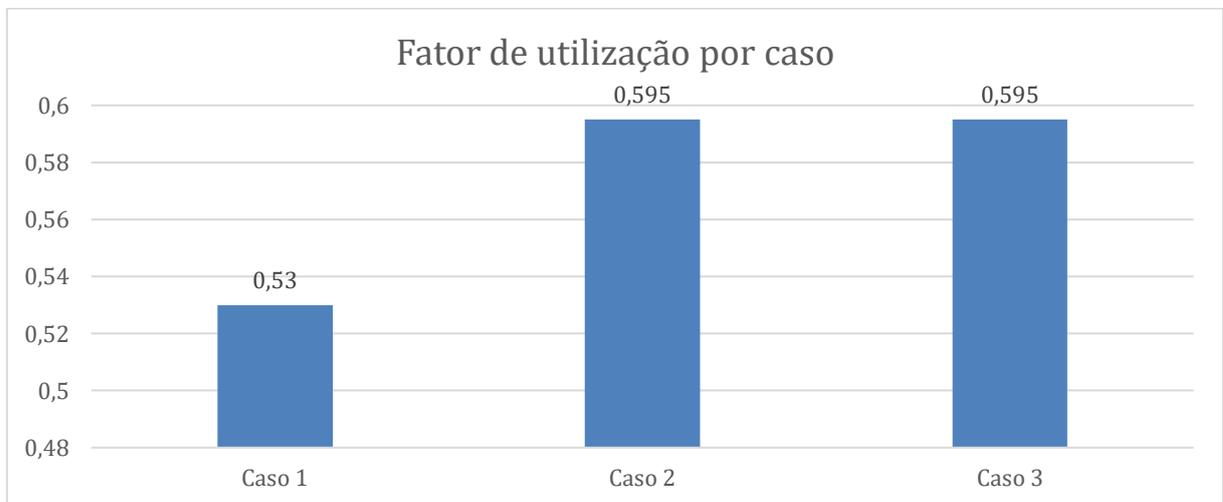
Fonte: Autoria Própria.

Figura 11 - Eficiência energética por caso



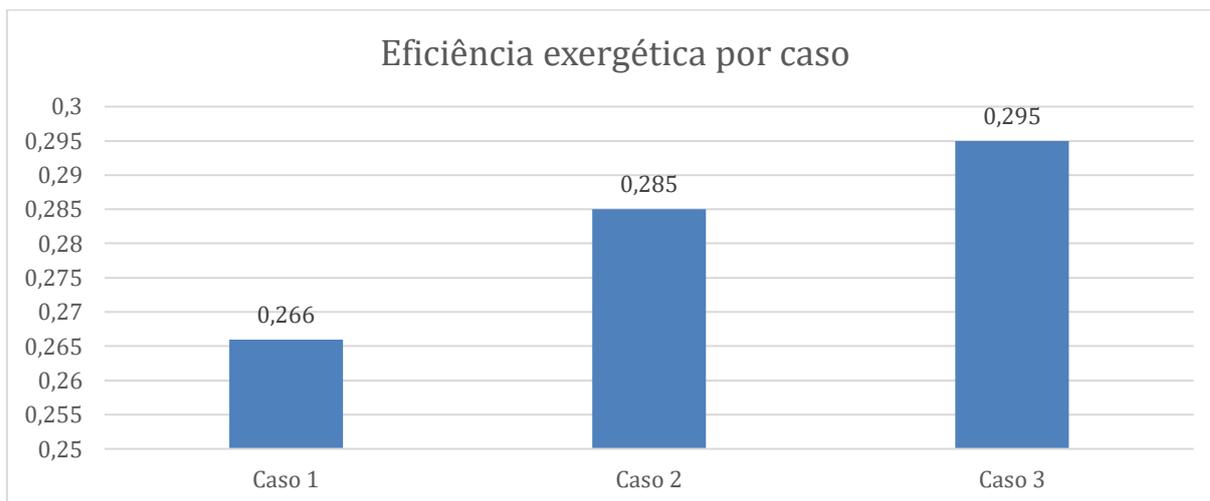
Fonte: Autoria Própria.

Figura 12 - Fator de utilização por caso



Fonte: Autoria Própria.

Figura 13 - Eficiência exergética por caso



Fonte: Autoria Própria.

O caso 1 apresenta as piores eficiências energéticas e exergéticas e o pior fator de utilização total, porque uma parte muito grande da energia é gerada pela usina termelétrica com uma eficiência baixa, sem o aproveitamento do calor saindo do sistema.

Os casos 2 e 3 apresentam as melhores eficiências energéticas e o mesmo fator de utilização, mas o caso 3 apresenta uma eficiência exergética melhor. Isso ocorre porque o carvão mineral apresenta uma eficiência exergética maior na combustão para fornecer calor para a caldeira. É possível perceber isso a partir da relação entre o poder calorífico e a exergia específica do combustível. Quanto maior for essa relação menor será o desperdício de exergia na caldeira. Ainda assim, ambos os casos apresentam uma eficiência exergética melhor do que o primeiro caso, o que demonstra a importância do aproveitamento do calor pelo processo.

No caso 2, toda a energia é produzida pela usina sucroalcooleira, representando o melhor caso para o aproveitamento do potencial de geração de energia elétrica por meio do bagaço de cana.

A usina BPST modernizada apresenta o melhor fator de utilização e eficiência exergética, devido ao aproveitamento total do calor rejeitado pelo ciclo no processo de evaporação do caldo de cana. Já as usinas termelétricas e CEST demonstram as melhores eficiências energéticas, porque o vapor é expandido até a pressão de condensação nas turbinas.

Como as perdas de calor só estão sendo consideradas na caldeira, o fator de utilização das usinas BPST é definido pela eficiência da caldeira, sendo que todo o calor de baixa que sai do ciclo é usado no processo de evaporação do caldo de cana.

5 – CONCLUSÃO

Foram analisados índices de desempenho de 3 casos de geração de energia elétrica a partir da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica. A partir dessa análise, é possível concluir que uma usina sucroalcooleira BPST tradicional apresenta o pior caso para o aproveitamento do bagaço de cana para geração de energia elétrica com apenas 13,48 MW gerados. Esse tipo de usina também contribui para piores índices de desempenho globais, considerando que a demanda de energia restante é produzida em usinas termelétricas tradicionais com baixos índices de desempenho devido ao não aproveitamento do calor retirado pelo condensador.

As usinas CEST são as mais interessantes para geração de energia elétrica, sendo que é possível produzir energia elétrica independentemente do processo de evaporação do caldo de cana, o que acaba sendo bem atraente para as usinas que desejam comercializar energia elétrica. Além disso, apresentam melhores desempenhos energéticos e exergéticos comparados com os de uma usina termelétrica tradicional. Portanto, é a configuração que possui mais potencial para atender os interesses das próprias usinas de forma sustentável. Apesar disso, o caso 2 apresentou uma eficiência exergética total pior do que o caso 3, devido à pior eficiência exergética da biomassa em relação ao carvão mineral. Entretanto, também é importante lembrar que o carvão mineral é um combustível fóssil e, mesmo que haja uma vantagem do ponto de vista exergético em ser utilizado, há desvantagens do ponto de vista ambiental. É possível também melhorar a eficiência exergética do bagaço de cana na combustão aumentando a relação poder calorífico sobre exergia específica, o que é uma sugestão para outro trabalho.

Outros pontos que podem ser explorados em trabalhos futuros são uma análise econômica sobre a produção de energia excedente em usinas sucroalcooleiras e uma análise ambiental mais voltada para a utilização dos combustíveis e não apenas eficiências termodinâmicas.

REFERÊNCIAS

BARREDA DEL CAMPO, E. R. **Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Blücher, 2018.

DANTAS, Djolse Nascimento. **Uso da biomassa de cana-de-açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

FLAUSINIO, B. de F. P. G. **Produção de energia elétrica a partir do aproveitamento do bagaço de cana-de-açúcar gerado no setor sucroalcooleiro de Minas Gerais**. 2015. Tese (Doutorado em Engenharia) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2015.

LEGISLAÇÃO DO MINISTÉRIO DO TRABALHO, “**Norma Regulamentadora NR-13**”, 01.07.2022.

NYKO, Diego; FARIA, Jorge Luiz Garcia; MILANEZ, Artur Yabe. CASTRO, Nivalde José de; BRANDÃO, Roberto; DANTAS, Guilherme de A. **Determinantes do baixo aproveitamento do potencial elétrico do setor sucroenergético: uma pesquisa de campo. Bioenergia**. BNDES Setorial 33, p. 421-476. 2011. Disponível em: <https://web.bndes.gov.br/bib/jspui/bitstream/1408/1562/2/A%20BS%2033%20Determinantes%20do%20baixo%20aproveitamento%20do%20potencial%20el%C3%A9trico%20do%20setor%20sucroenerg%C3%A9tico%20-%20uma%20pesquisa%20de%20campo_P.pdf>. Acesso em 11 set. 2023.

PASSOLONGO, R. **Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica da Integração de Sistemas de Gaseificação da Biomassa em uma Usina Sucroalcooleira**. 2011.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2011.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade**. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

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

SILVA, D. C. **Análise Termoeconômica Comparativa de Ciclos Avançados de Usinas Termoelétricas a Carvão Mineral e Usinas Termonucleares**. 2016. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2016.

WALTER, A. C. S. **Viabilidade e Perspectivas da Co-geração e Geração Termelétrica no Setor Sucroalcooleiro**. 1994. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

APÊNDICE A - MEMORIAL DE CÁLCULO

CASO 1 – Usina Termelétrica

"PONTO 1"

$P[1] = P[7]$
 $T[1] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $x[1] = 0$

"PONTO 2"

$P[2] = 100$
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$
 $hs[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=ss[2])$
 $ss[2] = s[1]$
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; h=h[2])$
 $x[2] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$

$eff_B1 = 0,80$

$$eff_B1 = (h[1] - hs[2]) / (h[1] - h[2])$$

"PONTO 3"

$P[3] = P[2]$
 $T[3] = 530$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $x[3] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$

"PONTO 4"

$P[4] = 2,45$
 $T[4] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $hs[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; s=ss[4])$
 $ss[4] = s[3]$
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $x[4] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$

$eff_T1 = 0,80$

$$eff_T1 = (h[3] - h[4]) / (h[3] - hs[4])$$

"PONTO 5"

$P[5] = 0,1$
 $T[5] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; h=h[5])$
 $hs[5] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; s=ss[5])$
 $ss[5] = s[4]$
 $s[5] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; h=h[5])$
 $x[5] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; h=h[5])$

$eff_T2 = 0,80$

$$eff_T2 = (h[4] - h[5]) / (h[4] - hs[5])$$

"PONTO 6"

$P[6] = P[5]$
 $T[6] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6])$
 $h[6] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6])$
 $s[6] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6])$
 $x[6] = 0$

"PONTO 7"

$P[7] = P[4]$
 $T[7] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=s[7])$
 $hs[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=ss[7])$
 $ss[7] = s[6]$
 $s[7] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; h=h[7])$
 $x[7] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=s[7])$

$eff_B2 = 0,80$
 $eff_B2 = (h[6] - hs[7]) / (h[6] - h[7])$

"PRIMEIRA LEI"

"BOMBA 1"

$m_ponto[2] = m_ponto[1] \text{ "kg/s"}$
 $0 = W_ponto_B1 + m_ponto[1] * h[1] - m_ponto[2] * h[2]$

"CALDEIRA"

$m_ponto[3] = m_ponto[2] \text{ "kg/s"}$
 $0 = Q_ponto_in + m_ponto[2] * h[2] - m_ponto[3] * h[3]$

"TURBINA"

$m_ponto[3] = m_ponto[4] + m_ponto[5]$

"PRIMEIRO ESTÁGIO"

$0 = -W_ponto_T1 + m_ponto[3] * h[3] - m_ponto[3] * h[4]$

"SEGUNDO ESTÁGIO"

$0 = -W_ponto_T2 + (m_ponto[3] - m_ponto[4]) * (h[4] - h[5])$

"CONDENSADOR"

$0 = -Q_ponto_out + m_ponto[5] * h[5] - m_ponto[6] * h[6]$

"BOMBA 2"

$m_ponto[7] = m_ponto[6]$
 $0 = W_ponto_B2 + m_ponto[6] * h[6] - m_ponto[7] * h[7]$

"DESAERADOR"

$m_ponto[1] = m_ponto[4] + m_ponto[7]$
 $0 = m_ponto[4] * h[4] + m_ponto[7] * h[7] - m_ponto[1] * h[1]$

"NO SISTEMA"

$eff_caldeira = 0,80$

$PCI = 32740$

$(m_ponto_carvao * PCI) * eff_caldeira = Q_ponto_in$

$ex_carvao = 34181,36$

$W_ponto_BPST = 13484,292319501$

$W_ponto_T1 + W_ponto_T2 = 50000 - W_ponto_BPST$

$W_ponto_T = W_ponto_T1 + W_ponto_T2$

$W_ponto_B = W_ponto_B1 + W_ponto_B2$

$eff_primeira_lei = (W_ponto_T - W_ponto_B) / (m_ponto_carvao * PCI)$

$eff_segunda_lei = (W_ponto_T - W_ponto_B) / (m_ponto_carvao * ex_carvao)$

CASO 1 – Usina Sucroalcooleira BPST

"PONTO 0"

$P[0] = 1$
 $T[0] = 25$
 $h[0] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$
 $s[0] = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$

"PONTO 1"

$P[1] = P[4]$
 $T[1] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $x[1] = 0$

"PONTO 2"

$P[2] = 21$
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$
 $hs[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=ss[2])$
 $ss[2] = s[1]$
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; h=h[2])$
 $x[2] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$

$\text{eff_B1} = 0,80$
 $\text{eff_B1} = (h[1] - hs[2]) / (h[1] - h[2])$

"PONTO 3"

$P[3] = P[2]$
 $T[3] = 350$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $x[3] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$

"PONTO 4"

$P[4] = 2,45$
 $T[4] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $hs[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; s=ss[4])$
 $ss[4] = s[3]$
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $x[4] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$

$\text{eff_T1} = 0,80$
 $\text{eff_T1} = (h[3] - h[4]) / (h[3] - hs[4])$

"PONTO 5"

$P[5] = P[4]$
 $T[5] = 135$
 $h[5] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P[5]; T=T[5])$
 $s[5] = \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[5]; T=T[5])$
 $x[5] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; T=T[5])$

$m_{\text{ponto}[5]} = 130 / 3,6$

"PONTO 6"

$P[6] = P[5]$
 $T[6] = 124,7$
 $h[6] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P[6]; T=T[6])$
 $s[6] = \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[6]; T=T[6])$
 $x[6] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; T=T[6])$

"PONTO 7"

$P[7] = P[4]$
 $T[7] = T[4]$

$$\begin{aligned}h[7] &= h[4] \\s[7] &= s[4] \\x[7] &= x[4]\end{aligned}$$

"PONTO 8"

$$\begin{aligned}P[8] &= P[2] \\T[8] &= T[2] \\h[8] &= h[2] \\s[8] &= s[2] \\x[8] &= x[2]\end{aligned}$$

"PRIMEIRA LEI"

"BOMBA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[1]} &= m_{\text{ponto}[2]} + m_{\text{ponto}[8]} \\0 &= W_{\text{ponto_B}} + m_{\text{ponto}[1]} * h[1] - m_{\text{ponto}[2]} * h[2] - m_{\text{ponto}[8]} * h[8]\end{aligned}$$

"CALDEIRA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[3]} &= m_{\text{ponto}[2]} \\0 &= Q_{\text{ponto_in}} + m_{\text{ponto}[2]} * h[2] - m_{\text{ponto}[3]} * h[3]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}ex[2] &= h[2] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[2] - s[0]) \\ex[3] &= h[3] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[3] - s[0])\end{aligned}$$

"TURBINA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[3]} &= m_{\text{ponto}[4]} + m_{\text{ponto}[7]} \\0 &= -W_{\text{ponto_T}} + m_{\text{ponto}[3]} * h[3] - m_{\text{ponto}[4]} * h[4] - m_{\text{ponto}[7]} * h[7]\end{aligned}$$

"DESSUPER"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[5]} &= m_{\text{ponto}[4]} + m_{\text{ponto}[8]} \\0 &= m_{\text{ponto}[4]} * h[4] + m_{\text{ponto}[8]} * h[8] - m_{\text{ponto}[5]} * h[5]\end{aligned}$$

"PROCESSO"

$$\begin{aligned}0 &= -Q_{\text{ponto_P}} + m_{\text{ponto}[5]} * h[5] - m_{\text{ponto}[6]} * h[6] \\T_P &= T[5]\end{aligned}$$

"DESAERADOR"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[1]} &= m_{\text{ponto}[6]} + m_{\text{ponto}[7]} \\0 &= m_{\text{ponto}[6]} * h[6] + m_{\text{ponto}[7]} * h[7] - m_{\text{ponto}[1]} * h[1]\end{aligned}$$

"NO SISTEMA"

$$eff_{\text{caldeira}} = 0,80$$

$$PCI = 7546$$

$$Q_{\text{ponto_in}} = m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI * eff_{\text{caldeira}}$$

$$\begin{aligned}eff_{\text{primeira_lei}} &= (W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI) \\FU &= (Q_{\text{ponto_P}} + W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI)\end{aligned}$$

$$ex_{\text{bagaco}} = 8639,75$$

$$ex_{\text{processo}} = Q_{\text{ponto_P}} * (1 - (T[0] + 273,15) / (T_P + 273,15))$$

$$eff_{\text{segunda_lei}} = (W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}} + ex_{\text{processo}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * ex_{\text{bagaco}})$$

CASO 1 – Total

"CASO 1 - TOTAL"

$$W_{\text{ponto_total}} = 50000$$

$Q_{\text{ponto_P}} = 79796,045336516$
 $W_{\text{ponto_B_BPST}} = 89,618487240$
 $W_{\text{ponto_B_term}} = 463,801339761$

$m_{\text{ponto_bag}} = 15,44$
 $PCI_{\text{bag}} = 7546$
 $ex_{\text{bag}} = 8639,75$
 $m_{\text{ponto_carvao}} = 3,889$
 $PCI_{\text{carvao}} = 32740$
 $ex_{\text{carvao}} = 34181,36$

$ex_{\text{processo}} = 21505,733155333$

$eff_{\text{primeira_lei}} = (W_{\text{ponto_total}} - W_{\text{ponto_B_BPST}} - W_{\text{ponto_B_term}}) / (m_{\text{ponto_bag}} * PCI_{\text{bag}} + m_{\text{ponto_carvao}} * PCI_{\text{carvao}})$
 $FU = (Q_{\text{ponto_P}} + W_{\text{ponto_total}} - W_{\text{ponto_B_BPST}} - W_{\text{ponto_B_term}}) / (m_{\text{ponto_bag}} * PCI_{\text{bag}} + m_{\text{ponto_carvao}} * PCI_{\text{carvao}})$
 $eff_{\text{segunda_lei}} = (W_{\text{ponto_total}} + ex_{\text{processo}} - W_{\text{ponto_B_BPST}} - W_{\text{ponto_B_term}}) / (m_{\text{ponto_bag}} * ex_{\text{bag}} + m_{\text{ponto_carvao}} * ex_{\text{carvao}})$

CASO 2

"PONTO 0"

$P[0] = 1$
 $T[0] = 25$
 $h[0] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$
 $s[0] = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$

"PONTO 1"

$P[1] = P[4]$
 $T[1] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $x[1] = 0$

"PONTO 2"

$P[2] = 100$
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$
 $hs[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=ss[2])$
 $ss[2] = s[1]$
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; h=h[2])$
 $x[2] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$

$eff_{\text{B1}} = 0,80$
 $eff_{\text{B1}} = (h[1] - hs[2]) / (h[1] - h[2])$

"PONTO 3"

$P[3] = P[2]$
 $T[3] = 530$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $x[3] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$

"PONTO 4"

$P[4] = 2,45$
 $T[4] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $hs[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; s=ss[4])$
 $ss[4] = s[3]$

s[4] = Entropy(Steam_IAPWS;P=P[4];h=h[4])
 x[4] = Quality(Steam_IAPWS;P=P[4];h=h[4])

eff_T1 = 0,80
 eff_T1 = (h[3] - h[4]) / (h[3] - hs[4])

"PONTO 5"

P[5] = P[4]
 T[5] = 135
 h[5] = Enthalpy(Water;P=P[5];T=T[5])
 s[5] = Entropy(Water;P=P[5];T=T[5])
 x[5] = Quality(Steam_IAPWS;P=P[5];T=T[5])

m_ponto[5] = 130 / 3,6

"PONTO 6"

P[6] = P[5]
 T[6] = 124,7
 h[6] = Enthalpy(Water;P=P[6];T=T[6])
 s[6] = Entropy(Water;P=P[6];T=T[6])
 x[6] = Quality(Steam_IAPWS;P=P[6];T=T[6])

"PONTO 7"

P[7] = P[4]
 T[7] = T[4]
 h[7] = h[4]
 s[7] = s[4]
 x[7] = x[4]

"PONTO 8"

P[8] = 0,1
 T[8] = Temperature(Steam_IAPWS;P=P[8];h=h[8])
 hs[8] = Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[8];s=ss[8])
 ss[8] = s[4]
 s[8] = Entropy(Steam_IAPWS;P=P[8];h=h[8])
 x[8] = Quality(Steam_IAPWS;P=P[8];h=h[8])

eff_T2 = 0,80
 eff_T2 = (h[4] - h[8]) / (h[4] - hs[8])

"PONTO 9"

P[9] = P[8]
 T[9] = Temperature(Steam_IAPWS;P=P[9];x=x[9])
 h[9] = Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[9];x=x[9])
 s[9] = Entropy(Steam_IAPWS;P=P[9];x=x[9])
 x[9] = 0

"PONTO 10"

P[10] = P[4]
 T[10] = Temperature(Steam_IAPWS;P=P[10];s=s[10])
 hs[10] = Enthalpy(Steam_IAPWS;P=P[10];s=ss[10])
 ss[10] = s[9]
 s[10] = Entropy(Steam_IAPWS;P=P[10];h=h[10])
 x[10] = Quality(Steam_IAPWS;P=P[10];s=s[10])

eff_B2 = 0,80
 eff_B2 = (h[9] - hs[10]) / (h[9] - h[10])

"PONTO 11"

P[11] = P[2]

$$\begin{aligned}T[11] &= T[2] \\h[11] &= h[2] \\s[11] &= s[2] \\x[11] &= x[2]\end{aligned}$$

"PRIMEIRA LEI"

"BOMBA 1"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[1] &= m_{\text{ponto}}[11] + m_{\text{ponto}}[2] \text{ "kg/s"} \\0 &= W_{\text{ponto_B1}} + m_{\text{ponto}}[1] * h[1] - m_{\text{ponto}}[2] * h[2] - m_{\text{ponto}}[11] * h[11]\end{aligned}$$

"CALDEIRA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[3] &= m_{\text{ponto}}[2] \text{ "kg/s"} \\0 &= Q_{\text{ponto_in}} + m_{\text{ponto}}[2] * h[2] - m_{\text{ponto}}[3] * h[3]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}ex[2] &= h[2] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[2] - s[0]) \\ex[3] &= h[3] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[3] - s[0])\end{aligned}$$

"TURBINA"

$$m_{\text{ponto}}[3] = m_{\text{ponto}}[4] + m_{\text{ponto}}[8] + m_{\text{ponto}}[7]$$

"PRIMEIRO ESTÁGIO"

$$0 = -W_{\text{ponto_T1}} + m_{\text{ponto}}[3] * h[3] - m_{\text{ponto}}[3] * h[4]$$

"SEGUNDO ESTÁGIO"

$$0 = -W_{\text{ponto_T2}} + m_{\text{ponto}}[8] * h[4] - m_{\text{ponto}}[8] * h[8]$$

"CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[9] &= m_{\text{ponto}}[8] \text{ "kg/s"} \\0 &= -Q_{\text{ponto_out}} + m_{\text{ponto}}[8] * h[8] - m_{\text{ponto}}[9] * h[9]\end{aligned}$$

"BOMBA 2"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[10] &= m_{\text{ponto}}[9] \\0 &= W_{\text{ponto_B2}} + m_{\text{ponto}}[9] * h[9] - m_{\text{ponto}}[10] * h[10]\end{aligned}$$

"DESSUPER"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[5] &= m_{\text{ponto}}[4] + m_{\text{ponto}}[11] \\0 &= m_{\text{ponto}}[4] * h[4] + m_{\text{ponto}}[11] * h[11] - m_{\text{ponto}}[5] * h[5]\end{aligned}$$

"PROCESSO"

$$\begin{aligned}0 &= -Q_{\text{ponto_P}} + m_{\text{ponto}}[5] * h[5] - m_{\text{ponto}}[6] * h[6] \\T_{\text{P}} &= T[5]\end{aligned}$$

"DESAERADOR"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}}[1] &= m_{\text{ponto}}[6] + m_{\text{ponto}}[7] + m_{\text{ponto}}[10] \\0 &= m_{\text{ponto}}[6] * h[6] + m_{\text{ponto}}[7] * h[7] + m_{\text{ponto}}[10] * h[10] - m_{\text{ponto}}[1] * h[1]\end{aligned}$$

"NO SISTEMA"

$$\begin{aligned}W_{\text{ponto_T1}} + W_{\text{ponto_T2}} &= 50000 \\eff_{\text{caldeira}} &= 0,8\end{aligned}$$

$$PCI = 7546$$

$$\begin{aligned}(m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI) * eff_{\text{caldeira}} &= Q_{\text{ponto_in}} \\eff_{\text{primeira_lei}} &= (W_{\text{ponto_T1}} + W_{\text{ponto_T2}} - W_{\text{ponto_B1}} - W_{\text{ponto_B2}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI) \\FU &= (Q_{\text{ponto_P}} + W_{\text{ponto_T1}} + W_{\text{ponto_T2}} - W_{\text{ponto_B1}} - W_{\text{ponto_B2}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}ex_{\text{bagaco}} &= 8639,75 \\ex_{\text{processo}} &= Q_{\text{ponto_P}} * (1 - (T[0] + 273,15) / (T_{\text{P}} + 273,15))\end{aligned}$$

$$\text{eff_segunda_lei} = (W_ponto_T1 + W_ponto_T2 - W_ponto_B1 - W_ponto_B2 + \text{ex_processo}) / (m_ponto_bagaco * \text{ex_bagaco})$$

CASO 3 – Usina Termelétrica

"PONTO 1"

$$\begin{aligned} P[1] &= P[7] \\ T[1] &= \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1]) \\ h[1] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1]) \\ s[1] &= \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1]) \\ x[1] &= 0 \end{aligned}$$

"PONTO 2"

$$\begin{aligned} P[2] &= 100 \\ T[2] &= \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2]) \\ h[2] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2]) \\ s[2] &= s[1] \\ x[2] &= \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{eff_B1} &= 0,80 \\ \text{eff_B1} &= (h[1] - h[2]) / (h[1] - h[2]) \end{aligned}$$

"PONTO 3"

$$\begin{aligned} P[3] &= P[2] \\ T[3] &= 530 \\ h[3] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3]) \\ s[3] &= \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3]) \\ x[3] &= \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3]) \end{aligned}$$

"PONTO 4"

$$\begin{aligned} P[4] &= 2,45 \\ T[4] &= \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4]) \\ h[4] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; s=s[4]) \\ s[4] &= s[3] \\ x[4] &= \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{eff_T1} &= 0,80 \\ \text{eff_T1} &= (h[3] - h[4]) / (h[3] - h[4]) \end{aligned}$$

"PONTO 5"

$$\begin{aligned} P[5] &= 0,1 \\ T[5] &= \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; h=h[5]) \\ h[5] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; s=s[5]) \\ s[5] &= s[4] \\ x[5] &= \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; h=h[5]) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{eff_T2} &= 0,80 \\ \text{eff_T2} &= (h[4] - h[5]) / (h[4] - h[5]) \end{aligned}$$

"PONTO 6"

$$\begin{aligned} P[6] &= P[5] \\ T[6] &= \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6]) \\ h[6] &= \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6]) \\ s[6] &= \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; x=x[6]) \\ x[6] &= 0 \end{aligned}$$

"PONTO 7"

$P[7] = P[4]$
 $T[7] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=s[7])$
 $hs[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=ss[7])$
 $ss[7] = s[6]$
 $s[7] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; h=h[7])$
 $x[7] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[7]; s=s[7])$

$eff_B2 = 0,80$
 $eff_B2 = (h[6] - hs[7]) / (h[6] - h[7])$

"PRIMEIRA LEI"**"BOMBA 1"**

$m_ponto[2] = m_ponto[1] \text{ "kg/s"}$
 $0 = W_ponto_B1 + m_ponto[1] * h[1] - m_ponto[2] * h[2]$

"CALDEIRA"

$m_ponto[3] = m_ponto[2] \text{ "kg/s"}$
 $0 = Q_ponto_in + m_ponto[2] * h[2] - m_ponto[3] * h[3]$

"TURBINA"

$m_ponto[3] = m_ponto[4] + m_ponto[5]$

"PRIMEIRO ESTÁGIO"

$0 = -W_ponto_T1 + m_ponto[3] * h[3] - m_ponto[3] * h[4]$

"SEGUNDO ESTÁGIO"

$0 = -W_ponto_T2 + (m_ponto[3] - m_ponto[4]) * (h[4] - h[5])$

"CONDENSADOR"

$0 = -Q_ponto_out + m_ponto[5] * h[5] - m_ponto[6] * h[6]$

"BOMBA 2"

$m_ponto[7] = m_ponto[6]$
 $0 = W_ponto_B2 + m_ponto[6] * h[6] - m_ponto[7] * h[7]$

"DESAERADOR"

$m_ponto[1] = m_ponto[4] + m_ponto[7]$
 $0 = m_ponto[4] * h[4] + m_ponto[7] * h[7] - m_ponto[1] * h[1]$

"NO SISTEMA"

$eff_caldeira = 0,80$
 $PCI = 32740$
 $(m_ponto_carvao * PCI) * eff_caldeira = Q_ponto_in$
 $ex_carvao = 34181,36$

$W_ponto_BPST = 25401,489180346$
 $W_ponto_T1 + W_ponto_T2 = 50000 - W_ponto_BPST$
 $W_ponto_T = W_ponto_T1 + W_ponto_T2$
 $W_ponto_B = W_ponto_B1 + W_ponto_B2$

$eff_primeira_lei = (W_ponto_T - W_ponto_B) / (m_ponto_carvao * PCI)$
 $eff_segunda_lei = (W_ponto_T - W_ponto_B) / (m_ponto_carvao * ex_carvao)$

CASO 3 – Usina Sucroalcooleira BPST**"PONTO 0"**

$P[0] = 1$
 $T[0] = 25$
 $h[0] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$
 $s[0] = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T[0]; P=P[0])$

"PONTO 1"

$P[1] = P[4]$
 $T[1] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[1]; x=x[1])$
 $x[1] = 0$

"PONTO 2"

$P[2] = 100$
 $T[2] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$
 $hs[2] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=ss[2])$
 $ss[2] = s[1]$
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; h=h[2])$
 $x[2] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[2]; s=s[2])$

$\text{eff_B1} = 0,80$
 $\text{eff_B1} = (h[1] - hs[2]) / (h[1] - h[2])$

"PONTO 3"

$P[3] = P[2]$
 $T[3] = 530$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$
 $x[3] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[3]; T=T[3])$

"PONTO 4"

$P[4] = 2,45$
 $T[4] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $hs[4] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; s=ss[4])$
 $ss[4] = s[3]$
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$
 $x[4] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[4]; h=h[4])$

$\text{eff_T1} = 0,80$
 $\text{eff_T1} = (h[3] - h[4]) / (h[3] - hs[4])$

"PONTO 5"

$P[5] = P[4]$
 $T[5] = 135$
 $h[5] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P[5]; T=T[5])$
 $s[5] = \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[5]; T=T[5])$
 $x[5] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[5]; T=T[5])$

$m_{\text{ponto}[5]} = 130 / 3,6$

"PONTO 6"

$P[6] = P[5]$
 $T[6] = 124,7$
 $h[6] = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P[6]; T=T[6])$
 $s[6] = \text{Entropy}(\text{Water}; P=P[6]; T=T[6])$
 $x[6] = \text{Quality}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[6]; T=T[6])$

"PONTO 7"

$P[7] = P[4]$
 $T[7] = T[4]$

$$\begin{aligned}h[7] &= h[4] \\s[7] &= s[4] \\x[7] &= x[4]\end{aligned}$$

"PONTO 8"

$$\begin{aligned}P[8] &= P[2] \\T[8] &= T[2] \\h[8] &= h[2] \\s[8] &= s[2] \\x[8] &= x[2]\end{aligned}$$

"PRIMEIRA LEI"

"BOMBA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[1]} &= m_{\text{ponto}[2]} + m_{\text{ponto}[8]} \text{ "kg/s"} \\0 &= W_{\text{ponto_B}} + m_{\text{ponto}[1]} * h[1] - m_{\text{ponto}[2]} * h[2] - m_{\text{ponto}[8]} * h[8]\end{aligned}$$

"CALDEIRA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[3]} &= m_{\text{ponto}[2]} \text{ "kg/s"} \\0 &= Q_{\text{ponto_in}} + m_{\text{ponto}[2]} * h[2] - m_{\text{ponto}[3]} * h[3]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}ex[2] &= h[2] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[2] - s[0]) \\ex[3] &= h[3] - h[0] - (T[0] + 273,15) * (s[3] - s[0])\end{aligned}$$

"TURBINA"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[3]} &= m_{\text{ponto}[4]} + m_{\text{ponto}[7]} \\0 &= -W_{\text{ponto_T}} + m_{\text{ponto}[3]} * h[3] - m_{\text{ponto}[4]} * h[4] - m_{\text{ponto}[7]} * h[7]\end{aligned}$$

"DESSUPER"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[5]} &= m_{\text{ponto}[4]} + m_{\text{ponto}[8]} \\0 &= m_{\text{ponto}[4]} * h[4] + m_{\text{ponto}[8]} * h[8] - m_{\text{ponto}[5]} * h[5]\end{aligned}$$

"PROCESSO"

$$\begin{aligned}0 &= -Q_{\text{ponto_P}} + m_{\text{ponto}[5]} * h[5] - m_{\text{ponto}[6]} * h[6] \\T_P &= T[5]\end{aligned}$$

"DESAERADOR"

$$\begin{aligned}m_{\text{ponto}[1]} &= m_{\text{ponto}[6]} + m_{\text{ponto}[7]} \\0 &= m_{\text{ponto}[6]} * h[6] + m_{\text{ponto}[7]} * h[7] - m_{\text{ponto}[1]} * h[1]\end{aligned}$$

"NO SISTEMA"

$$\begin{aligned}eff_{\text{caldeira}} &= 0,80 \\PCI &= 7546\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}(m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI) * eff_{\text{caldeira}} &= Q_{\text{ponto_in}} \\FU &= (Q_{\text{ponto_P}} + W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI) \\eff_{\text{primeira_lei}} &= (W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * PCI)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}ex_{\text{bagaco}} &= 8639,75 \\ex_{\text{processo}} &= Q_{\text{ponto_P}} * (1 - (T[0] + 273,15) / (T_P + 273,15)) \\eff_{\text{segunda_lei}} &= (W_{\text{ponto_T}} - W_{\text{ponto_B}} + ex_{\text{processo}}) / (m_{\text{ponto_bagaco}} * ex_{\text{bagaco}})\end{aligned}$$

CASO 3 – Total

"CASO 3 - TOTAL"

$$\begin{aligned}W_{\text{ponto_total}} &= 50000 \\Q_{\text{ponto_P}} &= 79796,045336516\end{aligned}$$

W_ponto_B_BPST = 470,438847022
W_ponto_B_term = 312,436017237

m_ponto_bag = 17,35
PCI_bag = 7546
ex_bag = 8639,75
m_ponto_carvao = 2,62
PCI_carvao = 32740
ex_carvao = 34181,36

ex_processo = 21505,733155333

eff_primeira_lei = $(W_ponto_total - W_ponto_B_BPST - W_ponto_B_term) / (m_ponto_bag * PCI_bag + m_ponto_carvao * PCI_carvao)$

FU = $(Q_ponto_P + W_ponto_total - W_ponto_B_BPST - W_ponto_B_term) / (m_ponto_bag * PCI_bag + m_ponto_carvao * PCI_carvao)$

eff_segunda_lei = $(W_ponto_total + ex_processo - W_ponto_B_BPST - W_ponto_B_term) / (m_ponto_bag * ex_bag + m_ponto_carvao * ex_carvao)$