

**FELIPE RIGONE FRANCISCHETTI**

**Análise energética e exergética de sistemas de cogeração em usinas de cana-de-açúcar**

Guaratinguetá - SP  
2017

**Felipe Rigone Francischetti**

**Análise energética e exergética de sistemas de cogeração em usinas de cana-de-açúcar**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos M. Romero Luna  
Coorientadora: Profa. Dra. Ivonete Ávila

Guaratinguetá - SP  
2017

Francischetti, Felipe Rigone

F818a      Análise energética e exergética de sistemas de cogeração em usinas de  
cana de açúcar / Felipe Rigone Francischetti – Guaratinguetá, 2017.  
64 f : il.  
Bibliografia: f. 55-57

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.  
Orientador: Prof. Dr. Carlos Manuel Romero Luna  
Co-orientador: Profª Drª Ivonete Ávila

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Energia – Fontes  
alternativas. 3. Biomassa. I. Título

CDU 536.72

  
Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-83595

**FELIPE RIGONE FRANCISCHETTI**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"  
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. CARLOS MANUEL ROMERO LUNA  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. MSc. FERNANDO HENRIQUE MAYWORM DE ARAÚJO  
UNESP-FEG

  
MSc. TATIANE TOBIAS DA CRUZ  
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, Ideraldo e Monica, por investirem tanto na minha educação e por serem motivadores na minha busca de algo a mais do que o suficiente.

Agradeço à minha irmã, Giulia, por ser inspiração para que essa busca nunca para e que o caminho seja ensinado aos que ainda enfrentarão os desafios.

Agradeço a todos os amigos que participaram da minha vida acadêmica, em especial àqueles da MEC 012 que dividiram comigo as alegrias e muitas decepções que a FEG nos proporcionou, e àqueles da República Masmorra que dividiram comigo teto, comida e cerveja.

Agradeço à minha companheira, Lilian, por sua amizade nos momentos mais delicados da conclusão desse trabalho e por me mostrar que o mundo vai muito além de Guaratinguetá.

Agradeço aos meus orientadores, Prof. Dr. Carlos Manuel Romero Luna e Profa. Dra. Ivonete Ávila, que desde 2013 me ensinam a importância da pesquisa na academia e na sociedade.

“Whether you believe you can do a thing or not,  
you are right.”

Henry Ford

## RESUMO

A cana-de-açúcar é um produto largamente cultivado no estado de São Paulo e é usada para a produção de açúcar e etanol. O subproduto dessa produção, o bagaço de cana, é usado como combustível em caldeiras dos sistemas de cogeração das usinas sucroalcooleiras, que permitem a geração de energia elétrica junto ao aproveitamento térmico do vapor gerado nesses sistemas, que é usada na planta e, em caso de excedente, pode ser vendida para a concessionária de abastecimento de energia. A análise energética permite a quantificação da produção, do consumo e da eventual venda de energia elétrica. Entretanto, não é uma ferramenta de análise completa, sendo necessário o uso complementar da análise exergética. Fazendo o uso da exergia, essa análise identifica as irreversibilidades presentes nos sistemas, o que permite o embasamento para a otimização de cada equipamento usado, de modo a aumentar sua eficiência individual e, em consequência, a eficiência global do ciclo. Neste trabalho é realizada uma comparação entre dois sistemas baseados em plantas de usinas sucroalcooleiras reais. O primeiro sistema, denominado caso 1, representa uma configuração básica e no segundo, denominado caso 2, são propostas inovações tecnológicas. São feitas análises energética e exergética para avaliar as potências geradas e consumidas, as irreversibilidades e as eficiências dos equipamentos e dos sistemas de cada caso. Um algoritmo foi elaborado para facilitar os cálculos. Os resultados mostram que o sistema do caso 2 é superior ao do caso 1 em todos os parâmetros avaliados, apresentando melhoria de 10,73 % na eficiência energética e de 7,81 % na eficiência exergética. Assim, foi possível validar as melhorias feitas como opções a serem seguidas por usinas reais que buscam aumentar a eficiência de seus sistemas.

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise energética. Análise exergética. Cogeração. Biomassa. Usina sucroalcooleira.

## **ABSTRACT**

The sugarcane is a widely cultivated product in São Paulo state and is used in the production of sugar and ethanol. The byproduct of this production, the bagasse, is used as a fuel in the boilers of systems of cogeneration from sugarcane mills, allowing the generation of electric energy together with the thermic exploitation of the steam generated in those systems, which is used in the plant and, in case of surplus, can be sold for the concessionaire of energy supply. The energy analysis allows the quantification of the production, the consume and eventually sale of the electric energy. However, it is not a complete analysis tool, being necessary the complimentary use of the exergy analysis. Using the exergy, this analysis identifies the irreversibilities present in the systems, allowing basement for the optimization of each equipment in use, in order to increase the individual efficiency and, in consequence, the cycle global efficiency. In this work is realized a comparison between two systems based in plants of real sugarcane industries. The first system, denominated case 1, represents a basic configuration and in the second, denominated case 2, there are proposed technological innovations. There are made energy and exergy analysis to evaluate the power generation and consumption, the irreversibilities and the efficiencies of the equipment and the systems used. An algorithm was elaborated to facilitate the calculation. The results show that the system of case 2 is superior than the one in case 1 in all the evaluated parameters, presenting improvement of 10.73 % in energy efficiency and 7.81 % in exergy efficiency. Thus, it was possible to validate the improvement made as options to be followed for real industries that look for increase the efficiency of their systems.

**KEYWORDS:** Energetic analysis. Exergetic analysis. Cogeneration. Biomass. Sugarcane Mill.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|                                                                                                                             |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 1 – Caso 1 – Caldeira de baixa eficiência, turbinas de simples estágios e acionamento mecânico de equipamentos.....  | 322 |
| Figura 2 – Caso 2 – Caldeira de alta eficiência, turbina de múltiplos estágios e acionamento elétrico de equipamentos ..... | 344 |
| Figura 3 – Algoritmo de programação da planilha para o caso 1.....                                                          | 38  |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabela 1 – Análise elementar do bagaço de cana .....                                       | 36 |
| Tabela 2 – Sistema do caso 1 .....                                                         | 40 |
| Tabela 3 – Sistema do caso 2 .....                                                         | 40 |
| Tabela 4 – Potências do caso 1 .....                                                       | 43 |
| Tabela 5 – Potências do caso 2 .....                                                       | 43 |
| Tabela 6 – Exergia específica do bagaço.....                                               | 45 |
| Tabela 7 – Taxas de destruição de exergia avaliadas no caso 1 .....                        | 46 |
| Tabela 8 – Taxas de destruição de exergia avaliadas no caso 2 .....                        | 46 |
| Tabela 9 – Eficiências energética e exergética dos ciclos estudados .....                  | 48 |
| Tabela 10 – Eficiências energética e exergética dos equipamentos nos casos estudados ..... | 49 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras latinas

|             |                                         |                       |
|-------------|-----------------------------------------|-----------------------|
| $\dot{E}_x$ | taxa de transferência de exergia        | [kW]                  |
| $ex$        | exergia específica                      | [kJ/kg]               |
| $g$         | constante de aceleração da gravidade    | [m <sup>2</sup> /s]   |
| $h$         | entalpia específica                     | [kJ/kg]               |
| $L$         | entalpia de vaporização                 | [kJ/kg]               |
| $\dot{m}$   | vazão mássica                           | [kg/s]                |
| $MM$        | massa molecular                         | [kg/kmol]             |
| $P$         | pressão                                 | [kPa]                 |
| $PCI$       | poder calorífico inferior               | [kJ/kg]               |
| $\dot{Q}$   | taxa de transferência de calor          | [kW]                  |
| $R$         | constante universal dos gases perfeitos | [kJ/kmol·K]           |
| $s$         | entropia específica                     | [kJ/kg·K]             |
| $T$         | temperatura                             | [°C ou K]             |
| $v$         | volume                                  | [m <sup>3</sup> ]     |
| $V$         | velocidade                              | [m/s]                 |
| $x$         | fração mássica                          | [kg <sub>i</sub> /kg] |
| $\dot{W}$   | potência                                | [kW]                  |
| $z$         | cota referencial                        | [m]                   |
| $Z$         | fração mássica                          | [%]                   |

### Letras gregas

|         |                                                                                               |     |
|---------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| $\beta$ | taxa de exergia química de um combustível sólido ou líquido por seu poder calorífico inferior | [-] |
| $\eta$  | eficiência                                                                                    | [%] |
| $\phi$  | umidade relativa do ar atmosférico                                                            | [%] |
| $\Phi$  | perda de carga percentual no equipamento da caldeira                                          | [%] |

### Subscritos

|   |                      |
|---|----------------------|
| 0 | estado de referência |
|---|----------------------|

|                  |                                                        |
|------------------|--------------------------------------------------------|
| a                | água                                                   |
| bag              | bagaço                                                 |
| c                | combustível                                            |
| d                | destruição                                             |
| e                | entrada                                                |
| H <sub>2</sub> O | molécula de água                                       |
| i                | índice                                                 |
| I                | relacionado à 1ª Lei da Termodinâmica                  |
| II               | relacionado à 2ª Lei da Termodinâmica                  |
| j                | área infinitesimal na superfície do volume de controle |
| proc             | processo                                               |
| Qproc            | calor transferido nos processos                        |
| s                | saída                                                  |
| total            | resultado do somatório                                 |
| v                | vapor                                                  |
| vap              | vaporização                                            |
| VC               | volume de controle                                     |

### **Sobrescritos**

|     |              |
|-----|--------------|
| f   | física       |
| iso | isoentrópico |
| q   | química      |

## SUMÁRIO

|          |                                                       |           |
|----------|-------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b> | <b>INTRODUÇÃO .....</b>                               | <b>12</b> |
| 1.1      | OBJETIVO .....                                        | 14        |
| <b>2</b> | <b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>                    | <b>16</b> |
| 2.1      | PRODUÇÃO DE CANA-DE-AÇÚCAR NO BRASIL .....            | 16        |
| 2.2      | UTILIZAÇÃO DA BIOMASSA PARA PRODUÇÃO DE ENERGIA ..... | 17        |
| 2.3      | COGERAÇÃO APLICADA NA INDÚSTRIA SUCROALCOOLEIRA ..... | 19        |
| <b>3</b> | <b>METODOLOGIA.....</b>                               | <b>23</b> |
| 3.1      | FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS .....                      | 23        |
| 3.1.1    | Balanços de massa, energia e exergia.....             | 24        |
| 3.1.2    | Eficiências Termodinâmicas .....                      | 27        |
| 3.2      | SISTEMAS ANALISADOS .....                             | 29        |
| 3.2.1    | Caso 1.....                                           | 31        |
| 3.2.2    | Caso 2.....                                           | 33        |
| 3.3      | PARÂMETROS DO COMBUSTÍVEL .....                       | 35        |
| 3.4      | ALGORITMO DE CÁLCULO .....                            | 36        |
| <b>4</b> | <b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>                   | <b>40</b> |
| 4.1      | SISTEMAS DEFINIDOS .....                              | 40        |
| 4.2      | ANÁLISE ENERGÉTICA .....                              | 42        |
| 4.3      | ANÁLISE EXERGÉTICA .....                              | 44        |
| 4.4      | EFICIÊNCIAS DOS EQUIPAMENTOS E DOS SISTEMAS .....     | 47        |
| <b>5</b> | <b>CONCLUSÕES.....</b>                                | <b>52</b> |
|          | <b>REFERÊNCIAS.....</b>                               | <b>54</b> |
|          | <b>APÊNDICE A – PLANILHA DE CÁLCULOS.....</b>         | <b>57</b> |

## 1 INTRODUÇÃO

O aumento da demanda por energia elétrica está diretamente relacionado ao crescimento populacional e industrial. Na prática, esta proporcionalidade é fácil de entender: quanto mais consumidores, maior deve ser a oferta de energia, de modo a garantir os seus padrões de qualidade de vida. Diante dessa necessidade e, visto que a capacidade dos sistemas instalados não é facilmente aumentada devido a limitações tecnológicas, a instalação de novas centrais geradoras se torna imprescindível.

Diante das diversas formas de geração de energia elétrica, surgem argumentos de contexto ambiental, social e econômico no uso de cada tecnologia. Entretanto, há uma tendência na utilização de fontes renováveis. De acordo com o Relatório Síntese de 2017 do Ministério de Minas e Energia – MME e da Empresa de Pesquisa Energética – EPE (EPE, 2017), o Brasil possui uma matriz elétrica baseada essencialmente em fontes renováveis, com 68,1% da energia elétrica sendo gerada através de centrais hidrelétricas, 8,2% por biomassa e 5,4% por eólica.

Embora sejam livres de emissões de gases estufa, as usinas nucleares geram 2,6 % da energia elétrica, porém apresentam o desafio no descarte do resíduo nuclear usado. O restante da energia elétrica é gerado através do uso de combustíveis fósseis, notadamente influentes na emissão de gases geradores do efeito estufa (9,1% por gás natural, 3,7% por petróleo e derivados, 2,9% por carvão e derivados).

A dependência na geração hidrelétrica, em que o custo e dimensões das instalações conduz a um processo demorado entre início da construção e uso efetivo na geração de energia elétrica, levou o país a uma crise energética sem precedentes em 2001. Na ocasião, o mal planejamento e o déficit na geração de energia elétrica foram agravados pelo fator climático da estiagem, levando a medida extrema de interrupção no fornecimento de energia (TOLMASQUIM, 2000; BARDELIN, 2004). Ficou evidente que, para atender à crescente demanda e permitir o desenvolvimento social e industrial do país, seria necessário apostar também em outras tecnologias e promover a descentralização da geração de energia.

O uso de diferentes biomassas é adotado como uma opção sustentável e de menor impacto ambiental do que os combustíveis fósseis na conversão de energia química em elétrica. No Brasil, os resíduos do processamento da cana-de-açúcar merecem destaque nessa categoria, sendo que entre 2006 e 2015 a participação do bagaço de cana no total da geração de energia elétrica nacional passou de 6,2% para 17,2% (EPE, 2016). A cana-de-açúcar

passou a ter importância não apenas como matéria-prima para o etanol, mas também de energia elétrica.

O estado de São Paulo conta com 172 usinas sucroalcooleiras em operação (NOVA CANA, 2017), sendo o maior produtor de cana-de-açúcar no país, respondendo por cerca de 60% da produção nacional de cana, açúcar e álcool (União das Indústrias de Cana-de-Açúcar - UNICA, 2017a). Integrado aos equipamentos de processamento da cana para a produção de açúcar e etanol estão os equipamentos do sistema de cogeração, termo usado para identificar que a energia química do combustível é convertida em diferentes formas de energia útil. Em termoelétricas, são aproveitadas tanto a energia térmica, na forma de calor usado nos processos produtivos, quanto a energia elétrica, através da potência eletromecânica produzidas em turbinas a vapor.

A energia elétrica era tradicionalmente usada para a autossuficiência das usinas sucroalcooleiras. No entanto, com a regulamentação e qualificação de usinas cogeradoras de energia, principalmente através da Resolução Normativa N° 235 da Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL (ANEEL, 2006), as usinas termelétricas passaram a ter benefícios quando passaram a exportar o excedente de energia para distribuidores de energia locais. A Resolução incentiva o uso de combustíveis renováveis e maior utilização de energia térmica, priorizando centrais de menor escala. Os sistemas de cogeração nessas usinas são então uma solução interna, aumentando o rendimento global do sistema de potência e trazendo economia e lucro quanto a exportação da energia elétrica, e externa, sendo mais uma maneira sustentável de geração de energia em um cenário de descentralização.

Na busca da otimização desses sistemas, faz-se necessário o conhecimento e aplicação de tecnologias que são baseadas, dentre outras ciências, em princípios termodinâmicos. A termodinâmica é tida como a ciência da energia, com foco nos seus processos de conversão e armazenamento, estudando as relações entre calor trocado e movimento realizado em um sistema e no meio exterior durante um processo físico (ÇENGEL; BOLES, 2013; BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

A 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica tratam, respectivamente, da conservação da energia e das irreversibilidades nos processos ocorridos nos sistemas estudados. O estudo de 1ª Lei é baseado nos princípios de conservação de massa e energia, e é usado para a determinação do potencial de geração de energia elétrica de uma usina, porém seu escopo não contabiliza as perdas na forma de irreversibilidades existentes nos processos. Assim, é necessário o estudo

de 2ª Lei para qualificar as transformações de energia e validar a energia útil que é realmente entregue para a conversão de energia desejada (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

A esse conceito de disponibilidade de energia útil dá-se o nome de exergia. Apesar de não ser familiar a muitos como o conceito de energia, ambos possuem as mesmas unidades (kW ou kJ/kg, no caso de serem abordadas como propriedades específicas) e são conceitos complementares entre si. Em Moran et al. (2013), a exergia é definida como o valor máximo de trabalho teórico que pode ser desenvolvido devido a diferença de potencial de sistema e um ambiente de referência até que o equilíbrio entre eles seja atingido.

No caso dos sistemas de cogeração em usinas sucroalcooleiras, por exemplo, a energia química contida no bagaço de cana-de-açúcar usado como combustível é convertida em energia térmica através de sua combustão. Entretanto, apesar de parte do calor ser absorvido pela água e vapor gerado na caldeira como é desejado, parte da energia térmica é perdida para o ambiente, tanto nos gases de escape da combustão quanto na troca térmica nas paredes desse equipamento.

Nesse contexto, procura-se através deste trabalho exemplificar como a análise exergética, em complemento à análise energética, auxilia no processo de identificação de irreversibilidades e possíveis melhorias nos sistemas de cogeração usados nas usinas sucroalcooleiras do Brasil.

## 1.1 OBJETIVO

Neste trabalho o objetivo é realizar uma análise comparativa entre dois sistemas de cogeração usados em usinas de cana-de-açúcar através de princípios da análise energética e exergética fazendo uso de um algoritmo de cálculos desenvolvido para a determinação e a avaliação dos parâmetros estudados.

Os objetivos específicos buscados neste trabalho são:

- I. Propor duas configurações simplificadas de sistemas de cogeração para usinas sucroalcooleiras;
- II. Determinar a geração de energia e as taxas de destruição de exergia nos equipamentos e processos dos sistemas propostos;

- III. Validar as modificações feitas no sistema do caso 2 para melhoria de parâmetros de eficiência energética e exergética em relação ao caso 1.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PRODUÇÃO DE CANA-DE-AÇÚCAR NO BRASIL

A cana-de-açúcar inegavelmente é um os produtos agrícolas que mais contribuiu para o desenvolvimento do Brasil ao longo de sua história. A economia brasileira nos séculos sob o domínio do império português foi fortemente baseada no açúcar, no café e na mineração. Atualmente, o etanol da cana-de-açúcar brasileiro é um biocombustível de tecnologia madura presente em países de todo o mundo. A história explica o que levou o Brasil a ser um dos líderes mundiais na exportação dos produtos da cana-de-açúcar já no século XVI.

Machado (2003) apresenta uma descrição detalhada dos acontecimentos históricos que levaram a cana-de-açúcar ao patamar de destaque na economia brasileira. Os episódios mais importantes são descritos nos próximos parágrafos.

O início do plantio ocorreu na primeira metade do século XVI, com sucesso no cultivo nas Capitanias de São Vicente, Pernambuco e Bahia, que passaram a instalar cidades e se desenvolver devido ao produto, e a exportação de açúcar atingiu liderança mundial no final do século. Entretanto, a produção do açúcar entrou em declínio ao final do século XVII, com a descoberta do ouro em Minas Gerais e o aumento da competição com a elevada produção no Caribe. Ao final do século XIX, a produção de açúcar foi novamente incentivada devido às novas tecnologias que surgiram na Europa para a produção de açúcar a partir da beterraba, colocando o Brasil mais uma vez como um dos líderes mundiais devido à queda da produção europeia, resultado da 1ª Guerra Mundial.

As variações de preço do açúcar durante a primeira metade do século XX e a evolução das tecnologias para a produção de álcool combustível levaram as indústrias a investirem na produção de etanol em paralelo ao açúcar. Ocorre a criação do Programa Nacional do Álcool (Proálcool), em 1975, o que incentivou ainda mais o cultivo de cana-de-açúcar, que se expandiu para outros estados, embora a concentração da produção esteja em São Paulo. Apesar das quedas de preços em seus produtos devido à superprodução nas últimas duas décadas do século XX, a cana-de-açúcar consolidou-se como fonte de energia renovável, tanto devido a produção de etanol quanto na geração de eletricidade.

Atualmente, o Brasil é o maior produtor mundial de cana-de-açúcar, com mais de 632 milhões de toneladas processadas por ano, produz 20% de todo o açúcar mundial (com 40% das exportações totais) e só fica atrás dos Estados Unidos na produção de etanol, com mais de

28 bilhões de litros produzidos na safra 2014/2015 (vale lembrar que a matéria-prima do etanol estadunidense é o milho). A exportação dos produtos da cana-de-açúcar representa 5,2% do total nacional (UNICA, 2017b; BRADESCO, 2017).

O estado de São Paulo tem destaque nas atividades sucroalcooleiras em todo o país. Na safra 2016/2017, a quantidade de cana-de-açúcar processada foi de quase 366 milhões de toneladas, pouco mais 56 % do total nacional (UNICA, 2017a). Segundo relatório da Companhia Nacional de Abastecimento – Conab (CONAB, 2011), as razões para essa hegemonia são diversas, desde sua geografia privilegiada, com solos de alta qualidade e chuva em volume e regularidade adequados, até o elevado nível de conhecimento científico e tecnológico desenvolvido devido a tradição e gestão das atividades sucroalcooleiras durante a história do produto no Brasil.

O sucesso no processamento da cana-de-açúcar apresenta também um fator que só agora tem se tornado evidente: a autoprodução de energia elétrica. As tecnologias de cogeração permitem que as usinas sucroalcooleiras usem o resíduo do processamento da cana, o bagaço, como combustível para um ciclo de potência que supre em parte ou em todo as necessidades da usina. Além disso, outro resíduo, a vinhaça, gerada na durante a produção do etanol, é usada como fertilizante no plantio. O ciclo da cana-de-açúcar permite que ela se torne seu próprio insumo, seja na forma de fertilizante ou na geração de energia térmica e elétrica usada para seu processamento.

## 2.2 UTILIZAÇÃO DA BIOMASSA PARA PRODUÇÃO DE ENERGIA

Um dos desafios atuais na produção sustentável de energia está em desenvolver alternativas ao uso de combustíveis fósseis (carvão mineral, petróleo, gás natural e seus derivados), que além de esgotáveis, são caracterizados pela liberação de grandes quantidades de CO<sub>2</sub> e outros gases agravadores do efeito estufa e do aquecimento global. Entretanto, apenas coibir o uso desses combustíveis em curto ou longo prazo não é o suficiente, pois as tecnologias baseadas em fontes renováveis atualmente não são eficientes o bastante para suprir sozinhas a demanda de energia que garante o bem-estar social da humanidade.

Uma das alternativas é o uso de biomassa como combustível para geração termelétrica de energia. Denomina-se biomassa qualquer matéria orgânica que possa ser transformada em energia térmica, elétrica ou mecânica, tendo origem florestal, agrícola e em rejeitos urbanos e

industriais (ANEEL, 2008). O potencial energético da biomassa depende tanto da matéria prima em questão quanto da tecnologia empregada para sua conversão.

Uma característica importante da biomassa é a neutralidade nas emissões de carbono devido à sua combustão. Apesar das emissões decorrentes do uso da biomassa em processos industriais, na produção de energia elétrica e como combustível para transporte, durante o processo de fotossíntese, as plantas absorvem o CO<sub>2</sub> presente na atmosfera e usando água e luz o convertem em tecido orgânico, também chamado de biomassa (SAIDUR et al., 2011). Assim, ao garantir um equilíbrio entre o quanto de biomassa é consumida e o quanto é regenerada, um ciclo com emissão neutra torna a biomassa uma alternativa ambientalmente sustentável.

Cortez, Lora e Gómez (2008) afirmam que a biomassa foi a fonte de energia mais utilizada até há pouco mais de 100 anos, principalmente por conta da queima de lenha para a geração de energia térmica. Foi após o aumento do uso do carvão mineral durante o século XIX e do domínio do petróleo e gás durante o século XX, que essa fonte deixou de ser opção, em parte, devido ao baixo poder calorífico comparado com os outros combustíveis. Os autores afirmam ainda que, dentre as fontes renováveis de energia, apenas o uso da biomassa apresenta tecnologias maduras que permitem o seu uso tanto na produção de energia elétrica quanto no setor de transportes, sendo mais um motivo para o aumento de seu uso, além do fator ambiental.

Em 2016, a capacidade instalada global de geração de energia elétrica a partir de biomassa chegou a 110 GW, representando 2 % da produção global de eletricidade e com taxa anual de crescimento médio de 6,5 % desde 2010 (International Energy Agency - IEA, 2017). Entretanto, as tendências atuais indicam que esse crescimento se concentra nos mercados existentes, não ocorrendo uma expansão significativa para novos países, embora a disponibilidade de biomassa em muitos deles. Apenas 26 países concentram 90 % de toda a capacidade.

Europa e América do Norte concentram a maior parte da capacidade mundial instalada devido à vanguarda técnica e científica no desenvolvimento de tecnologias para o aproveitamento da biomassa (IRENA, 2012). Além disso, a principal tecnologia para o aproveitamento de biomassa é a sua combustão em sistemas de cogeração, que também geram calor para aquecimento industrial e residencial nos países mais frios desses continentes.

## 2.3 COGERAÇÃO APLICADA NA INDÚSTRIA SUCROALCOOLEIRA

A cogeração é caracterizada pela produção de mais de uma forma de energia útil a partir de uma mesma fonte primária, como a conversão de energia química de um combustível em energia eletromecânica e térmica (BALESTIERI, 2002). Através da cogeração, é possível aumentar a eficiência global de um ciclo térmico melhorando o aproveitamento de uma parcela de energia que seria inevitavelmente rejeitada de acordo com a 2ª Lei da Termodinâmica. Isso significa que é feito melhor uso dos recursos, garantindo que as necessidades de um processo sejam atendidas com menos transformação de energia primária.

A tecnologia das centrais de cogeração foi desenvolvida com o objetivo de garantir que as demandas térmica e elétrica de um processo possam ser primariamente atendidas pela própria central cogeneradora, ou seja, levando a autossuficiência. Entretanto, a confiabilidade de geração térmica e elétrica deve ser garantida de outras formas, como o uso de caldeiras auxiliares para a geração independente de calor para o processo e compra de energia elétrica com a concessionária local. Além disso, a central cogeneradora tem ainda a possibilidade de vender o excedente de energia elétrica produzido.

Apesar da cogeração no setor sucroalcooleiro ser usada desde o final do século XX, a regulamentação e qualificação de cogeneradores de energia através Resolução Normativa Nº 235 da ANEEL (ANEEL, 2006), é recente, datada de 14 de novembro de 2006. A geração de eletricidade não se limita a autossuficiência da usina, sendo que agora o excesso na geração pode ser vendido para a concessionária de energia local.

A literatura apresenta diversos trabalhos com o tópico. Em geral, são trabalhos que realizam estudos termodinâmicos, econômicos e ambientais de usinas reais, indicando quais os ciclos e equipamentos são utilizados na prática. A seguir são apresentados alguns desses trabalhos.

Fiomari (2004) estudou a expansão do sistema de cogeração de uma usina real ao longo de cinco anos, fazendo as modificações previstas em seu projeto de configuração e análises energética e exergéticas de equipamentos e das plantas. O equipamento que mais demandou estudos foi uma turbina de condensação e múltiplos estágios que produz uma alta potência. A possibilidade de modificar as vazões em cada extração e no condensador levou o autor a analisar o efeito da taxa de condensação sobre a geração de potência e no rendimento. Os resultados mostraram que os rendimentos de 1ª e 2ª Leis são bastante sensíveis à variação da

taxa de condensação, sofrendo uma queda com o aumento da taxa, comportamento análogo à geração de potência, que tem aumento diretamente proporcional à mesma taxa.

Rodrigues (2005) realizou um estudo comparativo do balanço energético de quatro diferentes modelos de configurações de sistemas cogeneradores partindo de uma base de cálculo da moagem de uma tonelada de cana-de-açúcar. A cada configuração, são apontadas evoluções tecnológicas adotadas ao longo dos anos. No primeiro caso, são usadas uma caldeira de baixa pressão e eficiência térmica e turbinas de simples estágios. No segundo, uma caldeira de alta pressão e uma turbina de múltiplos estágios. Depois, é adotado que os acionamentos mecânicos dos equipamentos de preparo são substituídos por acionamentos elétricos. Por último, o consumo de vapor de processo é reduzido, simulando que melhorias no aproveitamento da energia térmica foram adotadas. Os resultados apontam que a cada evolução tecnológica o rendimento térmico do ciclo melhora e há mais disponibilidade de energia para comercialização.

Zanetti e Oliveira Júnior (2006) avaliaram a capacidade e os custos relacionados à utilização de gás natural para realização de “*co-firing*” (queima simultânea de biomassa e um combustível fóssil) junto ao bagaço nas usinas sucroalcooleiras. A premissa da existência de gás canalizado vindo da Bolívia atravessando a região de maior concentração das usinas no estado de São Paulo levou os autores a proporem um ciclo combinado, isto é, ciclos de potência a gás e a vapor juntos em uma mesma configuração, a ser utilizado principalmente nas entressafras para garantir a geração de energia elétrica. Os resultados mostraram que além de aumentar a capacidade de produção de energia elétrica, o uso de gás natural em usinas sucroalcooleiras diminuiria o custo de sua produção, sendo uma alternativa de investimentos do setor.

Queiróz e Paschoareli Júnior (2008) utilizaram o caso real de uma usina para ilustrar as melhorias técnicas necessárias para que a geração de energia seja aumentada e possibilite a comercialização do excedente para a concessionária de energia. Os autores apontam que o uso de caldeiras de alta pressão, turbinas de múltiplos estágios e a eletrificação de equipamentos de preparo é essencial para que, além de maior geração de energia, o consumo interno seja minimizado.

Pellegrini (2009) analisou os impactos da otimização do sistema de cogeração de usinas sucroalcooleiras nos processos de produção de açúcar e etanol. O autor considerou os sistemas mais comuns na indústria, com acionamento mecânico dos equipamentos através de turbinas de contrapressão ou que utilizem turbinas de extrações e condensação para maior

geração de potência. Em complemento, o autor considerou ainda sistemas avançados, como os supercríticos (temperatura e pressão acima do ponto crítico da água, onde não há região de saturação entre líquido comprimido e vapor superaquecido) e de gaseificação de biomassa integrada a ciclos combinados. Os resultados mostraram que sistemas de cogeração mais avançados aumentam a geração de energia por tonelada de cana processada e que dada a produção de cana e padrões de consumo atuais, poderiam gerar até 25 % da demanda de energia elétrica no Brasil.

Dantas (2010) fez o uso das análises energética, exergética e ambiental para avaliar o desempenho de duas usinas reais localizadas no interior de São Paulo. As configurações das usinas são bastante diferentes. A primeira possui apenas duas caldeiras, sendo uma delas de alta pressão e temperatura, enquanto a segunda possui cinco caldeiras, todas de baixa pressão e temperatura. Os resultados de rendimento apontaram que, apesar de possuir menos caldeiras, a primeira configuração apresenta rendimentos térmicos de 1ª e 2ª Leis maiores que a segunda. Já os resultados ambientais indicam que quanto melhor o rendimento, menor é a poluição ambiental causada pela usina.

Santos (2012) apresentou uma metodologia para o dimensionamento de uma usina sucroalcooleira, avaliando a disponibilidade de biomassa, o potencial de geração de vapor, a seleção das turbinas, o levantamento do consumo de energia elétrica e seu potencial de comercialização. O autor avaliou ainda medidas correntes que são tomadas na busca de maior geração de energia elétrica, como a eletrificação dos acionamentos mecânicos dos equipamentos de preparo, a utilização de caldeiras de alta temperatura e pressão, a redução do consumo específico de vapor nos processos de produção de açúcar e etanol e o aproveitamento da palha como combustível junto ao bagaço. Dentre os resultados, o que mais chama a atenção é justamente o potencial uso da palha como combustível, que embora apresente uma disponibilidade menor, tem valor de poder calorífico inferior maior que o do bagaço, representando ganhos na geração de vapor.

Arruda Filho (2014) focou nas análises energética e exergética de uma caldeira convencional usada nas usinas sucroalcooleiras. O autor obteve os dados do manual da caldeira estudada e traçou sub-volumes de controle para a câmara de combustão, o economizador, o evaporador e o superaquecedor da caldeira, além dos pré-aquecedores de ar. A combustão provou ser a maior fonte de irreversibilidades do sistema. Todos os trocadores de calor tiveram eficiências energética e exergética próximas a 90 % e 55 %, respectivamente.

Santos (2014) realizou a análise energética e exergética de quatro casos aplicados a uma usina em Maringá/PR, além da análise econômica de novos investimentos planejados pela empresa. O caso 1 representou a situação atual do sistema da usina. O caso 2 simula o sistema com uso de uma turbina de maior potência já adquirida. Para o caso 3 será adicionada uma nova caldeira, de alta pressão e temperatura, e uma turbina de extrações e condensação. Por fim, o caso 4 utiliza ainda uma turbina de contrapressão e as caldeiras são dedicadas ou a geração de energia elétrica ou de vapor. O estudo mostrou que a modernização da usina não é sempre viável, porém a criação de uma nova termelétrica, seguindo o sistema sugerido para o caso 4 é uma opção para a empresa.

Burin et al. (2016) avaliaram o aproveitamento de energia solar integrado aos sistemas de cogeração de energia de uma usina em Campo Grande/MS. Nos diferentes cenários de hibridização, a energia solar foi considerada no pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, na geração de vapor saturado e no superaquecimento do vapor. Painéis planos de aquecimento e calha parabólicas foram as tecnologias usadas para os primeiros casos, enquanto uma torre de aquecimento solar foi usada para o terceiro. Dentre os casos, o último obteve o maior destaque, com as modificações necessárias não influenciando no funcionamento normal das caldeiras instaladas e apresentando grande contribuição na geração de energia elétrica, além de poder ser utilizado isoladamente durante o período entressafras.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS

Para a realização das análises energética e exergética propostas, foi preciso compreender os fundamentos termodinâmicos relacionados da 1ª e da 2ª Lei. Ambas são analisadas através do balanço de massa e da propriedade correspondente, respectivamente, energia e exergia. A 1ª Lei é uma expressão do princípio de conservação de energia e relaciona o trabalho e a transferência de calor de um sistema. A análise energética viabiliza a quantificação da energia trocada através do balanço de energia.

Entretanto, o estudo de 1ª Lei é limitado, e não faz considerações das irreversibilidades presentes na realidade de todos os processos termodinâmicos, que são estudadas através da 2ª Lei. A análise exergética permite a contabilização das irreversibilidades por meio do balanço de exergia.

A exergia pode ser enxergada como a energia útil disponível durante um processo termodinâmico, uma vez que é impossível eliminar por completo as irreversibilidades. Assim, a exergia qualifica as conversões de energia envolvidas no processo, quantificando o máximo de energia capaz de ser trocada sem violar nenhuma das Leis Termodinâmicas. Diferentemente da energia, a exergia não é conservada. Como consequência das irreversibilidades internas um processo real ocorre sempre na direção da diminuição da disponibilidade de energia. Diz-se então que a exergia é destruída.

Para a avaliação do potencial exergético de um sistema, é preciso comparar seu estado termodinâmico a um estado de referência padrão do ambiente, conhecido como estado morto restrito. Quanto maior é a diferença entre esses estados, maior é a exergia e maior é a disponibilidade da energia no sistema. Devido sua estabilidade, a composição química da atmosfera é adotada como estado padrão, que apresenta ainda  $T_0 = 25\text{ °C} = 298,15\text{ K}$  e  $P_0 = 1\text{ atm} = 101,325\text{ kPa}$  (SZARGUT, 2005).

A exergia é dada através de quatro componentes: cinética, potencial, física e química. É possível determinar a exergia do fluxo de uma substância conhecendo-se os parâmetros instantâneos necessários para os cálculos de cada componente e seus valores encontrados no ambiente em estado morto. Nesse trabalho, a exergia cinética e a potencial foram consideradas desprezíveis quando comparadas às duas últimas componentes.

### 3.1.1 Balanços de massa, energia e exergia

A análise de um volume de controle é adequada para situações em que estão envolvidos fluxos de substâncias. Esse tipo de abordagem implica na delimitação de uma superfície de controle que contém o volume em estudo. A análise dos fluxos que cruzam a fronteira dessa superfície permite determinar as taxas de variação no tempo de massa, energia e exergia dentro do volume de controle, na forma

$$\text{Taxa de variação} = + \text{entradas} - \text{saídas}$$

Entretanto, nesse trabalho foi feita a consideração de regimes permanentes de trabalho, ou seja, a taxa de variação no tempo dos fluxos estudados dentro do volume de controle é igual a zero.

O balanço de massa dentro de um volume de controle é dado pela Equação (1), que em regime permanente pode ser reescrita na forma da Equação (2).

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (2)$$

O balanço de energia, forma matemática da 1ª Lei, é expresso em sua forma completa pela Equação (3) e de forma simplificada, após as considerações de regime permanente e variações de energia cinética e potencial desprezíveis, pela Equação (4).

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (4)$$

Para analisar o balanço de exergia, é preciso definir a propriedade exergia específica, que nada mais é do que a as componentes da exergia em função da massa de substância. Lembrando que nesse trabalho apenas as componentes física e química da exergia são consideradas, pois as componentes cinética e potencial são consideradas desprezíveis. De

maneira generalizada, a exergia específica de um fluxo pode então ser calculada através da Equação (5).

$$ex = ex^f + ex^q \quad (5)$$

A componente de exergia física é obtida pela diferença de temperatura e pressão em relação ao ambiente, e pode ser calculada em função das propriedades entalpia e entropia, de acordo com a Equação (6).

$$ex^f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

A componente de exergia química expressa o conteúdo exergético de uma substância resultado da diferença de concentração dessa substância nas condições de análise em relação à comumente encontrada no ambiente (SZARGUT, 2005). Seu cálculo é diferente para cada substância. Neste trabalho, os três principais fluxos de substância são o de água líquida e vapor, de combustível (bagaço) e de ar e gases produtos de combustão. O fluxo de resíduos sólidos da combustão, as cinzas, não foi considerado.

De forma simplificada e sem apresentar deduções pertinentes, a exergia química dos fluxos de água líquida e vapor nos sistemas estudados é obtida através da Equação (7), dada em Szargut, Morris e Steward (1988),

$$ex_{a,v}^q = RT_0 \ln \left( \frac{1}{\phi_0} \right) \quad (7)$$

sendo  $R = 8,31 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$  e  $\phi_0 = 70 \%$ .

Logo, a exergia específica de cada um dos fluxos de água líquida ou vapor foi calculada usando a Equação (8), que considera a conversão das unidades de exergia química de  $\text{kJ/kmol}$  para  $\text{kJ/kg}$ .

$$ex_{a,v} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{RT_0}{MM_{H_2O}} \ln\left(\frac{1}{\Phi_0}\right) \quad (8)$$

A determinação da exergia específica de combustíveis relaciona seus parâmetros em base seca com os parâmetros da umidade presente. Primeiro, calcula-se a taxa  $\beta$  de exergia química de um combustível sólido ou líquido por seu poder calorífico inferior (PCI), e que também é função das frações mássicas dos elementos de sua composição em base seca. Kotas (1995) apresenta duas equações para o cálculo da taxa  $\beta$  para combustíveis sólidos válidas para base seca, sendo uma delas específica para a madeira. Embora diversos trabalhos estudados (FIOMARI, 2004; DANTAS 2010; SANTOS, 2014) considerem uma equação similar disponível em Szargut (2005), neste trabalho considerou-se a equação de Kotas (1995) para madeira no cálculo da taxa  $\beta$  para o bagaço devido à proximidade em suas composições químicas, que é reproduzida na Equação (9).

$$\beta = \frac{1,0438 + 0,1882 \frac{Z_{H_2}}{Z_C} - 0,2509 \left( 1 + 0,7256 \frac{Z_{H_2}}{Z_C} \right) + 0,0383 \frac{Z_{N_2}}{Z_C}}{1 - 0,3035 \frac{Z_{O_2}}{Z_C}} \quad (9)$$

A obtenção do valor de exergia específica do combustível leva em conta os valores da taxa  $\beta$ , do PCI e da exergia química da umidade, de acordo com a Equação (10), apresentada tanto em Kotas (1995) quanto Szargut (2005),

$$ex_{bag} = \beta (PCI_{bag} + L_{vap} Z_a) + ex_a^q Z_a \quad (10)$$

sendo  $L_{vap} = 2440 \text{ kJ/kg}$ .

O ar seco atmosférico, comumente utilizado nas análises de Engenharia como uma simplificação do estado termodinâmico do ar em qualquer região do planeta, apresenta tanto exergia física quanto exergia química iguais a zero, pois suas condições de temperatura, pressão e concentração química são iguais as consideradas para descrever o estado morto

restrito, ou seja, não há potencial físico ou químico para a realização de trabalho. Assim, os fluxos de ar utilizado pelos sistemas analisados nesse trabalho não participam dos balanços de exergia realizados e não tiveram sua vazão calculada.

Sabe-se que a maior irreversibilidade de um ciclo de potência ocorre na combustão, quando a exergia específica do bagaço é parcialmente aproveitada na geração de vapor e parcialmente perdida na exaustão dos gases de combustão para a atmosfera. Entretanto, devido à complexidade no cálculo da exergia física e química dos gases de combustão e ao fato que esse dado seria utilizado apenas na obtenção da destruição de exergia na combustão, optou-se por atribuir a exergia específica dos gases como componente da exergia destruída na caldeira e não houve cálculo específico do seu valor e nem da vazão dos gases.

Após as estimativas dos fluxos de exergia específicas foi possível prosseguir com o balanço de exergia, uma das formas matemáticas de avaliar a 2ª Lei da Termodinâmica. A equação em sua forma completa é dada pela Equação (11), e de forma simplificada, após consideração de regime permanente, pela Equação (12).

$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = \sum_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left( \dot{W}_{vc} - P_0 \frac{dv_{vc}}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{Ex}_d \quad (11)$$

$$\sum_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{Ex}_d = 0 \quad (12)$$

O termo  $\dot{Ex}_d$  quantifica as irreversibilidades presentes no processo, ou seja, a destruição de exergia que ocorre no volume de controle.

### 3.1.2 Eficiências Termodinâmicas

Um equipamento apresenta diferentes eficiências energética e exergética. Nos ciclos de potência a vapor, típicos das usinas sucroalcooleiras, tem se interesse em determinar as eficiências das caldeiras e das turbinas que serão usadas, além das eficiências globais de cogeração. As equações dessa sessão são retiradas de Santos (2014). As eficiências são dadas em porcentagem.

Para as caldeiras, as eficiências são calculadas com base em informações do combustível e das vazões de água que entra e vapor que sai da caldeira. A Equação (13) é usada para o cálculo da eficiência de energética da caldeira, enquanto a Equação (14) é usada para o cálculo da eficiência exergética.

$$\eta_{I}^{caldeira} = \frac{\dot{m}_v(h_v - h_a)}{\dot{m}_c PCI_c} \times 100 \quad (13)$$

$$\eta_{II}^{caldeira} = \frac{\dot{m}_v(ex_v - ex_a)}{\dot{m}_c ex_c} \times 100 \quad (14)$$

Para o cálculo das eficiências energéticas das turbinas é preciso conhecer as vazões de massa de vapor que entram e saem das turbinas, a potência real gerada e a potência isentrópica da turbina, que leva em conta seu uso em um processo de expansão isentrópico hipotético. Para a eficiência exergéticas, o último dado é substituído pela diferença de exergia entre os fluxos de entrada e saída de vapor. É preciso levar em conta cada uma das saídas de vapor caso a turbina possua extrações intermediárias. A Equação (15) e a Equação (16) são usadas, respectivamente, para o cálculo da eficiência energética e exergética da turbina.

$$\eta_{I}^{turbina} = \frac{\dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s}{(\dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s^{iso})} \times 100 \quad (15)$$

$$\eta_{II}^{turbina} = \frac{\dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s}{(\dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s)} \times 100 \quad (16)$$

As eficiências energética e exergética globais dos ciclos de cogeração usados nas usinas são calculadas, respectivamente, através da Equação (17) e da Equação (18),

$$\eta_{I}^{global} = \frac{\dot{W}_{total} + \dot{Q}_{proc}}{\dot{m}_c PCI_c} \times 100 \quad (17)$$

$$\eta_{II}^{global} = \frac{\dot{W}_{total} + \dot{E}x_{Qproc}}{\dot{m}_c ex_c} \times 100 \quad (18)$$

Para a comparação de como a cogeração influencia na eficiência global de um ciclo, foi calculada a eficiência térmica do ciclo, que não considera a taxa de calor transferido no processo de cogeração, apenas as potências geradas. A eficiência térmica é calculada através da Equação (19).

$$\eta_{I}^{térmica} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{m}_c PCI_c} \times 100 \quad (19)$$

### 3.2 SISTEMAS ANALISADOS

Nesse trabalho foram considerados dois ciclos a vapor tipicamente usados nas usinas sucroalcooleiras, baseados no uso de caldeiras convencionais e turbinas a vapor de contrapressão e condensação. As diferenças entre eles são as melhorias tecnológicas que o segundo caso adota em relação ao primeiro.

Ressalta-se que os ciclos estudados são uma representação da realidade convenientemente simplificada para o desenvolvimento desse trabalho, baseados em sistemas reais do estado de São Paulo listadas no livro “Usinas Termelétricas de pequeno porte no estado de São Paulo” (COMISSÃO DE SERVIÇOS PÚBLICOS DE ENERGIA, 2004). Os sistemas reais são descritos juntos às simplificações de cada caso.

Três considerações são comuns aos dois casos e são convenientemente descritas a seguir. A primeira consideração é que a troca de calor dos fluxos com o ambiente nas tubulações do sistema foi considerada nula, portanto não há diferença na temperatura do fluxo que sai de um equipamento e entra no seguinte. Também não ocorre o aumento de temperatura na água durante o bombeamento. A segunda consideração é que não é necessário o uso de água de reposição (*feedwater*) no sistema, uma vez que o uso do vapor é apenas para

troca térmica durante a evaporação do caldo. O vapor usado para a destilação do álcool vem da própria evaporação do caldo.

A terceira consideração foi relativa a paridade a ser adotada nos sistemas. Embora a Paridade Térmica, que visa atender as demandas térmicas dos processos nos sistemas de cogeração, seja a usada no Brasil devido a indisponibilidade do comércio de vapor para aquecimento (BALESTIERI, 2002), foi usada a Paridade Elétrica neste trabalho. A Paridade Elétrica busca atender as demandas de energia elétrica dentro de um sistema de cogeração através do projeto de equipamentos que garantam a autossuficiência da usina em condições normais de trabalho e permitam a venda do excedente produzido para empresas distribuidoras.

Os motivos para essa escolha foram os objetivos desse trabalho, no escopo de avaliar a possibilidade de venda de energia elétrica de cada caso devido as melhorias feitas, e as simplificações feitas quanto as necessidades térmicas dos processos em uma usina sucroalcooleira, que podem ser complexas de acordo com a configuração de equipamentos adotados na produção de açúcar e etanol. Assim, a potência térmica requerida no processo de evaporação do caldo foi um parâmetro em aberto no caso 1 e seu resultado foi usado para o caso 2 a fim de manter os mesmos referenciais para a análise da geração e de energia elétrica.

Uma caldeira é caracterizada por suas pressões e temperaturas de entrada de água e saída de vapor e por sua produtividade. Este último parâmetro relaciona a produção de vapor com o consumo de combustível de acordo com a Equação (20), resultado do rearranjo da Equação (13).

$$\text{produtividade} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_c} = \frac{\eta_{\text{caldeira}} \text{PCI}_c}{(h_v - h_a)} \quad (20)$$

A pressão da água de alimentação da caldeira leva em conta a perda de carga em cada um dos componentes internos da caldeira (economizadores, evaporadores e superaquecedores), de modo a garantir que o vapor gerado esteja na condição de pressão determinada no projeto desse equipamento. O valor da pressão de água é obtido através da Equação (21), disponível em Bejan, Tsatsaronis e Moran (1995),

$$P_a = \frac{P_v}{(1 - \Phi_{eco})^a (1 - \Phi_{eva})^b (1 - \Phi_{sup})^c} \quad (21)$$

sendo os coeficientes a, b e c a respectiva quantidade de economizadores, evaporadores e superaquecedores. Para ambos os casos, foi considerado que a caldeira possui apenas um componente de cada equipamento e que a perda de carga percentual em cada um é de 5 %. Portanto, a pressão da água de alimentação pode ser calculada através da Equação (22).

$$P_a = \frac{P_v}{0,95^3} \quad (22)$$

Na modelagem das turbinas fixou-se o consumo específico de vapor como seu parâmetro representativo, em preferência ao uso de suas potências nominais ou eficiências. A razão para isso é que o consumo específico não depende da vazão de vapor na turbina, o que não acontece com os outros parâmetros, e depende apenas da queda entálpica na turbina, ou seja, das condições de temperatura e pressão do vapor na entrada e na saída da turbina. Além disso, houve a tentativa de manter as condições termodinâmicas reais para esse equipamento, porém sem fazer uso de dados nominais de potência e eficiência de modelos reais disponíveis no mercado ou instalados em outras usinas.

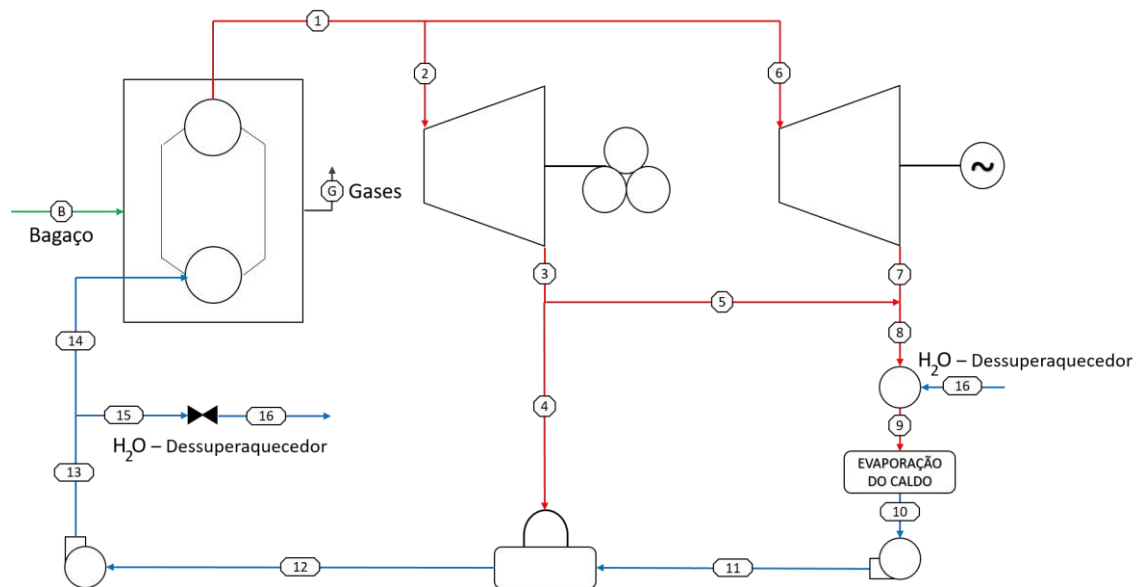
É possível representar o consumo específico de vapor de uma turbina com extrações tanto considerando um volume de controle para a turbina inteira quanto para um volume de controle individualmente para cada uma de suas extrações. A diferença está entre analisar o consumo de vapor através de sua definição, uma razão entre a vazão de vapor na entrada da turbina e a potência gerada, ou através das diferentes quedas entálpicas em cada saída, respectivamente primeiro e segundo casos. Não é possível obter um valor de consumo específico de vapor para a turbina apenas através das entalpias de entrada e saída, pois esse cálculo não considera a distribuição de vazão em cada extração e na sua saída final.

### 3.2.1 Caso 1

O sistema de cogeração do caso 1 deste estudo é baseado em uma instalação com equipamentos de baixa eficiência termodinâmica, característico de usinas sucroalcooleiras

autossuficientes e que não visam a comercialização do excedente de energia elétrica gerada. O sistema completo do ciclo 1 é representado na Figura 1.

Figura 1 – Caso 1 – Caldeira de baixa eficiência, turbinas de simples estágios e acionamento mecânico de equipamentos



Fonte: Produção do próprio autor

As considerações feitas e os parâmetros usados para definição do sistema e dos equipamentos desse caso são baseadas no estudo de Fiomari (2004). É usada uma caldeira que gera vapor a baixa pressão ( $p_1 = 21 \text{ kgf/cm}^2 = 2,06 \text{ MPa}$ ) e baixa temperatura ( $T_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ), condição de entrada das turbinas. A temperatura da água na entrada da caldeira foi fixada em  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  e a produtividade da caldeira em  $1,95 \text{ kg}_v/\text{kg}_b$ .

São usadas duas turbinas a vapor de contrapressão de simples estágio de mesmo consumo específico de vapor, fixado  $15,28 \text{ kg}_v/\text{kWh}$ , obtido de acordo com a temperatura e a pressão de saída das turbinas, fixadas em  $160 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $245 \text{ kPa}$ . A primeira é a principal, e é responsável pela geração de potência mecânica usada para o acionamento dos equipamentos de preparo da cana-de-açúcar (picador, desfibrilador e moendas), dos quais dependem a produtividade da usina. A segunda turbina é usada somente quando atendida a vazão de vapor necessária para que a primeira turbina entregue toda a potência mecânica, recebendo a vazão excedente gerada. Ela é conectada a um gerador de energia elétrica, que é usada para suprir outras necessidades da usina. Segundo Pellegrini (2009), o consumo de energia mecânica no

preparo e moagem de uma tonelada de cana é 15 kW, enquanto que o consumo de energia elétrica no restante dos processos da usina por tonelada processada pode ser adotado também em 15 kW, valores usados para o caso 1. Ou seja, são necessários 30 kW de energia eletromecânica para o processamento de uma tonelada de cana.

Uma pequena parte do vapor que sai das turbinas é direcionado para um desaerador. A maior parcela sofre dessuperaquecimento até a temperatura de 130 °C para ser usado no processo de evaporação do caldo extraído da cana, que posteriormente segue para processamento em açúcar e álcool, não considerado no escopo deste trabalho. A troca de calor permite a condensação, e a água líquida é bombeada até o desaerador. A água que sai do desaerador é bombeada tanto para a alimentação da caldeira quanto para o dessuperaquecedor, onde passa por uma válvula de redução de pressão antes de seu uso.

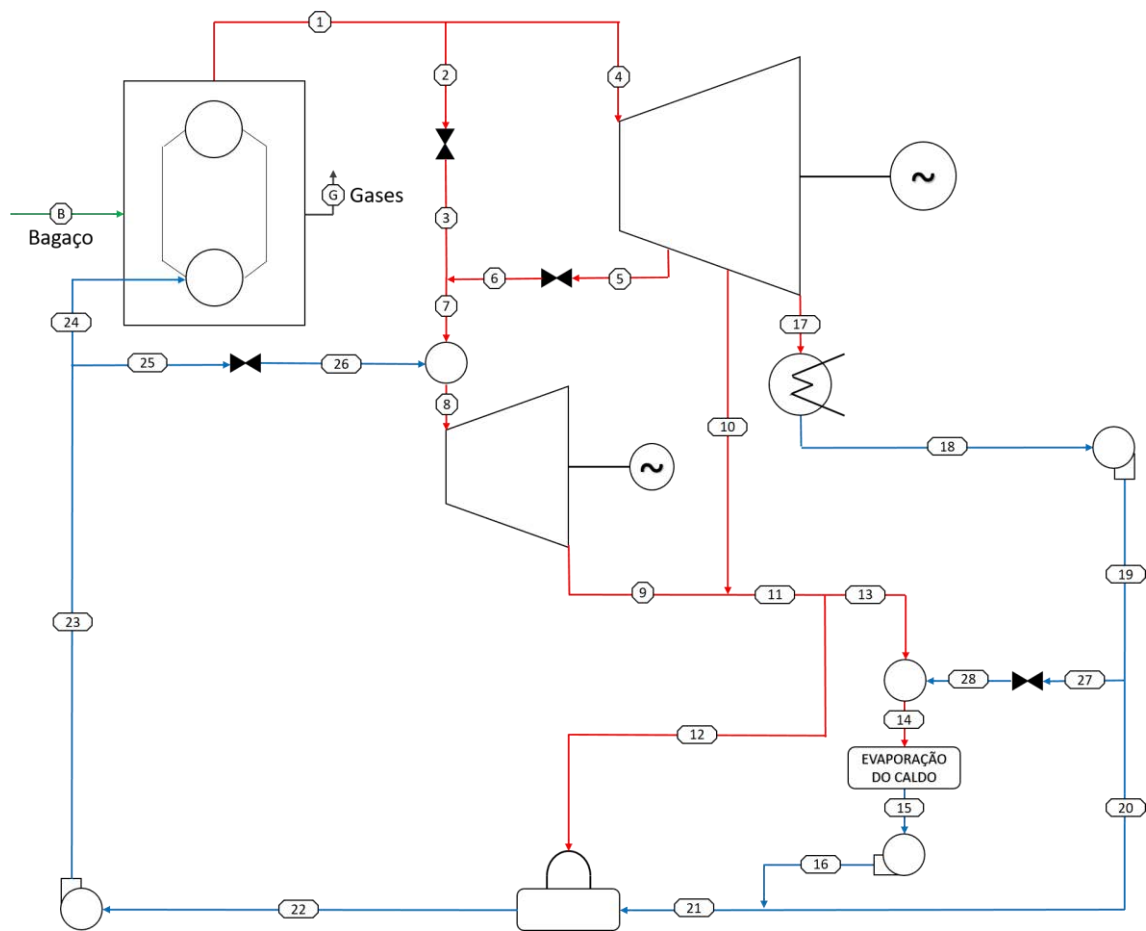
A diferença principal entre a simplificação do sistema desse caso e um sistema encontrado na realidade está no uso de apenas uma turbina para todos os acionamentos mecânicos dos equipamentos de preparação. Em sistemas reais, os equipamentos de preparação, isto é, picadores, desfibriladores e conjuntos de terno de moendas, são acionados individualmente por uma turbina própria.

### 3.2.2 Caso 2

O sistema do caso 2 é baseado em melhorias apontadas pela literatura (RODRIGUES, 2004; FIOMARI, 2004; QUEIRÓZ; PASCHOARELI JÚNIOR, 2008; SANTOS, 2012) para o aumento das eficiências de equipamentos e do ciclo e maior geração de energia elétrica. O sistema simplificado se aproxima de sistemas reais em usinas que visam a comercialização de energia elétrica, produzindo acima da autossuficiência. A principal mudança para o caso 1 é a substituição da turbina de acionamento mecânico por motores de acionamento elétrico dos equipamentos de preparo. A Figura 2 apresenta a configuração sistema estudado.

As considerações e os parâmetros usados para definição do sistema e dos equipamentos desse caso são descritas a seguir. É usada uma caldeira que gera vapor a alta pressão ( $p_1 = 65 \text{ kgf/cm}^2 = 6,37 \text{ MPa}$ ) e alta temperatura ( $T_1 = 500 \text{ °C}$ ). A temperatura da água na entrada da caldeira foi a mesma do caso 1 (105 °C) e a produtividade da caldeira é de 2,20 kg<sub>v</sub>/kg<sub>b</sub>.

Figura 2 – Caso 2 – Caldeira de alta eficiência, turbina de múltiplos estágios e acionamento elétrico de equipamentos



Fonte: Produção do próprio autor

São usadas duas turbinas a vapor. A turbina de contrapressão ligada ao gerador elétrico do caso 1 é mantida, porém em configuração diferente. A segunda é uma turbina de condensação com extrações de consumo específico 6,97 kg<sub>v</sub>/kWh também ligada a um gerador elétrico e considerada a principal do sistema, já que o vapor entra diretamente na condição de vapor vivo ( $T_1$  e  $p_1$ ) e tem preferência no uso do vapor, até que sua vazão de engolimento máxima, fixada em 14,50 kg/s, seja atingida. Individualmente, o valor de consumo específico de vapor para cada saída da turbina é de 14,48 kg<sub>v</sub>/kWh para a primeira extração, 9,40 kg<sub>v</sub>/kWh para a segunda e 10,70 kg<sub>v</sub>/kWh para a saída do condensador.

A configuração do sistema com duas turbinas permite o uso da primeira extração da turbina de condensação e extrações, reduzindo a vazão de vapor na condensação, o que diminui a potência gerada, mas aumenta a eficiência energética da turbina de múltiplos estágios, conforme afirmado por Fiomari (2004). Além disso, eleva a confiabilidade do

sistema e permite a geração de potência pela turbina de contrapressão, ao invés de apenas usar uma válvula redutora de pressão condição do vapor vivo para a do vapor de processo.

A primeira extração possui um registro onde é controlada sua vazão e onde a perda de carga localizada foi ignorada. O vapor que sai dessa extração se junta ao vapor gerado excedente, que sofre redução de pressão até 2,06 MPa por meio de válvulas; depois da junção, o vapor sofre redução de temperatura até 300 °C, para só então ser usado na turbina de contrapressão. O vapor que sai da segunda extração tem as mesmas condições do que sai da turbina de contrapressão (160 °C e 245 kPa) e, após sua junção, uma pequena parcela é mandada diretamente ao desaerador, e a maior parte é usada no processo de evaporação do caldo, onde se condensa e a água líquida é então bombeada para o desaerador.

Por fim, a vazão de vapor restante após as extrações sai da turbina com temperatura igual a 60 °C e pressão de 20 kPa, sendo mandado a um condensador. Após a condensação, a água é bombeada para o desaerador e para o dessuperaquecedor que diminui a temperatura do vapor de processo para 130 °C. A água que sai do desaerador é bombeada tanto para a alimentação da caldeira quanto para o dessuperaquecedor, que reduz a temperatura do vapor que entra na turbina de contrapressão.

Como dito anteriormente, os equipamentos de preparo e moagem são acionados por motores elétricos, alimentados pela própria potência gerada pelas turbinas. Para entregar a mesma potência mecânica que no caso 1 para esses processos, ou seja, 15 kW para cada tonelada de cana processada, e considerando a eficiência energética dos motores elétricos igual a 90 %, são consumidos 16,67 kW por tonelada. Mantendo o consumo de energia elétrica nos outros processos igual ao caso 1, obtêm-se que são necessários 31,67 kW de energia elétrica para cada tonelada de cana processada no sistema do caso 2.

### 3.3 PARÂMETROS DO COMBUSTÍVEL

O bagaço usado como combustível nos sistemas de cogeração de usinas sucroalcooleiras é um resíduo do próprio processo de extração do caldo da cana-de-açúcar. Definir a sua composição química e seu PCI é fundamental para que sejam feitas as análises energética e exergética propostas. Neste trabalho, foram adotados  $PCI = 7736 \text{ kJ/kg}$  e umidade de 50 % no bagaço, isto é,  $Z_a = 0,5$ , usados por Fiomari (2004) e Santos (2014). Diversos trabalhos realizaram a análise elementar do bagaço e chegaram a valores médios

próximos. A composição em base seca considerada é a realizada por Rocha et al. (2015), apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 – Análise elementar do bagaço de cana

| Elemento   | Fração Mássica |
|------------|----------------|
| Carbono    | 44,90 %        |
| Hidrogênio | 6,10 %         |
| Oxigênio   | 48,74 %        |
| Nitrogênio | 0,27 %         |

Fonte: Adaptado de Rocha et al. (2015)

Outro parâmetro importante é o quanto de bagaço pode ser produzido a partir da moagem de uma tonelada de cana-de-açúcar. Esse valor varia entre 250 kg a 280 kg de acordo com o teor de fibra da cana, segundo a literatura revisada. O valor adotado para esse trabalho foi de 250 kg de bagaço produzido para cada tonelada de cana moída, valor encontrado tanto por Dantas (2010) quanto por Santos (2012).

O último parâmetro definido, a base de cálculos, é o principal para o desenvolvimento desse estudo. O parâmetro “*toneladas de cana moída por hora*” ilustra o tamanho do sistema que se quer analisar, já que a partir dele é iniciado o projeto das caldeiras e das turbinas da usina, além de outros equipamentos. Neste trabalho foi considerada a moagem de 100 toneladas de cana-de-açúcar por hora, valor compatível com a realidade de muitas usinas sucroalcooleiras de pequeno e médio porte durante o período de safras, mas que foi escolhido principalmente por razões matemáticas, uma vez que rapidamente pode-se ter a proporção dos parâmetros obtidos nas análises (potência gerada e destruição de exergia, por exemplo) para cada tonelada de cana.

### 3.4 ALGORITMO DE CÁLCULO

Com a base termodinâmicos e a definição dos sistemas foi possível desenvolver o algoritmo de cálculo e programar uma planilha que gerasse os resultados das análises energética e exergética. De modo geral, o processo para a programação da planilha foi iterativo, de modo a não violar nenhum fundamento termodinâmico na urgência de atender cenários realistas nos sistemas dos casos 1 e 2. Assim, cabe dizer que os dados técnicos dos

equipamentos foram guiados durante toda a programação, mas só considerados definitivos no fim do processo, como por exemplo a produtividade das caldeiras e o consumo específico de vapor das turbinas.

A planilha apresenta cinco sessões distintas: a base de cálculos; dados técnicos de equipamentos e da usina; sistema analisado; exergia específica dos fluxos de substâncias; e resultados. As três primeiras formam juntas a principal parte da planilha, correspondentes ao processo repetitivo de encontrar um equilíbrio de massa e energia com equipamentos que representassem a realidade. A parte de exergia específica foi programada apenas após a definição de todas as vazões do sistema, e conta com os dados do ambiente padrão no estado morto, da água, do vapor e dos parâmetros para cálculo da exergia específica do bagaço.

A última parte, os resultados, contém diversos parâmetros que se podem tirar das análises energética e exergética: as eficiências de equipamentos e dos ciclos, as potências geradas e consumidas, inclusive no processo de evaporação do caldo, a avaliação da autoprodução de energia e possibilidade de comercialização do excedente, e a quantificação da destruição de exergia nos equipamentos e sistemas.

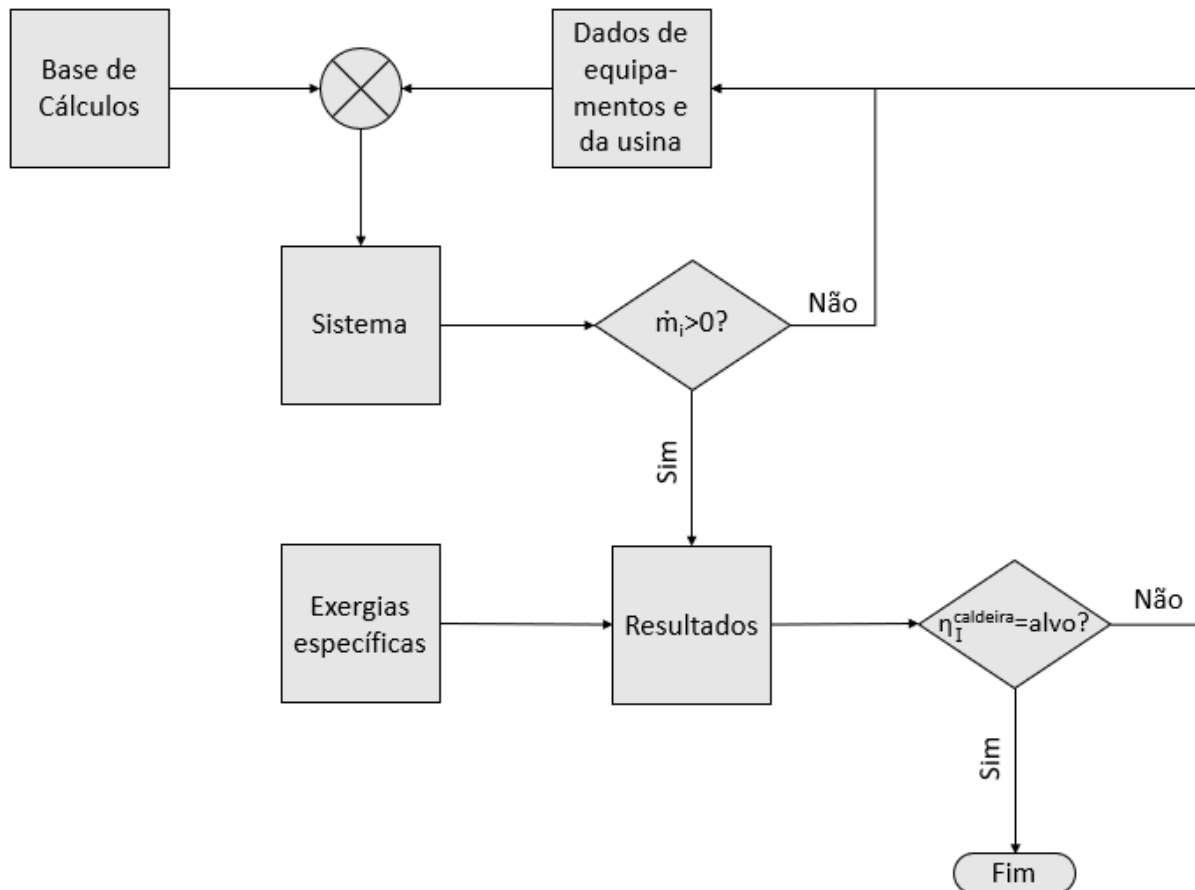
Para obter os dados de entalpia e entropia da água e do vapor, foi usado o software Termograf, sendo usados os valores de temperatura e pressão da literatura para estimar um ponto de partida. O Termograf é um software livre que apresenta uma biblioteca com tabelas termodinâmicas das principais substâncias estudadas em Engenharia e uma interface gráfica com os diagramas de interesse, permitindo a visualização dos estados e dos processos dos sistemas analisados.

A Figura 3 apresenta o fluxograma para a programação do algoritmo. O Apêndice A apresenta a planilha de cálculos completa, com todos os valores usados e resultados obtidos, de ambos os casos estudados.

A base de cálculos do algoritmo foi programada considerando os parâmetros do combustível indicados na sessão 3.3, obtendo-se a vazão de bagaço disponível (em kg/s) para a moagem de 100 toneladas de cana por hora. Foram assumidos valores iniciais dos dados técnicos das caldeiras e das turbinas de acordo com os esperados em uma usina sucroalcooleira e representados nos diferentes trabalhos da literatura. Os dados de potência necessários para os processos foram obtidos pela multiplicação dos valores de consumo de energia eletromecânica por tonelada pela base de cálculos de 100 toneladas de cana

processadas por hora. Os valores de todos esses parâmetros foram conectados aos respectivos usos nos sistemas.

Figura 3 – Algoritmo de programação da planilha para o caso 1



Fonte: Produção do próprio autor

A programação do algoritmo seguiu para a determinação das vazões mássicas de água e vapor e das propriedades específicas em cada ponto dos sistemas do caso 1 e 2 para suas condições de temperatura e pressão. Como estimativa inicial, utilizou-se as condições dos sistemas estudados por Fiomari (2004) para obter a entalpia e a entropia de cada ponto através do Termograf. Respeitou-se os balanços de massa e energia nos volumes de controle adotados sobre cada um dos equipamentos, e a partir desse momento os valores de vazão obtidos estavam fora do esperado. O primeiro processo iterativo teve início e consistiu em adaptar os valores de temperatura e pressão dos pontos para obtenção de novos valores de entalpia que mantivessem as vazões como esperado.

Com os valores de vazão ajustados, o algoritmo seguiu para o cálculo dos resultados, com exceção da análise exergética. Nesse ponto, apenas o valor de eficiência energética da caldeira foi considerado como alvo, enquanto os de eficiências das turbinas para as respectivas potências geradas foram analisados para respeitar as condições de turbinas reais. O segundo processo iterativo visou atingir valores de eficiência energética das caldeiras próximos a números inteiros múltiplos de cinco, tanto variando o valor de sua produtividade quanto ajustando valores de vazões que por acaso viessem a desviar do esperado, o que também tem influência nos resultados esperados para as turbinas. Como dito anteriormente, a potência térmica resultante do caso 1 foi usada como um parâmetro fixo no caso 2, a fim de nivelar as necessidades térmicas em ambos os casos e poder avaliar a geração de energia elétrica a partir dos mesmos referenciais.

Após todos os parâmetros já citados estarem dentro do esperado, a programação do algoritmo foi voltada para o cálculo das exergias específicas dos fluxos presentes nos sistemas. Foi feito o cálculo da exergia química da água e do vapor a temperatura  $T_0$  e umidade relativa  $\varphi_0$  e, tomando os valores de entalpia e entropia para as condições de água e vapor saturados a  $T_0$  no Termograf, foi possível calcular a exergia específica de todos os pontos dos sistemas. Para o cálculo da exergia específica do bagaço, utilizou-se sua composição para calcular a taxa  $\beta$ . Junto ao seu PCI e dados de entalpia de vaporização da água e teor umidade, obteve-se sua exergia específica. Cabe ressaltar que tanto a exergia física do ar a  $T_0$  quanto sua exergia química são iguais zero, que a exergia específica dos gases não foi calculada devido a sua complexidade. Retornam-se então os valores de exergia da água, do vapor e do bagaço para o sistema. O passo final do algoritmo é calcular os resultados da análise exergética.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 SISTEMAS DEFINIDOS

Os balanços de massa, energia e exergia aplicados ponto a ponto nos sistemas analisados forneceram os resultados de vazão e exergia específica a partir dos valores de entalpia e entropia obtidos no Termograf. Para o caso 1, os resultados são apresentados na Tabela 2, enquanto para o caso 2 eles são indicados na Tabela 3, que contém todas as propriedades necessárias na definição e estudo de seus sistemas.

Tabela 2 – Sistema do caso 1

| <b>PARÂMETROS DOS FLUXOS – CASO 1</b> |                  |         |        |            |             |            |
|---------------------------------------|------------------|---------|--------|------------|-------------|------------|
| Ponto                                 | $\dot{m}$ (kg/s) | P (kPa) | T (°C) | h (kJ/kg)  | s (kJ/kg,K) | ex (kJ/kg) |
| B                                     | 6,94             | 101,325 | 25     | PCI = 7736 | -           | 10630,18   |
| 1                                     | 13,54            | 2060    | 300    | 3020,56    | 6,7492      | 1063,00    |
| 2                                     | 6,37             | 2060    | 300    | 3020,56    | 6,7492      | 1063,00    |
| 3                                     | 6,37             | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 4                                     | 0,1219           | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 5                                     | 6,25             | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 6                                     | 7,17             | 2060    | 300    | 3020,56    | 6,7492      | 1063,00    |
| 7                                     | 7,17             | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 8                                     | 13,42            | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 9                                     | 13,73            | 245     | 135    | 2732,44    | 7,1016      | 669,85     |
| 10                                    | 13,73            | 245     | 100    | 419,21     | 1,3073      | 83,34      |
| 11                                    | 13,73            | 490     | 100    | 419,37     | 1,3070      | 83,58      |
| 12                                    | 13,85            | 245     | 105    | 440,19     | 1,3631      | 87,67      |
| 13                                    | 13,85            | 2403    | 105    | 441,62     | 1,3609      | 89,75      |
| 14                                    | 13,54            | 2403    | 105    | 441,62     | 1,3609      | 89,75      |
| 15                                    | 0,3080           | 2403    | 105    | 441,62     | 1,3609      | 89,75      |
| 16                                    | 0,3080           | 245     | 105,34 | 441,62     | 1,3669      | 87,97      |

Fonte: Produção do próprio autor

Tabela 3 – Sistema do caso 2

(continua)

| <b>PARÂMETROS DOS FLUXOS – CASO 2</b> |                  |         |        |            |             |            |
|---------------------------------------|------------------|---------|--------|------------|-------------|------------|
| Ponto                                 | $\dot{m}$ (kg/s) | P (kPa) | T (°C) | h (kJ/kg)  | s (kJ/kg,K) | ex (kJ/kg) |
| B                                     | 6,94             | 101,325 | 25     | PCI = 7736 | -           | 10630,18   |
| 1                                     | 15,28            | 6370    | 500    | 3416,55    | 6,8472      | 1429,78    |
| 2                                     | 0,78             | 6370    | 500    | 3416,55    | 6,8472      | 1429,78    |
| 3                                     | 0,78             | 2060    | 477,73 | 3416,55    | 7,3518      | 1279,42    |

Tabela 3 – Sistema do caso 2

(conclusão)

| <b>PARÂMETROS DOS FLUXOS – CASO 2</b> |                  |         |        |           |             |            |
|---------------------------------------|------------------|---------|--------|-----------|-------------|------------|
| Ponto                                 | $\dot{m}$ (kg/s) | P (kPa) | T (°C) | h (kJ/kg) | s (kJ/kg,K) | ex (kJ/kg) |
| 4                                     | 14,50            | 6370    | 500    | 3416,55   | 6,8472      | 1429,78    |
| 5                                     | 5,03             | 2060    | 365    | 3167,96   | 6,9929      | 1137,76    |
| 6                                     | 5,03             | 2060    | 365    | 3167,96   | 6,9929      | 1137,76    |
| 7                                     | 5,81             | 2060    | 380    | 3201,24   | 7,0445      | 1155,68    |
| 8                                     | 6,22             | 2060    | 300    | 3020,56   | 6,7492      | 1063,00    |
| 9                                     | 6,22             | 245     | 160    | 2785,01   | 7,2267      | 685,14     |
| 10                                    | 8,70             | 245     | 160    | 2785,01   | 7,2267      | 685,14     |
| 11                                    | 14,91            | 245     | 160    | 2785,01   | 7,2267      | 685,14     |
| 12                                    | 0,1588           | 245     | 160    | 2785,01   | 7,2267      | 685,14     |
| 13                                    | 14,75            | 245     | 160    | 2785,01   | 7,2267      | 685,14     |
| 14                                    | 13,73            | 245     | 135    | 2732,44   | 7,1016      | 669,85     |
| 15                                    | 13,73            | 245     | 100    | 419,21    | 1,3073      | 83,34      |
| 16                                    | 13,73            | 490     | 100    | 419,37    | 1,3070      | 83,58      |
| 17                                    | 0,77             | 20      | 60     | 2448,51   | 7,4266      | 289,09     |
| 18                                    | 0,77             | 20      | 60     | 251,25    | 0,8316      | 57,13      |
| 19                                    | 0,77             | 490     | 60     | 251,57    | 0,8311      | 57,60      |
| 20                                    | 0,46             | 490     | 60     | 251,57    | 0,8311      | 57,60      |
| 21                                    | 14,19            | 490     | 99,13  | 413,93    | 1,2972      | 81,05      |
| 22                                    | 15,69            | 245     | 105    | 440,19    | 1,3631      | 87,67      |
| 23                                    | 15,69            | 7430    | 105    | 444,95    | 1,3558      | 94,60      |
| 24                                    | 15,28            | 7430    | 105    | 444,95    | 1,3558      | 94,60      |
| 25                                    | 0,4076           | 7430    | 105    | 444,95    | 1,3558      | 94,60      |
| 26                                    | 0,4076           | 2060    | 105,85 | 444,95    | 1,3707      | 90,18      |
| 27                                    | 0,3126           | 490     | 60     | 251,57    | 0,8311      | 57,60      |
| 28                                    | 0,3126           | 245     | 60,04  | 251,57    | 0,8319      | 57,37      |

Fonte: Produção do próprio autor

Os parâmetros do bagaço são os mesmos para ambos os casos, pois apresentam a mesma base de cálculo. Entretanto, o ponto 1, o de vapor vivo, apresenta diferença nas propriedades e na vazão mássica devido às diferenças nas caldeiras de cada caso. A vazão e a entalpia do ponto 1 no caso 2 são 1,74 kg/s e 395,99 kJ/kg maiores que as do caso 1, respectivamente. Enquanto o caso 1 utiliza uma caldeira de baixa temperatura e pressão, o caso 2 utiliza uma caldeira de alta temperatura e pressão. Assim, o caso 2 implica em uma maior entalpia para o vapor vivo e maior produtividade da caldeira, parâmetro que determina a vazão de vapor em razão da vazão de bagaço.

Para o caso 1, como o consumo específico da turbina de preparo e moagem é proporcional a quantidade de cana moída assim como a potência necessária, a vazão de vapor

que entra nessa turbina (ponto 2) é exatamente aquela necessária para a moagem das 100 toneladas de cana da base de cálculo. Todo o vapor gerado acima desse valor é destinado a turbina do gerador (ponto 6). Para o caso 2, a vazão de engolimento da turbina de extrações e condensação é fixa ( $\dot{m}_4 = 14,50 \text{ kg/s}$ ). A vazão da primeira extração (ponto 5) foi determinada de acordo com o balanço de energia que garantiu, após sua mistura ao vapor em excesso (ponto 3), que a temperatura do ponto 7 seja exatamente  $80^\circ\text{C}$  acima da temperatura de entrada da turbina de contrapressão (ponto 8), pois essa é a diferença máxima de temperatura que um dessuperaquecedor pode tirar de um fluxo de vapor. A segunda extração da turbina também possui vazão fixa ( $\dot{m}_{10} = 8,70 \text{ kg/s}$ ). Logo, todo o vapor que não será usado no processo de evaporação do caldo, seja ele obtido das extrações ou gerado em excesso na caldeira, é direcionado para a saída do condensador (ponto 17).

É possível ainda notar o quanto de vapor em cada caso é direcionado para o desaerador, de modo a pré-aquecer água de alimentação da caldeira e, principalmente, remover os gases nela dissolvidos e que podem causar corrosão nas tubulações dos sistemas. Uma parcela muito pequena de vapor é necessária para essa tarefa. As vazões de vapor no desaerador (ponto 4 no caso 1 e ponto 12 no caso 2) correspondem por aproximadamente 1 % do vapor vivo gerado. Esse resultado, embora inexpressivo no contexto deste trabalho, indica que os benefícios no tratamento da água fazendo o uso de um desaerador são expressivos diante de um custo relativamente baixo atrelado ao consumo dessa vazão de vapor.

## 4.2 ANÁLISE ENERGÉTICA

A análise energética dos sistemas estudados permitiu a quantificação da geração de energia elétrica nas turbinas e o consumo nos equipamentos de preparo e no resto da usina. Analisou-se então o déficit ou excedente de energia (produzido – consumido) e também o quanto a autoprodução de energia representa em relação ao consumo. A possibilidade de comercialização de energia foi considerada quando a autoprodução é maior que 100 %, ou seja, há excedente de energia produzida.

A Tabela 4 apresenta as potências envolvidas no ciclo 1. A Tabela 5 apresenta informações equivalentes para o ciclo 2. Ressalta-se que o consumo de energia para o preparo e moagem e para o restante do processo foi de  $15 \text{ kWh/t}_c$  cada um, e que a taxa de calor transferido no processo, resultado do caso 1, foi fixada para o caso 2.

Tabela 4 – Potências do caso 1

| <b>POTÊNCIAS GERADAS E CONSUMIDAS – CASO 1</b>                                                                        |        |                    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Potência mecânica <i>gerada</i> pela turbina de preparo e moagem e <i>consumida</i> integralmente por esses processos | 1500   | kW                 |
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina do gerador elétrico                                                      | 1690   | kW                 |
| Potência elétrica <i>consumida</i> em outros processos da usina                                                       | 1500   | kW                 |
| Autoprodução de energia eletromecânica                                                                                | 31,90  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Consumo total de energia eletromecânica                                                                               | 30,00  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Déficit/Excedente de Potência                                                                                         | 1,90   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Representatividade da autoprodução                                                                                    | 106,32 | %                  |
| Taxa de calor <i>transferido</i> no processo de evaporação do caldo                                                   | 317,55 | kWh/t <sub>c</sub> |

Fonte: Produção do próprio autor

Tabela 5 – Potências do caso 2

| <b>POTÊNCIAS GERADAS E CONSUMIDAS – CASO 2</b>                          |        |                    |
|-------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina de contrapressão           | 1464   | kW                 |
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina de condensação e extrações | 7490   | kW                 |
| Potência <i>consumida</i> nos motores elétricos para preparo e moagem   | 1667   | kW                 |
| Potência elétrica <i>consumida</i> em outros processos da usina         | 1500   | kW                 |
| Autoprodução de energia elétrica                                        | 89,55  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Consumo total de energia elétrica                                       | 31,67  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Déficit/Excedente de Potência                                           | 57,88  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Representatividade da autoprodução                                      | 282,78 | %                  |
| Taxa de calor <i>transferido</i> no processo de evaporação do caldo     | 317,55 | kWh/t <sub>c</sub> |

Fonte: Produção do próprio autor

O caso 1 produz ligeiramente mais potência do que consome, sendo que a autoprodução de energia eletromecânica representa 106,32 % das necessidades totais da usina. Haveria a possibilidade da venda do excedente de 1,90 kWh por tonelada de cana processada. Entretanto, devido ao seu valor consideravelmente pequeno diante do consumo de energia eletromecânica para processar a mesma tonelada de cana, seria preferível que a usina não o venda, já que ele poderia ser usado em uma eventual necessidade não planejada, garantindo maior confiabilidade do sistema. Além disso, para julgar a viabilidade dessa venda, seria necessário aprofundar o estudo na regulamentação de cogeneradores de energia e verificar o mínimo aceitável comercializável, o que não foi o escopo deste trabalho.

A partir da análise das tabelas, é possível perceber a influência das melhorias feitas do caso 1 para o caso 2 no aumento da geração de potência. O caso 2 apresenta autoprodução de

energia elétrica correspondente a 282,78 % das necessidades da usina, permitindo a comercialização de até 57,88 kWh/t<sub>c</sub> de energia elétrica para a concessionária, mesmo que o consumo de energia elétrica para o processamento da cana seja pouco maior que no caso 1. Para entregar a mesma potência de eixo que a turbina de preparo e moagem do caso anterior, os motores elétricos, de rendimento 90 %, consomem mais potência elétrica do total gerado.

Embora a geração de 89,55 kWh/t<sub>c</sub> do caso 2 possa a princípio parecer um salto muito grande em relação aos 31,90 kWh/t<sub>c</sub> do caso 1, Pellegrini (2009) afirma que sistemas convencionais de cogeração em sucroalcooleiras são capazes de gerar entre 80 e 100 kWh/t<sub>c</sub>, enquanto que sistemas ainda mais robustos que fazem uso de caldeiras supercríticas podem gerar até 142 kWh/t<sub>c</sub>. Volta-se então para a possibilidade de subestimação do valor do caso 1, hipótese descartada já que além de contar com turbinas de acionamento mecânico de equipamentos, responsáveis por grande limitação na autoprodução de energia, utiliza-se ainda uma caldeira de baixa produtividade, e com menos vapor disponível para as turbinas, menor a sua geração.

A diferença de cenários para os casos 1 e 2 se deve ainda a igualdade da taxa de calor transferido no processo de evaporação do caldo. A maior disponibilidade de vapor no caso 2, 1,74 kg/s maior que no caso 1, não é proporcionalmente usada no processo de evaporação do caldo, sendo parcialmente direcionada ao condensador e, portanto, para a geração de potência. A outra parcela do excesso é pouco aproveitada devido a limitação da vazão de engolimento da turbina e sofre processo de expansão na válvula entre os pontos 2 e 3.

### 4.3 ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética possibilitou a identificação das taxas de destruição de exergia dos processos ocorridos nos principais equipamentos dos ciclos. Entretanto, primeiro foi necessário calcular as exergias específicas dos fluxos de substâncias presentes no ciclo. No caso dos fluxos de vapor e de água no sistema, os resultados acompanham os resultados de vazão, entalpia e entropia para cada ponto e são apresentados na sessão 4.1 e com mais detalhes dos cálculos no Apêndice A.

Nota-se grande discrepância entre os valores de exergia dos pontos que representam fluxo de água líquida e os que representam o vapor. Embora a componente química da exergia seja a mesma para ambos, os valores de entalpia e entropia são demasiadamente maiores para o vapor do que para a água, o que gera resultados bastante diferentes de exergia para cada

substância. Merece destaque a diferença de exergia específica entre o vapor vivo e a água de alimentação da caldeira, que apresentam diferença de 973,25 kJ/kg e 1335,18 kJ/kg nos casos 1 e 2, respectivamente. Como é conceitualmente errado falar em “aumento” de exergia, pode-se dizer que tal diferença, que se deve ao processo de evaporação e superaquecimento do vapor, indica que o vapor apresenta maior potencial para a realização de trabalho do que a água, mesmo que tenha sido gerado a partir dela. A troca térmica realizada com os gases de combustão é responsável por deixar o vapor nessa condição.

Dentre a literatura revisada, Dantas (2010) e Santos (2014) apresentam os resultados de exergia do vapor e da água ponto a ponto nos sistemas analisados. Foi verificado que os valores de exergia específica para o vapor indicados pelo primeiro autor eram consideravelmente maiores que os calculados neste trabalho. A investigação sobre a causa mostrou que Dantas (2010) fez uso de parâmetros tabelados e não calculados de exergia química padrão para o vapor.

Os resultados de  $\beta$  e de exergia específica para o fluxo de bagaço se encontram na Tabela 6 e são válidos para ambos os casos.

Tabela 6 – Exergia específica do bagaço

| <b><i>CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL</i></b> |        |       |
|----------------------------------------------|--------|-------|
| Taxa $\beta$                                 | 1,1841 | -     |
| Exergia específica                           | 10630  | kJ/kg |

Fonte: Produção do próprio autor

A taxa  $\beta$  calculada encontrou-se dentro da faixa prevista por Kotas (1995), que é de 1,15 a 1,30 para a madeira. Szargut (2005) é mais preciso e fornece apenas o valor de 1,15, embora seja usada uma equação relativamente parecida, apenas com alguns coeficientes diferentes. Entretanto, não foi possível encontrar nas referências analisadas nenhum valor para a exergia específica do bagaço a fim de comparar com o valor obtido neste trabalho.

Com a obtenção das exergias específicas de todos os fluxos de substância no sistema foi possível analisar destruição de exergia dos equipamentos através do balanço de exergia. Os resultados do caso 1 se encontram na Tabela 7, enquanto os resultados do caso 2 estão na Tabela 8.

Tabela 7 – Taxas de destruição de exergia avaliadas no caso 1

| <b><i>TAXAS DE DESTRUIÇÃO DE EXERGIA NOS EQUIPAMENTOS – CASO 1</i></b> |        |                    |
|------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Taxa de destruição de exergia na caldeira                              | 606,41 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Diferença de exergia do vapor e da água de alimentação                 | 131,79 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de preparo e moagem           | 9,06   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina do gerador                    | 10,21  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no processo de evaporação do caldo       | 70,20  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Transferência de exergia do vapor para o caldo                         | 10,31  | kWh/t <sub>c</sub> |

Fonte: Produção do próprio autor

Tabela 8 – Taxas de destruição de exergia avaliadas no caso 2

| <b><i>TAXAS DE DESTRUIÇÃO DE EXERGIA NOS EQUIPAMENTOS – CASO 2</i></b> |        |                    |
|------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Taxa de destruição de exergia na caldeira                              | 534,22 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Diferença de exergia do vapor e da água de alimentação                 | 203,99 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de contrapressão              | 8,85   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de extrações e condensação    | 13,35  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no condensador                           | 1,79   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no processo de evaporação do caldo       | 70,20  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Transferência de exergia do vapor para o caldo                         | 10,31  | kWh/t <sub>c</sub> |

Fonte: Produção do próprio autor

A caldeira é o equipamento de maior taxa de destruição de exergia em ambos os casos, devido ao processo de combustão do bagaço. Embora não tenham sido quantificados, sabe-se que os gases carregam a maior parte da exergia contida no combustível após esse processo (PELLEGRINI, 2009; DANTAS, 2010; ARRUDA FILHO, 2014) e que é parcialmente transferida através da troca de calor realizada com a água e o vapor na caldeira, garantindo ao vapor gerado uma maior exergia que a água de alimentação, como já explicado anteriormente. A diferença de exergia entre eles é inversamente proporcional a taxa de destruição nas caldeiras, fato explicado pelo parâmetro de eficiência energética da caldeira, comentado em detalhes na sessão 4.4. Uma parcela menor da exergia específica do bagaço está contida nas cinzas, que não foram objeto de estudo deste trabalho.

A taxa de destruição de exergia na combustão poderia ser avaliada através do balanço de exergia considerando a diferença de exergia específica entre os reagentes, o bagaço e o ar, e os produtos, os gases. Entretanto, por motivos já descritos na sessão 243.1.1, a exergia dos gases não foi calculada e, portanto, o valor não foi subtraído do total de irreversibilidades nas caldeiras.

A análise das irreversibilidades nas turbinas mostrou que esse equipamento apresenta baixa taxa de destruição de exergia, na ordem de 10 kWh/t<sub>c</sub>. Também se mostrou um parâmetro proporcional a vazão na turbina, mesmo que as turbinas sejam idênticas, como ambas as turbinas do caso 1 e a de compressão do caso 2, conclusão que vem da própria equação de balanço de exergia. Embora esteja ocorrendo o processo irreversível de expansão, grande parte da exergia do vapor está efetivamente sendo transformada em trabalho e não sendo destruída. Assim, como será discutido na sessão 4.4, as turbinas apresentam elevadas eficiências exergéticas.

O processo de evaporação do caldo apresentou grande taxa de destruição de exergia quando comparada com as taxas nos outros equipamentos, com valor de 70,20 kWh/t<sub>c</sub>. Seu cálculo considerou que a troca de calor ocorre a temperatura de fronteira  $T_i = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , temperatura de referência usada por Pellegrini (2009) para o caldo bruto. Assim, a transferência de exergia do vapor para o caldo foi de 10,31 kWh/t<sub>c</sub>. A irreversibilidade nesse processo é atribuída à condensação do vapor, que produz uma queda entálpica consideravelmente alta (de 2732,44 kJ/kg para 419,21 kJ/kg), o que teve consequências na diferença de exergia entre os pontos de entrada e saída.

No caso 2 foi ainda avaliada a taxa de irreversibilidade que ocorre no condensador. A temperatura do fluxo de água fria com a qual o vapor troca calor no condensador foi adotada como sendo igual a do ambiente no estado morto. Logo, a temperatura da fronteira do volume de controle do condensador é  $T_j = T_0$ , o que anula o termo de exergia associada à taxa de transferência de calor do balanço de exergia. No entanto, não houve análise de qual a transferência de exergia para sua subtração da taxa de irreversibilidade, pois considerou-se que ela seria de qualquer forma perdida para o ambiente no resfriamento da água. Ainda que a diferença de exergia entre o vapor e o condensado seja alta, a baixa vazão nesse equipamento mantém a taxa de irreversibilidade baixíssima (1,79 kWh/t<sub>c</sub>), com valor desprezível quando comparado aos outros equipamentos.

#### 4.4 EFICIÊNCIAS DOS EQUIPAMENTOS E DOS SISTEMAS

O parâmetro que mais evidencia o benefício da geração cogenerada de energia térmica e eletromecânica é a eficiência térmica dos ciclos estudados. Nesta sessão é apresentada uma comparação da eficiência energética dos ciclos considerando o cenário de cogeração ou apenas de geração elétrica (paradoxalmente chamada de eficiência térmica). Além disso, é

feita uma comparação das eficiências obtidas por cada equipamento térmico e pelo ciclo através da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica.

A Tabela 9 apresenta os valores de eficiências energéticas calculados para os casos 1 e 2, e contém considera tanto a eficiência térmica quanto a de cogeração. A tabela apresenta ainda os valores de eficiência exergética calculados.

Tabela 9 – Eficiências energética e exergética dos ciclos estudados

| <b><i>ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DOS CICLOS</i></b> |                      |                      |
|--------------------------------------------------|----------------------|----------------------|
|                                                  | <b><i>Caso 1</i></b> | <b><i>Caso 2</i></b> |
| Eficiência térmica                               | 5,94 %               | 16,67 %              |
| Eficiência energética global de cogeração        | 65,05 %              | 75,78 %              |
| Eficiência exergética global de cogeração        | 5,72 %               | 13,53 %              |

Fonte: Produção do próprio autor

Os resultados da tabela apresentam três conclusões independentes. A primeira, em concordância com os casos da potência e das irreversibilidades apresentados nas sessões anteriores, é como as melhorias do caso 1 para o caso 2 aumentam as eficiências dos ciclos. Para os valores de eficiência energética, esse aumento foi de 10,73 %, enquanto para a eficiência exergética esse aumento chegou a 7,81 %. Esse dado por si só permite a validação da efetividade das melhorias feitas entre os casos.

A segunda é com relação à influência da cogeração de energia na eficiência térmica dos ciclos estudados. Em ambos os casos, a eficiência energética teve aumento de quase 60 %. Isso dá devido à consideração ou não do calor transferido no processo de evaporação do caldo no cálculo. A primeira linha da tabela utiliza a Equação (19) para o cálculo da eficiência, enquanto a segunda faz uso da Equação (17). O calor transferido no processo de evaporação do caldo é quase dez vezes maior do que a potência total produzida no caso 1 e pouco mais de três vezes e meia no caso 2. Isso faz o numerador da equação de eficiência energética de cogeração muito maior do que da equação de eficiência térmica.

Na realidade das usinas sucroalcooleiras, como os sistemas usados são exclusivamente de cogeração, não há sentido trabalhar apenas com o valor de potência total para o cálculo das eficiências energéticas. É possível concluir que, além das vantagens quanto a comercialização de energia elétrica já descritas ao longo desse trabalho, de maneira geral, o uso da cogeração de energia permite ainda obter maiores eficiências energéticas em um ciclo. Como já descrito

anteriormente ao longo do trabalho, a cogeração é responsável pelo uso de uma parcela de energia térmica que seria perdida inevitavelmente devido a 2ª Lei. Considerando que isso se reflete como economia no uso de combustíveis, é extremamente recomendado o uso de sistemas de cogeração todas as vezes que possível em uma termelétrica, não apenas nas usinas sucroalcooleiras.

A terceira conclusão possível através da tabela é devido à comparação entre os valores de eficiência energética e exergética. Para ambos os casos, a eficiência exergética teve valor inferior a energética, sendo 59,33 % menor no caso 1 e 62,25 % no caso 2. A razão para essa diferença são os parâmetros usados para o cálculo de cada eficiência. Embora os termos de potência total e massa de combustível sejam comuns em ambas as equações, a Equação (17) (eficiência energética) usa ainda o termo da taxa de transferência de calor no processo de evaporação do caldo em seu numerador. A Equação (18) (eficiência exergética) usa a exergia associada a taxa de transferência de calor, termo menor que o anterior devido a diferença de temperatura entre o processo e o ambiente. O denominador de cada equação também considera parâmetros diferentes. Enquanto que para a eficiência energética é usado o PCI do bagaço (7736 kJ/kg), para a eficiência exergética é usada sua exergia específica (10630,18 kJ/kg), o que aumenta ainda mais a diferença dos valores obtidos.

Individualmente, os equipamentos do caso 1 e do caso 2 apresentam os valores de eficiências energética e exergética indicados na Tabela 10. Os valores isentrópicos de entalpia necessários para os cálculos de eficiência energética das turbinas foram retirados do software Termograf.

Tabela 10 – Eficiências energética e exergética dos equipamentos nos casos estudados

| <i><b>ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DOS EQUIPAMENTOS</b></i> |                            |                               |
|--------------------------------------------------------|----------------------------|-------------------------------|
| <b>Equipamentos – Caso 1</b>                           | <b><math>\eta_I</math></b> | <b><math>\eta_{II}</math></b> |
| Caldeira                                               | 65,01 %                    | 17,85 %                       |
| Turbina de preparo e moagem                            | 54,87 %                    | 62,34 %                       |
| Turbina do gerador elétrico                            | 54,87 %                    | 62,34 %                       |
| <b>Equipamentos – Caso 2</b>                           | <b><math>\eta_I</math></b> | <b><math>\eta_{II}</math></b> |
| Caldeira                                               | 84,51 %                    | 27,63 %                       |
| Turbina de contrapressão                               | 54,87 %                    | 62,34 %                       |
| Turbina de condensação e extrações                     | 79,38 %                    | 84,87 %                       |

Fonte: Produção do próprio autor

A análise desses resultados, assim como dos ciclos, indica como as melhorias feitas pelo caso 2 em relação ao caso 1 aumentam os valores de eficiências energética e exergética dos equipamentos. A caldeira do caso 2 apresenta maiores eficiências energética e exergética do que os do caso 1 uma vez que o estado de saída do vapor gerado é usado para o cálculo desses parâmetros. Quanto maior a temperatura e pressão, maior a entalpia e a exergia específica do vapor e assim, maiores as diferenças em relação a entalpia e a exergia específica da água de alimentação, fazendo aumentar o numerador da Equação (13) e da Equação (14) e assim as eficiências energéticas e exergéticas.

O valor de eficiência energética é dependente da produtividade da caldeira. Como dito ao longo deste trabalho, apesar de ser um resultado desse estudo, o valor de eficiência energética das caldeiras foi um guia usado durante o processo iterativo de programação do algoritmo de cálculo. Os valores de aproximadamente 65 % e 85 % para o caso 1 e para o caso 2, respectivamente, foram comparativamente adequados com a realidade para os níveis de temperatura e pressão estabelecidos e, principalmente, mantiveram os valores de produtividade das caldeiras dentro dos valores apresentados por Fiomari (2004). Vale lembrar que tais valores foram fixados em  $1,95 \text{ kg}_v/\text{kg}_b$  e  $2,20 \text{ kg}_v/\text{kg}_b$  para o caso 1 e para o caso 2, respectivamente.

As caldeiras apresentam valores de eficiência energética 47,16 % e 56,88 % maiores do que os de eficiência exergética nos casos 1 e 2, respectivamente. Esse fato é atribuído às irreversibilidades que ocorrem dentro da caldeira, a maior delas, na combustão do bagaço. Assim, grande parte da exergia contida no combustível é destruída, uma pequena parcela é aproveitada na geração do vapor e outra grande parcela é perdida junto aos gases produtos da combustão.

Os valores de eficiências energética e exergética das turbinas está como o previsto quando comparado aos valores da literatura (FIOMARI, 2004; DANTAS 2010). Devido à identidade no consumo específico de vapor das turbinas do caso 1 e da turbina de contrapressão usada no caso 2, os valores de eficiência energética e exergética foram os mesmos, ainda que as vazões sejam diferentes.

Segundo os conceitos termodinâmicos sobre essa máquina térmica, quanto maior a potência de uma turbina, maior o seu rendimento, fato que foi verificado quando comparadas as eficiências da turbina de extrações e condensação com as outras. Cabe ressaltar que a eficiência dessa turbina depende das vazões atribuídas às extrações e ao condensador, que podem ser conferidas no Apêndice A. De acordo com Fiomari (2004), quanto maior a vazão

destinada ao condensador, maior a potência gerada pela turbina, porém menor sua eficiência, tanto energética quanto exergética. Portanto, o valor de 79,38 % de eficiência energética é obtido justamente para essa configuração.

Embora pareça um resultado fora do esperado, a eficiência exergética das turbinas foi maior do que sua eficiência energética invariavelmente. O primeiro motivo é que a diferença entre as entalpias reais e isentrópicas usadas para calcular a eficiência energética através da Equação (17) é consideravelmente grande quando comparada à diferença entre as entalpias reais e as exergias específicas usadas para calcular a eficiência exergética através da Equação (18), gerando uma razão menor entre potência real e isentrópica do que a entre potência real e exergia. O segundo motivo é que as entalpias reais são usadas para o cálculo da exergia, o que faz esses valores serem diretamente proporcionais. Destaca-se ainda o valor de 84,87 % de eficiência exergética para a turbina de extrações e condensação, que um valor altíssimo, porém realista, uma vez que a taxa de irreversibilidade nesse equipamento é pequena.

## 5 CONCLUSÕES

Os sistemas de cogeração estudados foram baseados em sistemas reais de usinas sucroalcooleiras descritos na literatura e procuraram descrevê-los de maneira simplificada, adequada para seu estudo termodinâmico. Os sistemas de produção de açúcar e álcool não foram abordados. Embora tenha se usado apenas na literatura estudada e não uma usina real como ponto de partida, a fidelidade dos dados de entrada e dos resultados com a realidade pode ser afirmada, pois esses estudos foram, em sua maioria, baseados na coleta de dados da indústria.

A análise energética dos casos permitiu avaliar a possibilidade de venda de excedente de energia elétrica gerada. No caso 1 foi verificado que o sistema é autossuficiente, produzindo 106,32 % da energia consumida na planta, havendo excedente de 1,90 kWh para cada tonelada de cana processada, valor pouco representativo quando considerada a sua venda. Analogamente, o caso 2 produz 282,78 % da energia consumida, ou seja, além de autossuficiente, permite a comercialização do excedente, calculado em 57,88 kWh/t<sub>c</sub>. Em um cenário de investimentos em geração distribuída e alta demanda de energia, as termelétricas de usinas sucroalcooleiras merecem destaque.

Como previsto através da revisão da literatura, o equipamento com maior irreversibilidade em ambos os sistemas é a caldeira, onde o processo de combustão provoca a destruição da maior parte da exergia contida no bagaço. Esse fato leva a duas conclusões paradoxais da realidade: o maior potencial de melhoria em um sistema de geração de energia baseado em combustíveis está na combustão; por outro lado, devido a natureza do processo, é claro o por quê das pesquisas e das tecnologias adotadas na realidade focarem nos ganhos de cada “pequena” ação, como eletrificando os equipamentos de preparo e moagem da cana-de-açúcar e destinando mais vapor na geração de energia elétrica. A gaseificação do bagaço também tem se tornado tendência nesse sentido de melhoria do processo de combustão.

As melhorias técnicas nos sistemas foram validadas através das análises energética e exérgica de equipamentos e da usina, e resultaram na otimização da geração de energia elétrica e na minimização das irreversibilidades no sistema do caso 2 com relação ao caso 1 e seus valores se mostraram compatíveis com o esperado na realidade. Parte do motivo para isso foi o uso de valores de eficiência energética das caldeiras como resultados alvo, obrigando nova iteração na busca de parâmetros até que seus valores fossem atingidos.

Porém, há de se ressaltar que eles foram embasados para o correspondente nível de temperatura e pressão do vapor gerado.

A análise dos valores de eficiência globais de cogeração dos casos 1 e 2 mostra que as modificações adotadas aumentam tanto a eficiência energética quanto exergética dos ciclos, passando de 65,05 % para 75,78 % e de 5,72 % para 13,53 %, respectivamente. Foi ainda verificado a contribuição do calor transferido no processo de evaporação do caldo no aumento da eficiência do ciclo, o que é matematicamente previsto quando comparando ciclo de cogeração a ciclos comum de potência.

A programação do algoritmo de cálculos usado dependeu do conhecimento das ferramentas de análise e dos sistemas e tecnologias analisadas. Entretanto, há de se reconhecer que os parâmetros tomados na abordagem inicial, fundamentalmente baseando-se em um sistema de cogeração em Paridade Elétrica ao invés de Paridade Térmica, comumente adotada na realidade brasileira, gera a necessidade de análise mais profunda dos resultados, como é o caso do calor transferido no processo de evaporação do caldo. A sugestão para um trabalho futuro é corrigir os parâmetros de entrada do algoritmo, determinando-se primeiro a quantidade de energia térmica necessária para a evaporação do caldo e detalhando mais os demais consumos de vapor omitidos neste trabalho.

## REFERÊNCIAS

- ARRUDA FILHO, R. R. **Metodologia para análise energética e exergética de uma caldeira aquatubular com queima de bagaço de cana**. 2014. 88 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Bauru, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2014.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Editora UFSC, 2002. 279 p.
- BARDELIN, C. E. A. **Os efeitos do racionamento de energia elétrica ocorrido no Brasil em 2001 e 2002 com ênfase no consumo de energia elétrica**. 2004. 112 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia - Sistemas de Potência) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1996. 542 p.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Editora Edgar Blücher, 2013. 728 p.
- BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3. ed. Brasília: ANEEL, 2008. 233 p.
- BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. Resolução Normativa n. 235, de 14 de novembro de 2006. **Diário Oficial**. Brasília, seção 1, p. 78, v. 143, n.223, publicado em 22 nov. 2006.
- BRASIL. Companhia Nacional de Abastecimento. **A geração termoelétrica com a queima do bagaço de cana-de-açúcar no Brasil**: análise do desempenho da safra 2009-2010. Brasília: CONAB, 2011.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia; Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço energético nacional 2016**: ano base 2015. Rio de Janeiro: EPE, 2016.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia; Empresa de Pesquisa Energética. **Balanço energético nacional 2017**: relatório síntese: ano base 2016. Rio de Janeiro: EPE, 2017.
- BURIN, E. K. et al. Thermodynamic and economic evaluation of a solar aided sugarcane bagasse cogeneration power plant. **Energy**, Amsterdam, v. 117, n. 2, p. 416-428, dez. 2016.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2013. 1048 p.
- CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S.; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para energia**. Campinas: Editora UNICAMP, 2008. 732 p.

DANTAS, D. N. **Uso da biomassa da cana-de-açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista**. 2010. 112 f. Dissertação (Mestrado em Ciências da Engenharia Ambiental) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

DEPARTAMENTO DE PESQUISAS E ESTUDOS ECONÔMICOS – BRADESCO. **Açúcar e álcool**. Disponível em: <<https://www.economiaemdia.com.br/>>. Acesso em: 7 set. 2017.

FIOMARI, M. C. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão**. 2004. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Technology roadmap: delivering sustainable bioenergy**. Paris: IEA, 2017.

INTERNATIONAL RENEWABLE ENERGY AGENCY. Biomass for power generation. **Renewable energy technologies: cost analysis series**. Abu Dhabi: IRENA, v. 1, n. 1, jun. 2012. 50 p.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Malabar: Krieger Publishing Company, 1995. 328 p.

MACHADO, F. B. P. **Brasil, a doce terra: história do setor**. 2003. Disponível em: <<https://www.agencia.cnptia.embrapa.br/>>. Acesso em: 7 set. 2017.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2013. 819 p.

NOVA CANA. **As usinas de açúcar e etanol do Brasil**. Disponível em <[https://www.novacana.com/usinas\\_brasil/](https://www.novacana.com/usinas_brasil/)>. Acesso em: 10 dez. 2017.

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

PEREA, L. A.; TEIXEIRA, N. M. Otimização do processo de cogeração em uma indústria sucroalcooleira com vistas ao PROINFA. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 13., 2006, Bauru. **Anais...** Bauru: SIMPEP, 2006. 12 p.

QUEIRÓZ, G. M. O. R.; PASCHOARELI JÚNIOR, D. Aspectos técnicos para geração e exportação de energia elétrica por usinas sucroalcooleiras. In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL DE APLICAÇÕES INDUSTRIAIS, 2008, Poços de Caldas. **Anais...** Poços de Caldas: INDUSCON, 2008. 6 p.

ROCHA, G. J. M. et al. Influence of mixed sugarcane bagasse samples evaluated by elemental and physical-chemical composition. **Industrial crops and products**, Amsterdam, v. 64, p. 52-58, fev. 2015.

RODRIGUES, L. G. S. **Análise energética de diferentes sistemas de cogeração com bagaço de cana-de-açúcar**. 2005. 122 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2005.

SAIDUR, R. et al. A review on biomass as a fuel for boilers. **Renewable and sustainable energy reviews**, Amsterdam, v. 15, n. 5, p. 2262-2289, jun. 2011.

SANTOS, F. A. **Análise da aplicação da biomassa da cana como fonte de energia elétrica: usina de açúcar, etanol e bioeletricidade**. 2012. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia – Sistemas de Potência) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2012.

SANTOS, R. D. D. **O uso da biomassa da cana-de-açúcar para cogeração e produção de energia elétrica: análise termodinâmica, termoeconômica e econômica: estudo de caso**. 2014. 142 f. Dissertação (Mestrado em Bioenergia) – Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel. 2014.

SÃO PAULO (Estado). Comissão de Serviços Públicos de Energia. **Usinas termelétricas de pequeno porte no Estado de São Paulo**. São Paulo: Páginas e Letras Editora e Gráfica, 2004. 493 p.

SZARGUT, J. **Exergy method: technical and ecological applications**. Southampton: WIT Press, 2005. 164 p.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. 332 p.

TOLMASQUIM, M. As origens da crise energética brasileira. **Ambiente & Sociedade**, Campinas, n. 6-7, p. 179-183. jun. 2000.

UNIÃO DAS INDÚSTRIAS DE CANA-DE-AÇÚCAR. **FAQ**. Disponível em: <<http://www.unica.com.br/faq/>>. Acesso em: 7 set. 2017.

UNIÃO DAS INDÚSTRIAS DE CANA-DE-AÇÚCAR. **UNICADATA**. Disponível em: <<http://www.unicadata.com.br/>>. Acesso em: 27 ago. 2017.

ZANETTI, A. A.; OLIVEIRA JÚNIOR, S. **Avaliação comparativa de sistemas de cogeração com utilização de bagaço de cana-de-açúcar e gás natural**. 2006. 10 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

## APÊNDICE A – PLANILHA DE CÁLCULOS

### DADOS EM COMUM AOS SISTEMAS

| <b><i>AMBIENTE PADRÃO NO ESTADO MORTO</i></b> |         |     |
|-----------------------------------------------|---------|-----|
| Pressão ( $P_0$ )                             | 101,325 | kPa |
| Temperatura ( $T_0$ )                         | 25      | °C  |
|                                               | 298     | K   |
| Umidade relativa do ar                        | 70      | %   |

### BASE DE CÁLCULOS

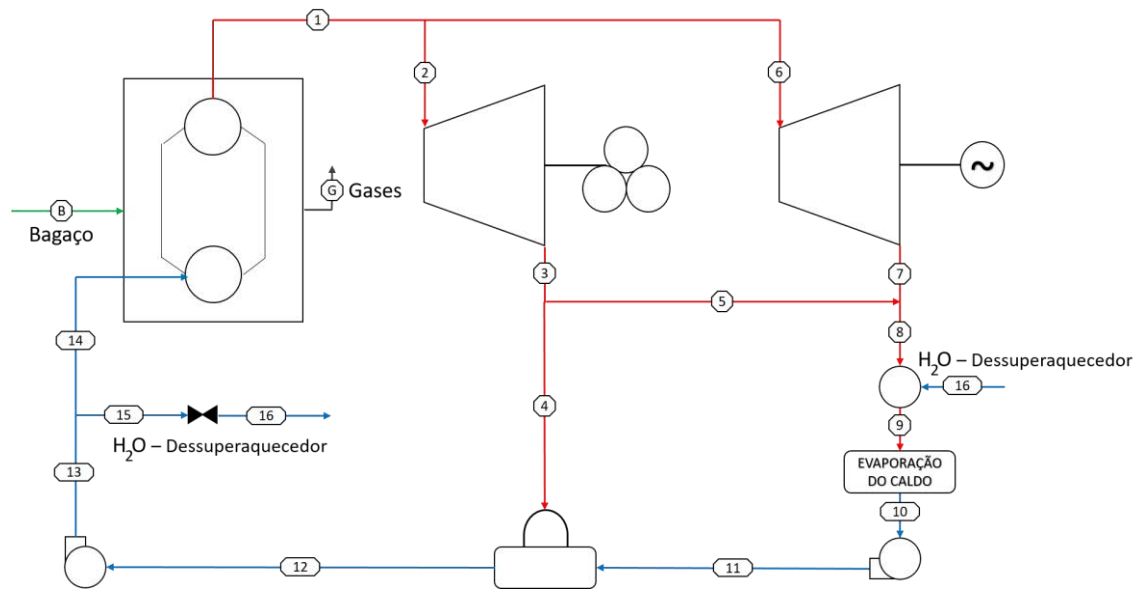
| <b><i>DADOS DA MOAGEM, PRODUÇÃO E CONSUMO DE BAGAÇO</i></b> |            |                                 |
|-------------------------------------------------------------|------------|---------------------------------|
| Cana moída                                                  | <b>100</b> | t <sub>c</sub> /h               |
| Produção média de bagaço por tonelada de cana               | 250        | kg <sub>b</sub> /t <sub>c</sub> |
| Bagaço produzido                                            | 25         | t/h                             |
| Vazão de bagaço disponível                                  | 6,94       | kg/s                            |

### EXERGIAS ESPECÍFICAS

| <b><i>CARACTERÍSTICAS DA ÁGUA E DO VAPOR</i></b> |         |         |
|--------------------------------------------------|---------|---------|
| Entalpia da água saturada a $T_0$                | 103,55  | kJ/kg   |
| Entropia da água saturada a $T_0$                | 0,3630  | kJ/kg·K |
| Entalpia do vapor saturado a $T_0$               | 2546,05 | kJ/kg   |
| Entropia do vapor saturado a $T_0$               | 8,5593  | kJ/kg·K |
| Exergia química                                  | 883,26  | kJ/kmol |
|                                                  | 49,07   | kJ/kg   |
| Entalpia de vaporização                          | 2442    | kJ/kg   |

| <b><i>COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO BAGAÇO</i></b> |       |   |
|--------------------------------------------|-------|---|
| Carbono – C                                | 44,9  | % |
| Hidrogênio – H                             | 6,1   | % |
| Oxigênio – O                               | 48,74 | % |
| Nitrogênio – N                             | 0,27  | % |

| <b><i>CARACTERÍSTICAS DO COMBUSTÍVEL</i></b> |        |       |
|----------------------------------------------|--------|-------|
| PCI                                          | 7736   | kJ/kg |
| Umidade                                      | 50     | %     |
| Taxa $\beta$                                 | 1,1841 | -     |
| Exergia específica                           | 10630  | kJ/kg |

**CASO 1****DADOS TÉCNICOS DE EQUIPAMENTOS E USINA**

| <b><i>CALDEIRA</i></b> |      |                                  |
|------------------------|------|----------------------------------|
| Temperatura do vapor   | 300  | °C                               |
| Pressão do vapor       | 2,06 | MPa                              |
| Temperatura da água    | 105  | °C                               |
| Pressão da água        | 2,40 | MPa                              |
| Produtividade          | 1,95 | kg <sub>v</sub> /kg <sub>b</sub> |

| <b><i>TURBINAS</i></b>            |       |     |
|-----------------------------------|-------|-----|
| Temperatura de saída das turbinas | 160   | °C  |
| Pressão de saída das turbinas     | 0,245 | MPa |

| <b><i>USINA</i></b>                                      |      |                    |
|----------------------------------------------------------|------|--------------------|
| Consumo de Energia Mecânica no preparo e na moagem       | 15   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Consumo de Energia Elétrica em outros processos da usina | 15   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Potência de preparo e moagem                             | 1500 | kW                 |
| Potência em outros processos da usina                    | 1500 | kW                 |
| Necessidades totais de energia eletromecânica da usina   | 3000 | kW                 |
| Necessidade proporcional de energia eletromecânica       | 30   | kWh/t <sub>c</sub> |

SISTEMA

| <b>PARÂMETROS DOS FLUXOS</b> |                                    |                |               |                  |                    |                   |
|------------------------------|------------------------------------|----------------|---------------|------------------|--------------------|-------------------|
| <b>Ponto</b>                 | <b><math>\dot{m}</math> (kg/s)</b> | <b>P (kPa)</b> | <b>T (°C)</b> | <b>h (kJ/kg)</b> | <b>s (kJ/kg,K)</b> | <b>ex (kJ/kg)</b> |
| <b>B</b>                     | 6,94                               | 101,325        | 25            | PCI = 7736       | -                  | 10630,18          |
| <b>1</b>                     | 13,54                              | 2060           | 300           | 3020,56          | 6,7492             | 1063,00           |
| <b>2</b>                     | 6,37                               | 2060           | 300           | 3020,56          | 6,7492             | 1063,00           |
| <b>3</b>                     | 6,37                               | 245            | 160           | 2785,01          | 7,2267             | 685,14            |
| <b>4</b>                     | 0,1219                             | 245            | 160           | 2785,01          | 7,2267             | 685,14            |
| <b>5</b>                     | 6,25                               | 245            | 160           | 2785,01          | 7,2267             | 685,14            |
| <b>6</b>                     | 7,17                               | 2060           | 300           | 3020,56          | 6,7492             | 1063,00           |
| <b>7</b>                     | 7,17                               | 245            | 160           | 2785,01          | 7,2267             | 685,14            |
| <b>8</b>                     | 13,42                              | 245            | 160           | 2785,01          | 7,2267             | 685,14            |
| <b>9</b>                     | 13,73                              | 245            | 135           | 2732,44          | 7,1016             | 669,85            |
| <b>10</b>                    | 13,73                              | 245            | 100           | 419,21           | 1,3073             | 83,34             |
| <b>11</b>                    | 13,73                              | 490            | 100           | 419,37           | 1,3070             | 83,58             |
| <b>12</b>                    | 13,85                              | 245            | 105           | 440,19           | 1,3631             | 87,67             |
| <b>13</b>                    | 13,85                              | 2403           | 105           | 441,62           | 1,3609             | 89,75             |
| <b>14</b>                    | 13,54                              | 2403           | 105           | 441,62           | 1,3609             | 89,75             |
| <b>15</b>                    | 0,3080                             | 2403           | 105           | 441,62           | 1,3609             | 89,75             |
| <b>16</b>                    | 0,3080                             | 245            | 105,34        | 441,62           | 1,3669             | 87,97             |

RESULTADOS

| <b>POTÊNCIAS GERADAS E CONSUMIDAS</b>                                                                                 |        |                    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Potência mecânica <i>gerada</i> pela turbina de preparo e moagem e <i>consumida</i> integralmente por esses processos | 1500   | kW                 |
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina do gerador elétrico                                                      | 1690   | kW                 |
| Potência elétrica <i>consumida</i> em outros processos da usina                                                       | 1500   | kW                 |
| Autoprodução de energia eletromecânica                                                                                | 31,90  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Consumo total de energia eletromecânica                                                                               | 30,00  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Déficit/Excedente de Potência                                                                                         | 1,90   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Representatividade da autoprodução                                                                                    | 106,32 | %                  |
| Taxa de calor <i>transferido</i> no processo de evaporação do caldo                                                   | 317,55 | kWh/t <sub>c</sub> |

| <b>TAXA DE DESTRUIÇÃO DE EXERGIA NOS EQUIPAMENTOS</b>            |        |                    |
|------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Taxa de destruição de exergia na caldeira                        | 606,41 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Diferença de exergia do vapor e da água de alimentação           | 131,79 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de preparo e moagem     | 9,06   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina do gerador              | 10,21  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no processo de evaporação do caldo | 70,20  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Transferência de exergia do vapor para o caldo                   | 10,31  | kWh/t <sub>c</sub> |

---

***ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DO CICLO***

---

|                                           |         |
|-------------------------------------------|---------|
| Eficiência térmica                        | 5,94 %  |
| Eficiência energética global de cogeração | 65,05 % |
| Eficiência exergética global de cogeração | 5,72 %  |

---



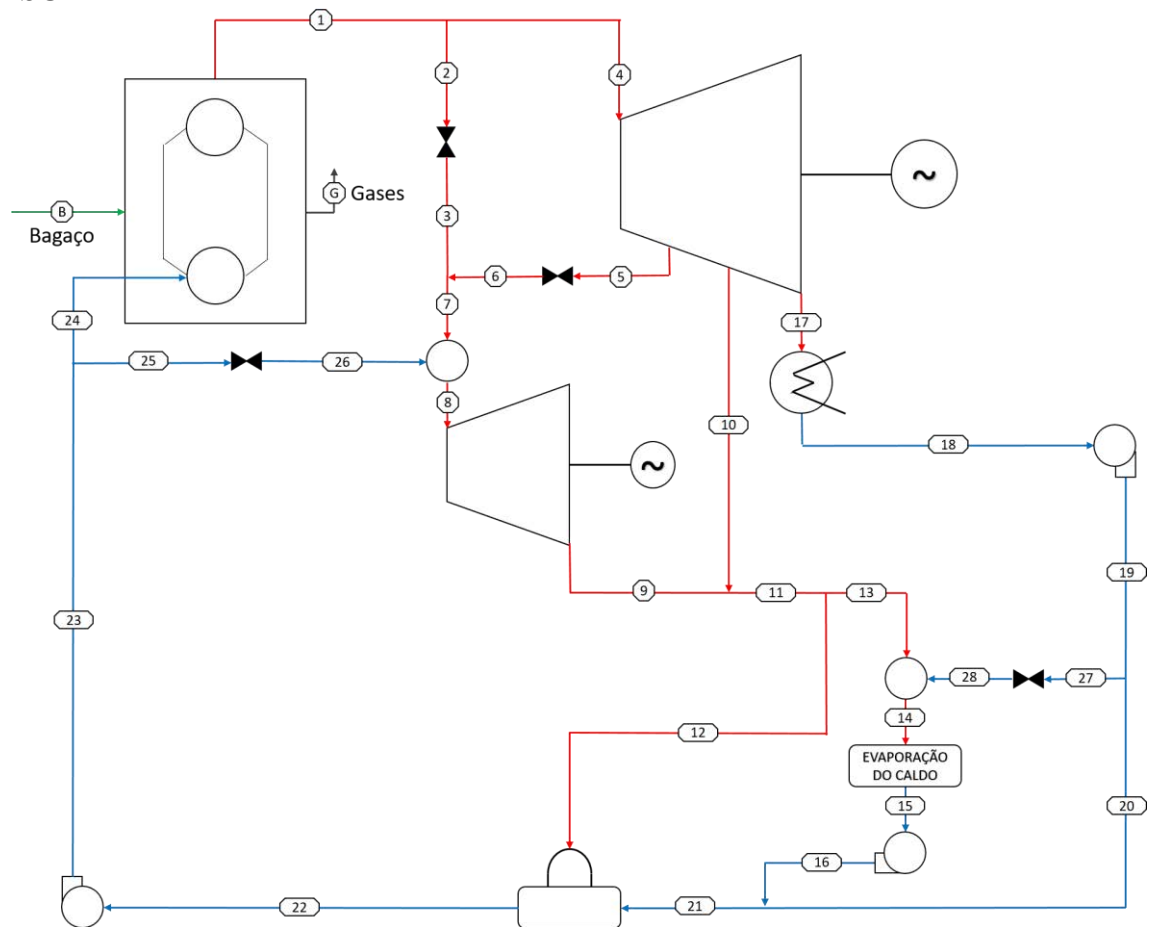
---

***ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DOS EQUIPAMENTOS***

---

|                             | $\eta_I$ | $\eta_{II}$ |
|-----------------------------|----------|-------------|
| Caldeira                    | 65,01 %  | 17,85 %     |
| Turbina de preparo e moagem | 54,87 %  | 62,34 %     |
| Turbina do gerador elétrico | 54,87 %  | 62,34 %     |

---

**CASO 2****DADOS TÉCNICOS DE EQUIPAMENTOS E USINA**

| <b><i>CALDEIRA</i></b> |      |                                  |
|------------------------|------|----------------------------------|
| Temperatura do vapor   | 500  | °C                               |
| Pressão do vapor       | 6,37 | MPa                              |
| Temperatura da água    | 105  | °C                               |
| Pressão da água        | 7,43 | MPa                              |
| Produtividade          | 2,20 | kg <sub>v</sub> /kg <sub>b</sub> |

| <b><i>TURBINAS</i></b>                |       |     |
|---------------------------------------|-------|-----|
| <b><u>Contrapressão</u></b>           |       |     |
| Temperatura de saída da turbina       | 160   | °C  |
| Pressão de saída da turbina           | 0,245 | MPa |
| <b><u>Condensação e extrações</u></b> |       |     |
| Temperatura de saída - Extração 1     | 365   | °C  |
| Pressão de saída - Extração 1         | 2,06  | MPa |
| Temperatura de saída - Extração 2     | 160   | °C  |
| Pressão de saída - Extração 2         | 0,245 | MPa |

|                                    |      |     |
|------------------------------------|------|-----|
| Temperatura de saída - Condensação | 60   | °C  |
| Pressão de saída - Condensação     | 0,02 | MPa |

---

**MOTORES ELÉTRICOS**

---

|                                                    |    |                    |
|----------------------------------------------------|----|--------------------|
| Consumo de Energia Mecânica no preparo e na moagem | 15 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Rendimento dos motores                             | 90 | %                  |

---



---

**USINA**

---

|                                                          |       |                    |
|----------------------------------------------------------|-------|--------------------|
| Consumo de Energia Elétrica nos motores                  | 16,67 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Consumo de Energia Elétrica em outros processos da usina | 15    | kWh/t <sub>c</sub> |
| Potência dos motores                                     | 1667  | kW                 |
| Potência em outros processos da usina                    | 1500  | kW                 |
| Necessidades totais de energia elétrica da usina         | 3167  | kW                 |
| Necessidade proporcional de energia elétrica             | 31,67 | kWh/t <sub>c</sub> |

---

**SISTEMA**

---

**PARÂMETROS DOS FLUXOS**

---

| Ponto | $\dot{m}$ (kg/s) | P (kPa) | T (°C) | h (kJ/kg)  | s (kJ/kg,K) | ex (kJ/kg) |
|-------|------------------|---------|--------|------------|-------------|------------|
| B     | 6,94             | 101,325 | 25     | PCI = 7736 | -           | 10630,18   |
| 1     | 15,28            | 6370    | 500    | 3416,55    | 6,8472      | 1429,78    |
| 2     | 0,78             | 6370    | 500    | 3416,55    | 6,8472      | 1429,78    |
| 3     | 0,78             | 2060    | 477,73 | 3416,55    | 7,3518      | 1279,42    |
| 4     | 14,50            | 6370    | 500    | 3416,55    | 6,8472      | 1429,78    |
| 5     | 5,03             | 2060    | 365    | 3167,96    | 6,9929      | 1137,76    |
| 6     | 5,03             | 2060    | 365    | 3167,96    | 6,9929      | 1137,76    |
| 7     | 5,81             | 2060    | 380    | 3201,24    | 7,0445      | 1155,68    |
| 8     | 6,22             | 2060    | 300    | 3020,56    | 6,7492      | 1063,00    |
| 9     | 6,22             | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 10    | 8,70             | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 11    | 14,91            | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 12    | 0,1588           | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 13    | 14,75            | 245     | 160    | 2785,01    | 7,2267      | 685,14     |
| 14    | 13,73            | 245     | 135    | 2732,44    | 7,1016      | 669,85     |
| 15    | 13,73            | 245     | 100    | 419,21     | 1,3073      | 83,34      |
| 16    | 13,73            | 490     | 100    | 419,37     | 1,3070      | 83,58      |
| 17    | 0,77             | 20      | 60     | 2448,51    | 7,4266      | 289,09     |
| 18    | 0,77             | 20      | 60     | 251,25     | 0,8316      | 57,13      |
| 19    | 0,77             | 490     | 60     | 251,57     | 0,8311      | 57,60      |
| 20    | 0,46             | 490     | 60     | 251,57     | 0,8311      | 57,60      |
| 21    | 14,19            | 490     | 99,13  | 413,93     | 1,2972      | 81,05      |
| 22    | 15,69            | 245     | 105    | 440,19     | 1,3631      | 87,67      |
| 23    | 15,69            | 7430    | 105    | 444,95     | 1,3558      | 94,60      |

|    |        |      |        |        |        |       |
|----|--------|------|--------|--------|--------|-------|
| 24 | 15,28  | 7430 | 105    | 444,95 | 1,3558 | 94,60 |
| 25 | 0,4076 | 7430 | 105    | 444,95 | 1,3558 | 94,60 |
| 26 | 0,4076 | 2060 | 105,85 | 444,95 | 1,3707 | 90,18 |
| 27 | 0,3126 | 490  | 60     | 251,57 | 0,8311 | 57,60 |
| 28 | 0,3126 | 245  | 60,04  | 251,57 | 0,8319 | 57,37 |

## RESULTADOS

| <b>POTÊNCIAS GERADAS E CONSUMIDAS</b>                                   |        |                    |  |
|-------------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|--|
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina de contrapressão           | 1464   | kW                 |  |
| Potência elétrica <i>gerada</i> pela turbina de condensação e extrações | 7490   | kW                 |  |
| Potência <i>consumida</i> nos motores elétricos para preparo e moagem   | 1667   | kW                 |  |
| Potência elétrica <i>consumida</i> em outros processos da usina         | 1500   | kW                 |  |
| Autoprodução de energia elétrica                                        | 89,55  | kWh/t <sub>c</sub> |  |
| Consumo total de energia elétrica                                       | 31,67  | kWh/t <sub>c</sub> |  |
| Déficit/Excedente de Potência                                           | 57,88  | kWh/t <sub>c</sub> |  |
| Representatividade da autoprodução                                      | 282,78 | %                  |  |
| Taxa de calor <i>transferido</i> no processo de evaporação do caldo     | 317,55 | kWh/t <sub>c</sub> |  |

| <b>TAXA DE DESTRUIÇÃO DE EXERGIA NOS EQUIPAMENTOS</b>               |        |                    |
|---------------------------------------------------------------------|--------|--------------------|
| Taxa de destruição de exergia na caldeira                           | 534,22 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Diferença de exergia do vapor e da água de alimentação              | 203,99 | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de contrapressão           | 8,85   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia na turbina de extrações e condensação | 13,35  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no condensador                        | 1,79   | kWh/t <sub>c</sub> |
| Taxa de destruição de exergia no processo de evaporação do caldo    | 70,20  | kWh/t <sub>c</sub> |
| Transferência de exergia do vapor para o caldo                      | 10,31  | kWh/t <sub>c</sub> |

| <b>ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DO CICLO</b>   |         |
|-------------------------------------------|---------|
| Eficiência térmica                        | 16,67 % |
| Eficiência energética global de cogeração | 75,78 % |
| Eficiência exergética global de cogeração | 13,53 % |

| <b>ANÁLISE DAS EFICIÊNCIAS DOS EQUIPAMENTOS</b> |          |             |
|-------------------------------------------------|----------|-------------|
|                                                 | $\eta_I$ | $\eta_{II}$ |
| Caldeira                                        | 84,51 %  | 27,63 %     |
| Turbina de contrapressão                        | 54,87 %  | 62,34 %     |
| Turbina de condensação e extrações              | 79,38 %  | 84,87 %     |