

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

"JULIO DE MESQUITA FILHO"

FACULDADE DE CIÊNCIAS FARMACÊUTICAS

CÂMPUS DE ARARAQUARA

Programa de Pós-graduação em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos

**ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE CICLOS TÉRMICOS CONVENCIONAIS E
REGENERATIVOS PARA COGERAÇÃO DE BIOENERGIA NO SETOR
SUCROENERGÉTICO**

WELBAN RICARDO URSINO

ORIENTADOR: Prof. Dr. Samuel Conceição de Oliveira

ARARAQUARA - SP

2019

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JULIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE CIÊNCIAS FARMACÊUTICAS
CÂMPUS DE ARARAQUARA

ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE CICLOS TÉRMICOS CONVENCIONAIS E
REGENERATIVOS PARA COGERAÇÃO DE BIOENERGIA NO SETOR
SUCROENERGÉTICO

WELBAN RICARDO URSINO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos da Faculdade de Ciências Farmacêuticas, UNESP, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Samuel Conceição de Oliveira

ARARAQUARA - SP

2019

Ficha Catalográfica

Elaborada Por Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação
Faculdade de Ciências Farmacêuticas
UNESP – Campus de Araraquara

U74a

Ursino, Welban Ricardo.

Análise e Simulação de Ciclos Térmicos Convencionais e Regenerativos para Cogeração de Bioenergia no Setor Sucroenergético / Welban Ricardo Ursino. – Araraquara, 2019.
66 f. : il.

Dissertação (Mestrado Profissional) – Universidade Estadual Paulista. “Júlio de Mesquita Filho”. Faculdade de Ciências Farmacêuticas. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos.

Orientador: Samuel Conceição de Oliveira.

1. Bagaço de cana-de-açúcar. 2. Bioenergia. 3. Cogeração. 4. Ciclos convencionais e regenerativos. 5. Eficiência térmica. I. Oliveira, Samuel Conceição de, orient. II. Título.

CAPES: 33004030170P0

WELBAN RICARDO URSINO

**Análise e Simulação de Ciclos Térmicos Convencionais e
Regenerativos para Cogeração de Bioenergia no Setor
Sucroenergético**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos da Faculdade de Ciências Farmacêuticas, UNESP, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Samuel Conceição de Oliveira
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, FCF, Campus
de Araraquara
Orientador

Prof. Dr. Rondinelli Donizetti Herculano
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, FCF, Campus
de Araraquara

Dr. André Ribeiro Lins de Albuquerque
Pentagro Soluções Tecnológicas

ARARAQUARA - SP

2019

Dedico este trabalho

À minha esposa Laila, pelo amor, paciência e incentivo constante, aos meus pais, João Pedro e Alessandra pelo amor incondicional, ao meu irmão Wesley pelo carinho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus.

À minha esposa Laila, que sempre me encorajou (do início da graduação até hoje), pelo companheirismo e respeito.

Ao meu orientador Prof. Dr. Samuel Conceição de Oliveira, pelo incentivo e orientação durante a pesquisa, o que possibilitou a realização deste trabalho.

Ao corpo docente e funcionários do Programa de Pós-graduação em Engenharia de Biomateriais e Bioprocessos da UNESP.

À ENGESERT, pela flexibilização do horário de trabalho e apoio constante, tornando possível a execução desta pesquisa.

À todas as pessoas que de forma direta, indireta ou em pensamento, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

RESUMO

Neste estudo, realizou-se a análise da influência da pressão e da temperatura do vapor bem como da implementação de aquecedores regenerativos sobre a geração de bioenergia e a eficiência térmica (energética) em ciclos de cogeração no setor sucroenergético, considerando para priorização da geração de energia elétrica, consumo total do bagaço gerado no processo de produção de açúcar e álcool e moendas acionadas por motores elétricos. Para tanto, foram realizadas simulações dos ciclos de potência a vapor operando em diferentes condições de pressão e temperatura de vapor comumente empregadas no setor (pressão de 67 bar, em temperaturas de 490, 520 e 540°C e pressão de 100 bar à temperatura de 540°C) e temperatura da água de alimentação da caldeira variando entre 115 e 180°C, sendo a menor temperatura (115°C) aplicada em ciclos CEST (*Condensing-Extraction Steam Turbine*) convencional e as demais (140, 160 e 180°C) em ciclos CEST com pré-aquecedores regenerativos. Foram realizadas simulações para demandas de vapor pelo processo produtivo variando entre 380 e 460 kg/t de cana processada, em intervalos de 20 kg/t. As simulações foram baseadas em equações de conservação de massa e energia aplicadas ao sistema, as quais foram resolvidas usando-se o software *Cycle-Tempo*. Os resultados obtidos permitiram verificar que: (i) o aumento da temperatura e pressão de vapor proporciona um aumento na geração de energia e na eficiência energética do ciclo; (ii) a introdução de pré-aquecedores fechados de alta pressão em ciclos convencionais aumenta a geração de energia elétrica e a eficiência energética; (iii) a implementação de pré-aquecedores de baixa pressão em ciclos com pré-aquecedores de alta pressão não proporciona significativos acréscimos na geração de energia e na eficiência energética; (iv) o aumento de demanda de vapor pelo processo produtivo reduz a geração de energia elétrica e a eficiência energética; (v) a eficiência energética de Rankine é a mais adequada para representar a eficiência dos ciclos; (vi) o potencial de exportação de energia elétrica das unidades sucroenergéticas pode ser aumentado pelo uso de tecnologias mais eficientes de geração.

Palavras-chave: Bagaço de cana-de-açúcar, Bioenergia, Cogeração, Ciclos convencionais e regenerativos, Eficiência térmica.

ABSTRACT

In this study, the influence of steam pressure and temperature as well as the implementation of regenerative heaters on the bioenergy generation and thermal (energetic) efficiency in cogeneration cycles in the sucroenergy sector was analyzed. For prioritization of electric power generation, it was considered total consumption of the bagasse generated in the sugar and alcohol production process and mills activated by electric motors. For this purpose, steam power cycle simulations were performed at different pressure and vapor temperature conditions commonly used in the industry (pressure of 67 bar, at temperatures of 490, 520 and 540°C and pressure of 100 bar at a temperature of 540°C) and boiler feed water temperature ranging from 115 to 180°C, the lowest temperature (115°C) applied in conventional Condensing-Extraction Steam Turbine cycles and the other (140, 160 and 180°C) in CEST cycles with regenerative preheaters. Simulations were carried out for steam demands from the production process, varying between 380 and 460 kg/t of processed cane, at 20 kg/t intervals. The simulations were based on mass and energy conservation equations applied to the system, which were solved using the Cycle-Tempo software. The obtained results allowed to verify that: (i) the increase of the temperature and vapor pressure provides an increase on the generation of energy and the energetic efficiency of the cycle; (ii) the introduction of closed high-pressure preheaters in conventional cycles increases both the generation of electrical energy and energetic efficiency; (iii) the implementation of low pressure preheaters in cycles with high pressure preheaters does not provide significant increases on the energy generation and on the energetic efficiency; (iv) the increase of steam demand by the production process reduces the generation of electric energy and the energetic efficiency; (v) the energetic efficiency of Rankine is the most adequate to represent the thermal of the cycles; (vi) the potential for the export of electricity from sugarcane plants can be increased by the use of more efficient generation technologies.

Keywords: Sugarcane bagasse, Bioenergy, Cogeneration, Conventional and regenerative cycles, Thermal efficiency.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Matriz de Oferta Interna de Eletricidade em 2026 (%)	18
Figura 2 – Representação simplificada de um volume de controle de sistema de potência a vapor aplicado à cogeração de energia em uma planta do setor sucroenergético	19
Figura 3 – Sistema BSPT de cogeração de bioenergia no setor sucroenergético	21
Figura 4 – Sistema CEST de cogeração de bioenergia no setor sucroenergético	22
Figura 5 – Sistema misto com turbinas de contrapressão e de condensação para cogeração de bioenergia no setor sucroenergético.....	23
Figura 6 – Representação esquemática da implementação de aquecedores regenerativos na cogeração de bioenergia no setor sucroenergético	24
Figura 7 – Componentes de uma planta de potência a vapor	25
Figura 8 – Ilustração de um ciclo de Rankine e do diagrama temperatura-entropia associado	26
Figura 9 – Ilustração do volume de controle de um ciclo de Rankine ideal.....	27
Figura 10 – Ciclo a vapor com aquecimento regenerativo utilizando três pré-aquecedores: dois fechados (aquecedor regenerativo de alta e baixa pressão) e o outro aberto (desaerador).....	28
Figura 11 – Volume de controle de um gerador de vapor	30
Figura 12 – Esquema simplificado e nomenclatura das turbinas a vapor	31
Figura 13 – Ilustração do volume de controle de uma turbina a vapor.....	32
Figura 14 – Configurações de pré-aquecedores regenerativos.....	35
Figura 15 – Componentes do software Cycle-tempo e exemplo de modelo de ciclo de Rankine	39
Figura 16 – Modelo Cycle-tempo para ciclo convencional com pré-aquecedor	42
Figura 17 – Modelo Cycle-tempo para ciclo regenerativo com pré-aquecedor fechado de alta pressão e pré-aquecedor aberto (desaerador).....	43
Figura 18 – Modelo Cycle-tempo para ciclo regenerativo com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão e pré-aquecedor aberto (desaerador).....	44
Figura 19 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclos CEST convencionais	48

Figura 20 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão	50
Figura 21 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclo CEST com implementação de pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão	54
Figura 22 – Diagrama TS (Temperatura x Entropia) de um ciclo convencional CEST aplicado ao setor sucroenergético.....	60
Figura 23 – Diagrama TS (Temperatura x Entropia) de um ciclo CEST com pré-aquecedor regenerativo fechado aplicado ao setor sucroenergético	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros adotados nas simulações (os valores de eficiência da turbina (isentrópica), da caldeira (ao PCI) e do gerador-redutor (mecânica e elétrica) foram adotados com base em dados dos fabricantes).....	46
Tabela 2 – Ganho de energia elétrica obtido em ciclos CEST convencionais com elevação das condições operacionais do vapor em relação à condição de referência (67 bar(a) e 490°C) para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial.....	49
Tabela 3 – Ganho energético obtido em ciclos regenerativos com pré-aquecedor fechado de alta pressão em relação ao ciclo CEST convencional para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial.....	51
Tabela 4 – Média mensal do Preço de Liquidação das Diferenças (PLD), por submercado em R\$/MWh (CCEE, 2019a)	52
Tabela 5 – Acréscimo de faturamento (R\$) com a implementação de pré-aquecedores regenerativos de alta pressão em relação ao ciclo CEST convencional para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial (base de cálculo: 1 tonelada de cana processada).....	53
Tabela 6 – Ganho energético obtido com a implementação de pré-aquecedor fechado de baixa pressão em ciclos CEST com desaerador e pré-aquecedor fechado de alta pressão para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial.....	55
Tabela 7 – Eficiência térmica artificial de ciclos convencionais CEST	56
Tabela 8 – Eficiência térmica artificial do ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão.....	56
Tabela 9 – Eficiência térmica artificial do ciclo CEST com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão	57
Tabela 10 – Eficiência térmica (energética) de Rankine de ciclos convencionais CEST	58
Tabela 11 – Eficiência térmica (energética) de Rankine do ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão	58
Tabela 12 – Eficiência térmica (energética) de Rankine do ciclo CEST com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão	59
Tabela 13 – Potencial de exportação de energia elétrica em TW.h de ciclos CEST convencionais (valores referentes a dados do ano de 2016).....	62
Tabela 14 – Potencial de exportação de energia elétrica em TW.h de ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão (valores referentes a dados do ano de 2016)	62

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

\dot{m} – fluxo de massa

\dot{Q} – fluxo (taxa) de calor

E – energia

h – entalpia específica.

m – massa

P – pressão

T – temperatura

t – tonelada

W – potência

Símbolos Gregos

η – rendimento

Δ – variação de parâmetro

Subscrito

A – artificial

aac – água de alimentação da caldeira

b – bomba

cald – caldeira

cin – cinética

comb – combustível

cond – condensador

e – entrada

elet – elétrico

g – gerador

int – interna

iso – isoentrópico

mec – mecânica

pot – potencial

s – saída

t – turbina

tub – tubulação

vap – vapor

u – útil

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

APE – Autoprodutores

BEN – Balanço Energético Nacional

BPST – *Backpressure Steam Turbine*

CCEE – Câmara de Comercialização de Energia Elétrica

CEST – *Condensing-Extraction Steam Turbine*

EPE – Empresa de Pesquisa Energética

MME – Ministério de minas e energia

OIEE – Oferta Interna de Energia Elétrica.

ONS – Operador Nacional do Sistema Elétrico

PCI – Poder Calorífico Inferior

PCS – Poder Calorífico Superior

PDE – Plano Decenal de Energia

PLD – Preço de Liquidação das Diferenças

SIN – Sistema Interligado Nacional

UDOP – União dos Produtores de Bioenergia

UTE – Unidade Termoelétrica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
2	OBJETIVOS.....	16
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
3.1	PANORAMA DA ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL.....	17
3.2	COGERAÇÃO DE ENERGIA.....	18
3.3	TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO APLICADAS AO SETOR SUCROENERGÉTICO.....	20
3.3.1	SISTEMA COM TURBINA DE CONTRAPRESSÃO (BPST).....	20
3.3.2	SISTEMA COM TURBINA DE CONDENSAÇÃO COM EXTRAÇÃO DE VAPOR CONTROLADA (CEST).....	21
3.3.3	SISTEMA MISTO.....	22
3.3.4	AQUECEDORES REGENERATIVOS.....	23
3.4	ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR.....	24
3.4.1	SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR.....	25
3.4.2	CICLO DE RANKINE.....	26
3.4.3	LEIS TERMODINÂMICAS.....	28
3.5	EQUIPAMENTOS DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR.....	29
3.5.1	GERADOR DE VAPOR (CALDEIRA).....	29
3.5.2	TURBINA A VAPOR.....	31
3.5.3	CONDENSADOR DE VAPOR.....	33
3.5.4	BOMBA.....	33
3.5.5	DESAERADOR (AQUECEDOR REGENERATIVO ABERTO).....	34
3.5.6	PRÉ-AQUECEDORES REGENERATIVOS FECHADOS.....	34
3.5.7	GERADOR DE ELETRICIDADE.....	35
3.6	ANÁLISE DO DESEMPENHO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO.....	35
3.7	BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR COMO COMBUSTÍVEL.....	37
4	METODOLOGIA.....	38
4.1	SIMULAÇÃO DOS CICLOS TÉRMICOS.....	38
4.2	CONFIGURAÇÃO DOS CICLOS TÉRMICOS ANALISADOS.....	41
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	48
6	CONCLUSÃO.....	63
7	REFERÊNCIAS.....	64

1 INTRODUÇÃO

A cogeração de energia é um processo no qual são geradas duas formas de energia simultaneamente, a energia térmica e a energia elétrica. Os sistemas de cogeração são geralmente dotados de um equipamento que a partir de um combustível produz energia térmica, a qual é transformada em energia mecânica por uma turbina ou motor e em energia elétrica por um gerador. Em uma cogeração tem-se associado o fornecimento de energia térmica a determinado processo.

Segundo pesquisas realizadas pela Empresa de Pesquisa Energética – EPE, a oferta interna de energia elétrica pode atingir 897 TW.h em 2026, valor aproximadamente 44,7% superior ao consumo de 619,7 TW.h registrados em 2016 (MME, 2017a). Como opção para suprir a demanda, os sistemas de cogeração de energia se mostram capazes de abastecer parte da demanda nacional. Como vantagem, a cogeração de energia é realizada de forma descentralizada, dentro de grandes indústrias, localizadas próximas aos centros urbanos nos quais ocorre maior consumo de energia (WALTER, 1994), gerando assim uma grande economia em redes de distribuição de longas distâncias.

Com diversos benefícios, a cogeração apresenta-se como a alternativa mais viável para atender a demanda térmica e elétrica de grandes indústrias, além da rentabilidade ao exportar o excedente de energia produzido.

A cogeração no setor sucroenergético destaca-se devido à utilização do bagaço como biocombustível, sendo esse proveniente do resíduo da cana-de-açúcar utilizada para produção de etanol e açúcar, tornando o setor autossuficiente e não requerendo a aquisição de combustível para implantação de uma unidade de cogeração (PELLEGRINI, 2009).

Na safra 2016/2017 foram produzidas 657,244 milhões de toneladas de cana-de-açúcar no Brasil, sendo o centro-sul responsável por 93,2% da produção nacional (UDOP, 2017). Estudos realizados pela EPE (MME, 2016) indicam que o processamento de cana-de-açúcar em 2025 poderá estar entre 776 e 858 milhões de toneladas.

Em 2016, 35,2 TW.h de energia foram gerados a partir de bagaço de cana (incluindo o autoconsumo), o que representa cerca de 72% de toda a energia produzida por meio de biomassa e 5,7% da oferta interna de energia elétrica (OIEE)

brasileira que é de 619,7 TW.h (MME, 2017b). Desses 35,2 TW.h, 21,2 TW.h são exportados para o sistema SIN (Sistema Integrado Nacional de Energia).

Das cerca de 378 usinas existentes no Brasil somente 200 comercializam energia elétrica (MME, 2017c), o que caracteriza a baixa eficiência em suas cogerações ou até mesmo a ausência de uma planta de cogeração. Estes números mostram o potencial energético que pode vir a ser explorado no Brasil com a utilização do biocombustível bagaço de cana.

Devido à abundância desse biocombustível (bagaço de cana) no setor sucroenergético não se desenvolveu o hábito de avaliar a eficiência térmica de plantas de cogeração por meio da utilização de critérios racionais de engenharia tais como aqueles baseados em princípios de conservação de massa e energia. A geração de energia em usinas sucroenergéticas é feita tradicionalmente por meio do ciclo de potência a vapor, o qual consiste na geração de vapor de alta pressão em uma caldeira, sendo este alimentado a uma turbina que realiza trabalho por meio da expansão isoentrópica do vapor, trabalho esse convertido em energia elétrica por um gerador (PELLEGRINI, 2009; PIETRO, 2003; WALTER, 1994).

É possível aumentar a eficiência térmica do ciclo pela implementação de pré-aquecedores regenerativos, os quais atuam reduzindo o calor rejeitado para uma fonte externa. Pré-aquecedores regenerativos são trocadores de calor que utilizam como fonte térmica o vapor proveniente de extrações da turbina para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira (MORAN; SHAPIRO, 2011).

Neste estudo, o desempenho de ciclos térmicos de cogeração de bioenergia no setor sucroenergético é analisado por meio de simulações nas quais se avalia a influência da pressão e da temperatura de vapor de caldeira na quantidade gerada de bioenergia e na eficiência térmica (energética) do ciclo. É avaliado também o ganho energético obtido com a implementação de pré-aquecedores regenerativos, itens quase sempre inexistentes em plantas de cogeração no setor sucroenergético devido à abundância de biocombustível (bagaço).

2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste estudo foi analisar a quantidade de bioenergia gerada e a eficiência térmica (energética) em ciclos de cogeração de energia no setor sucroenergético, identificando entre três configurações usuais de ciclos (convencional e regenerativos), aquela que proporciona maior geração e eficiência para diferentes pressões e temperaturas operacionais do vapor de caldeira.

Para o cumprimento do objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram propostos:

- Modelar as diferentes configurações dos ciclos térmicos analisados, implementando os respectivos fluxogramas no software *Cycle-tempo*;
- Realizar simulações dos ciclos térmicos nas diferentes condições operacionais empregando o software *Cycle-tempo*;
- Comparar as quantidades geradas de bioenergia e as eficiências térmicas dos ciclos nas diferentes condições operacionais do vapor.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 PANORAMA DA ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL

Em 2016 a oferta interna de energia elétrica (OIEE) alcançou 619.693 GW.h, sendo 578.898 GW.h supridos pela geração interna e 41.313 GW.h importados, total esse que assegurou o atendimento à demanda interna de energia elétrica e à exportação de 518 GW.h. Aproximadamente 99.663 GW.h de energia elétrica foram perdidos, disponibilizando-se para o consumo final o equivalente a 520.030 GW.h (MME, 2017b).

O Brasil dispõe de fontes renováveis e não renováveis de energia elétrica, sendo que as fontes renováveis representaram em 2016 cerca de 81,7% da OIEE (valor elevado em relação à média mundial de 23,6%), contra 18,3% de fontes não renováveis (MME, 2017d).

Dos 465,5 TW.h de energia elétrica gerados a partir de fontes renováveis no Brasil, destaca-se o montante de 81,8% de energia proveniente de fonte hídrica, seguido por 10,5% oriundo de biomassa, sendo o bagaço de cana responsável por 35.236 GW.h, representando cerca de 72% de toda a energia gerada a partir de biomassa e 7,5% da energia gerada utilizando fontes renováveis (MME, 2017b; MME, 2017d).

Segundo estudos realizados pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética), a OIEE pode chegar a 897 TW.h em 2026, 44,7% superior à de 2016. Estima-se que as fontes renováveis responderão por 85,5% do total, predominando a fonte hídrica com 61,4%, seguido por 22,9% referente às fontes de biomassa, eólica e solar. A Figura 1 apresenta dados sobre a OIEE no ano de 2016 e aquela projetada para 2026, considerando as diferentes fontes de energia (MME, 2017a).

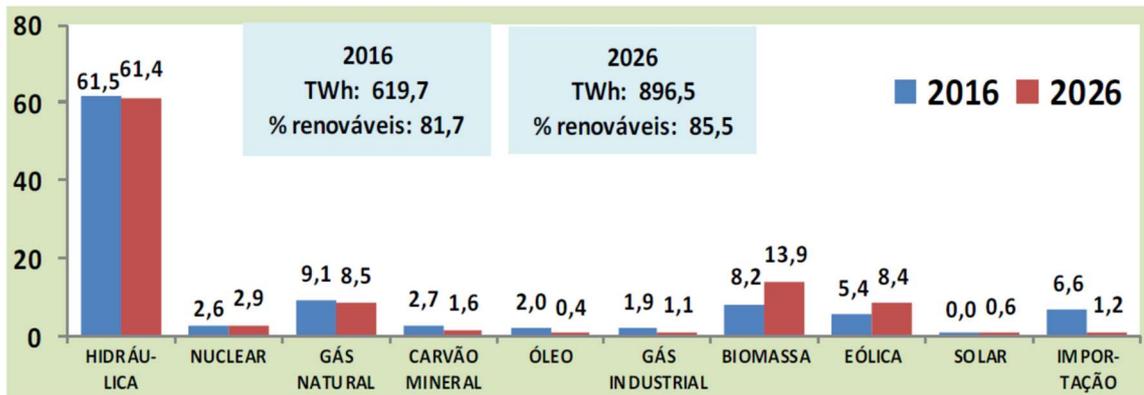


Figura 1 – Matriz de Oferta Interna de Eletricidade em 2026 (%)
 Adaptado de “Boletim do Plano decenal de expansão de energia (PDE 2026)” (MME, 2017a)

Grande parte da energia elétrica produzida pela utilização de biomassa é realizada em unidades termelétricas de cogeração, com diversos benefícios, podendo suprir a demanda térmica e elétrica de uma unidade industrial e exportar o excedente de energia para os grandes centros consumidores, tornando-se uma das opções mais viáveis para o setor industrial.

Aproximadamente 16% (98.538 GW.h) da OIEE, equivalente a 17% da produção de energia elétrica nacional, em 2016, foram supridos pela geração de energia elétrica em centrais denominadas como autoprodutoras (APE), que disponibilizam o excedente de 43.016 GW.h para o sistema SIN (MME, 2017b).

3.2 COGERAÇÃO DE ENERGIA

Segundo Walter (1994), cogeração é um termo técnico usado para designar os processos de produção de energia combinada de calor e potência pelo uso da energia fornecida por uma única fonte (combustíveis), independentemente do ciclo termodinâmico empregado, viabilizando o aumento da eficiência térmica na medida em que são reduzidas as perdas do ciclo termodinâmico associadas à rejeição de calor.

Em ciclos de potência a vapor para cogeração, a energia térmica (calor) é comumente fornecida na forma de vapor para determinado processo industrial. Na Figura 2 estão indicados os principais fluxos de entrada e saída de massa e energia em um sistema de cogeração com fornecimento de vapor (calor) a determinado processo.

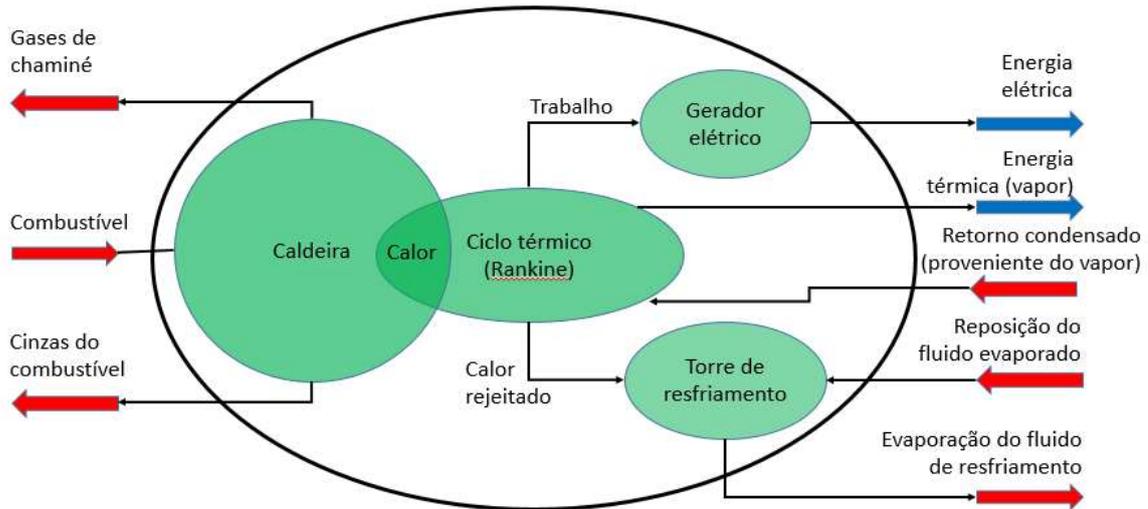


Figura 2 – Representação simplificada de um volume de controle de sistema de potência a vapor aplicado à cogeração de energia em uma planta do setor sucroenergético (elaborado pelo autor)

Considerando os fluxos de energia que entram e saem do volume de controle do sistema de cogeração termelétrica esquematizado na Figura 2, tem-se:

$$\dot{Q}_e = \dot{W}_{elet} + \Delta\dot{Q}_g + \Delta\dot{Q}_t + \Delta\dot{Q}_{cond} + \Delta\dot{Q}_{tub} + \Delta\dot{Q}_{cald} + \dot{Q}_{vap\ processo} - \dot{Q}_{cond}$$

Na equação anterior, tem-se que:

\dot{Q}_e – fluxo de calor correspondente à energia liberada durante a queima do combustível na fornalha da caldeira (kW);

\dot{W}_{elet} – potência elétrica produzida pelo gerador (kW);

$\Delta\dot{Q}_g$ – perda de potência no gerador elétrico (kW);

$\Delta\dot{Q}_t = \Delta\dot{Q}_{int} - \Delta\dot{Q}_{mec}$ – perdas internas e mecânicas na turbina (kW);

$\Delta\dot{Q}_{cond}$ – perdas de calor com a água de refrigeração no condensador da turbina (rejeição de calor para a fonte fria) (kW);

$\Delta\dot{Q}_{tub}$ – perdas de calor para o meio ambiente através das tubulações entre a caldeira e a turbina (kW);

$\Delta\dot{Q}_{cald}$ – perdas de calor na caldeira (kW);

$\dot{Q}_{vap\ processo}$ – fluxo de calor fornecido ao processo na forma de vapor d'água (kW);

\dot{Q}_{cond} – fluxo de energia térmica devolvido ao sistema pelo retorno de condensado do processo produtivo (kW).

A cogeração no setor sucroenergético justifica-se pela grande quantidade de bagaço de cana gerada no processo de produção de açúcar e álcool, o qual pode ser empregado para geração de energia térmica e elétrica, possibilitando a autossuficiência energética do setor (PELLEGRINI, 2009). No passado, o bagaço era considerado um resíduo de pouco valor agregado que requeria uma imediata eliminação devido ao considerável volume de material que era gerado no processo, o que fazia da queima a solução mais rápida e fácil para o problema.

No setor sucroenergético a cogeração é realizada por meio de sistemas de potência a vapor, os quais utilizam bagaço de cana como combustível (fonte de calor), produzindo energia elétrica e fornecendo energia térmica na forma de vapor para o processo industrial.

3.3 TECNOLOGIAS DE COGERAÇÃO APLICADAS AO SETOR SUCROENERGÉTICO

Dentre as possibilidades de implantação de um sistema de cogeração no âmbito do setor sucroenergético, os arranjos comumente empregados para os sistemas de potência a vapor são os seguintes (PELLEGRINI, 2009; PIETRO, 2003; WALTER, 1994):

- Sistema com turbina de contrapressão (BPST – *Backpressure Steam Turbine*);
- Sistema com turbina de condensação com extração de vapor controlada (CEST – *Condensing-Extraction Steam Turbine*);
- Sistema misto com turbinas de contra-pressão e de condensação.

A escolha do tipo de sistema e das condições operacionais do vapor e da água de caldeira, dependem de fatores técnicos e econômicos que devem ser avaliados para cada unidade específica.

3.3.1 SISTEMA COM TURBINA DE CONTRAPRESSÃO (BPST)

Sistemas BPST possuem instalação relativamente simples quando comparado aos demais e não rejeitam calor para fonte externa. Entretanto, a geração de energia elétrica é determinada pela demanda de energia térmica no processo industrial, podendo tal configuração não consumir totalmente o bagaço em função da demanda.

A Figura 3 ilustra o sistema BSPT aplicado ao setor sucroenergético (PELLEGRINI, 2009; PIETRO, 2003; WALTER, 1994).

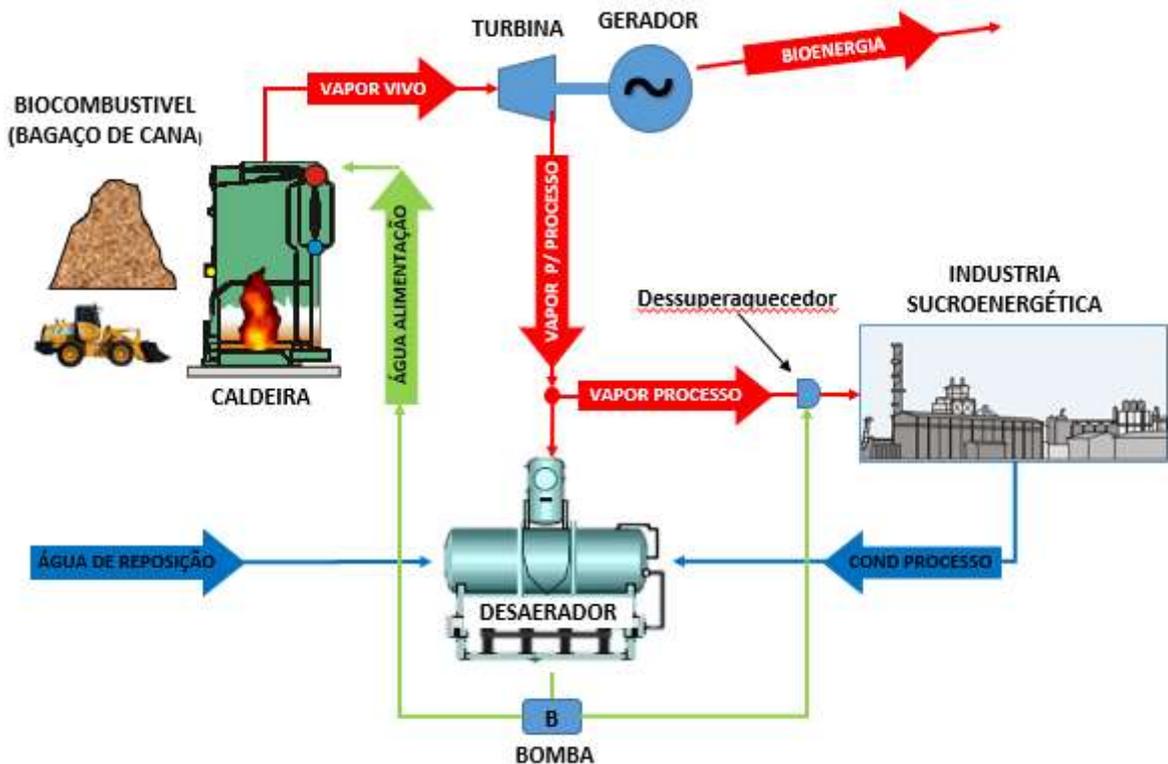


Figura 3 – Sistema BSPT de cogeração de bioenergia no setor sucroenergético (adaptado de Pellegrini (2009))

3.3.2 SISTEMA COM TURBINA DE CONDENSAÇÃO COM EXTRAÇÃO DE VAPOR CONTROLADA (CEST)

Sistemas CEST possuem maior flexibilidade operacional, podendo a geração de energia elétrica ser mantida independente do consumo de energia térmica no processo industrial. Neste arranjo, o vapor (energia térmica) não direcionado ao processo industrial continua a se expandir na turbina, gerando trabalho, condensando-se ao final e retornando ao ciclo. Como vantagem, todo o bagaço pode ser utilizado, maximizando a geração de energia elétrica. A Figura 4 ilustra o sistema CEST aplicado ao setor sucroenergético (PELLEGRINI, 2009; PIETRO, 2003; WALTER, 1994).

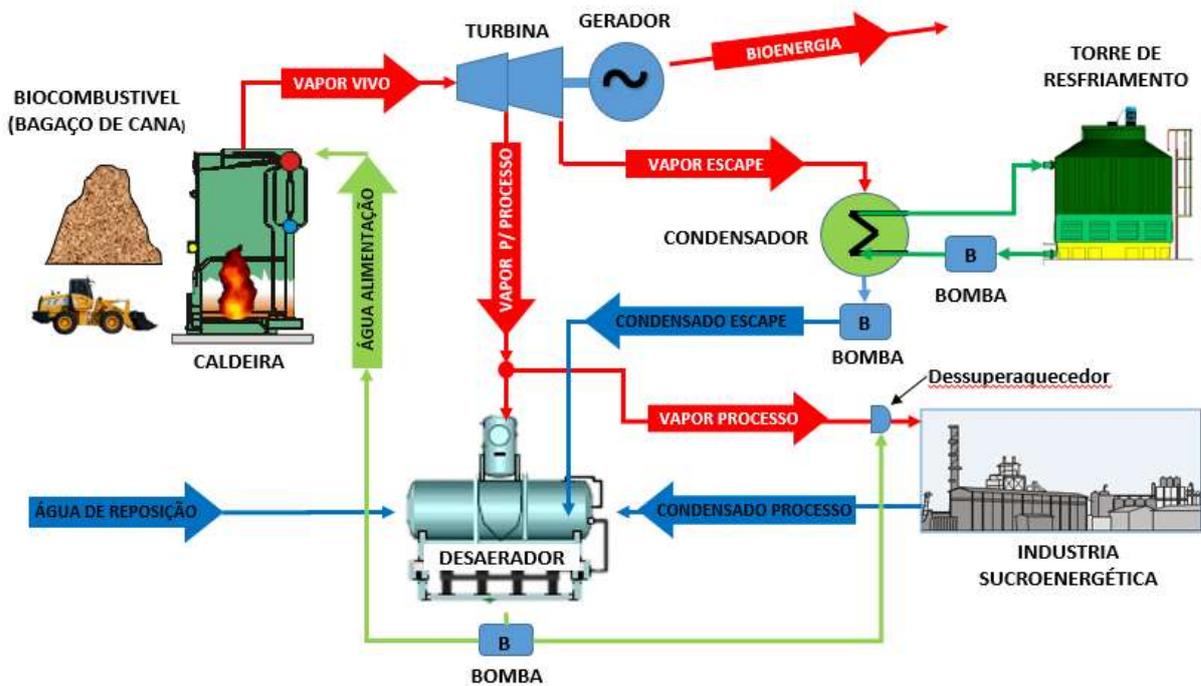


Figura 4 – Sistema CEST de cogeração de bioenergia no setor sucroenergético (adaptado de Pellegrini (2009))

3.3.3 SISTEMA MISTO

A decisão por um sistema misto, com turbinas de contrapressão e de condensação, dependerá de estratégias operacionais pré-estabelecidas. Este arranjo é empregado comumente em unidades que operam no período de entressafra com combustíveis alternativos e embora tendo maior flexibilidade, tem custo de instalação elevado. A Figura 5 ilustra o sistema misto aplicado ao setor sucroenergético (PELLEGRINI, 2009; PIETRO, 2003; WALTER, 1994).

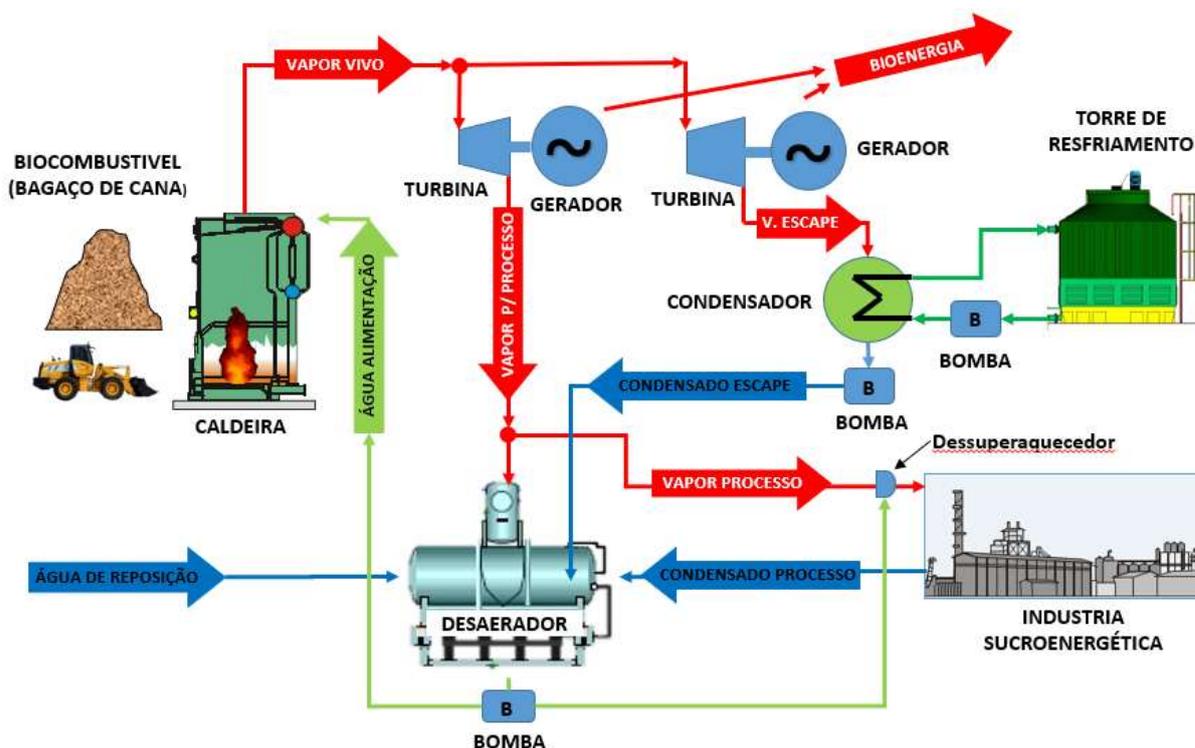


Figura 5 – Sistema misto com turbinas de contrapressão e de condensação para cogeração de bioenergia no setor sucroenergético (adaptado de Pellegrini (2009))

3.3.4 AQUECEDORES REGENERATIVOS

A eficiência térmica de ciclos de potência a vapor pode ser aumentada pela implementação de pré-aquecedores fechados, sendo a quantidade de pré-aquecedores definida por aspectos técnico-econômicos. Geralmente, plantas de potência a vapor possuem pelo menos o pré-aquecedor aberto, operando em pressão maior do que a pressão atmosférica, de modo que o oxigênio e outros gases possam ser retirados do ciclo, processo este conhecido como desaeração (MORAN; SHAPIRO, 2011).

Comumente os pré-aquecedores regenerativos abertos (desaeradores) no setor sucroenergético operam com temperatura entre 105 e 120°C e utilizam como fonte térmica para aquecimento da água a mesma extração de vapor utilizada para suprir a demanda térmica do processo industrial, isto é, vapor em torno de 2,5 bar(a). O vapor fornecido ao processo é devolvido ao desaerador em forma de condensado após ser utilizado para produção de álcool e açúcar que retorna ao ciclo em temperaturas que podem variar entre 90 e 120°C, dependendo da planta industrial em questão.

Os pré-aquecedores regenerativos fechados, embora não tão utilizados nas cogerações do setor sucroenergético, representam melhoria na eficiência térmica do sistema. A Figura 6 ilustra a aplicação de aquecedores fechados de alta e baixa pressão em uma termelétrica de cogeração em uma unidade sucroenergética.

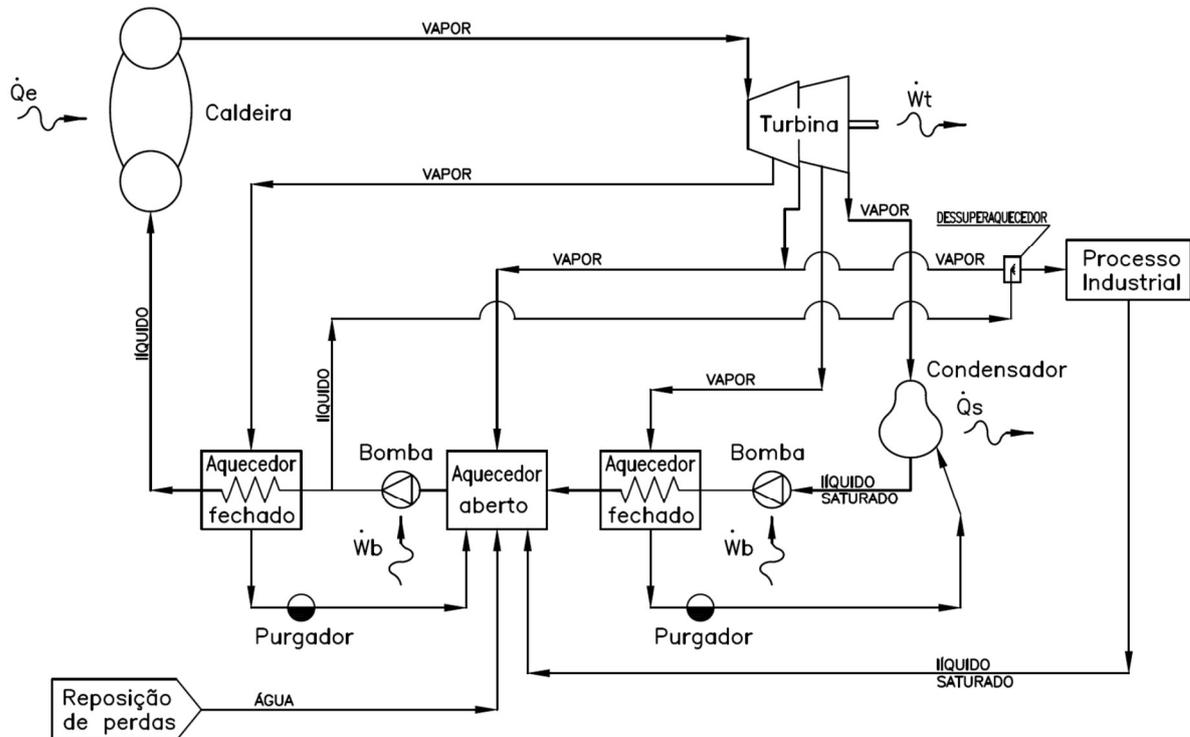


Figura 6 – Representação esquemática da implementação de aquecedores regenerativos na cogeração de bioenergia no setor sucroenergético (elaborado pelo autor)

Lora (2004) destaca que a definição da temperatura final de aquecimento da água de alimentação deve ser determinada após análise técnico-econômica, considerando o ganho de eficiência do ciclo e o custo dos pré-aquecedores regenerativos.

3.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR

Segundo Carvalho (2002), todo ciclo termodinâmico opera com uma substância chamada fluido de trabalho e tem por objetivo transformar calor em trabalho. Já Rezende (2017) afirma que processos termodinâmicos, que têm como função transformar um combustível energético em energia mecânica, são denominados de sistemas de potência.

A correta análise de ciclos termodinâmicos envolve a aplicação de princípios termodinâmicos assim como aqueles baseados na conservação de massa e energia a equipamentos individuais.

3.4.1 SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR

A grande maioria dos sistemas de potência a vapor apresentam uma instalação cujos subsistemas principais básicos são mostrados na Figura 7 e definidos a seguir (MORAN; SHAPIRO, 2011).

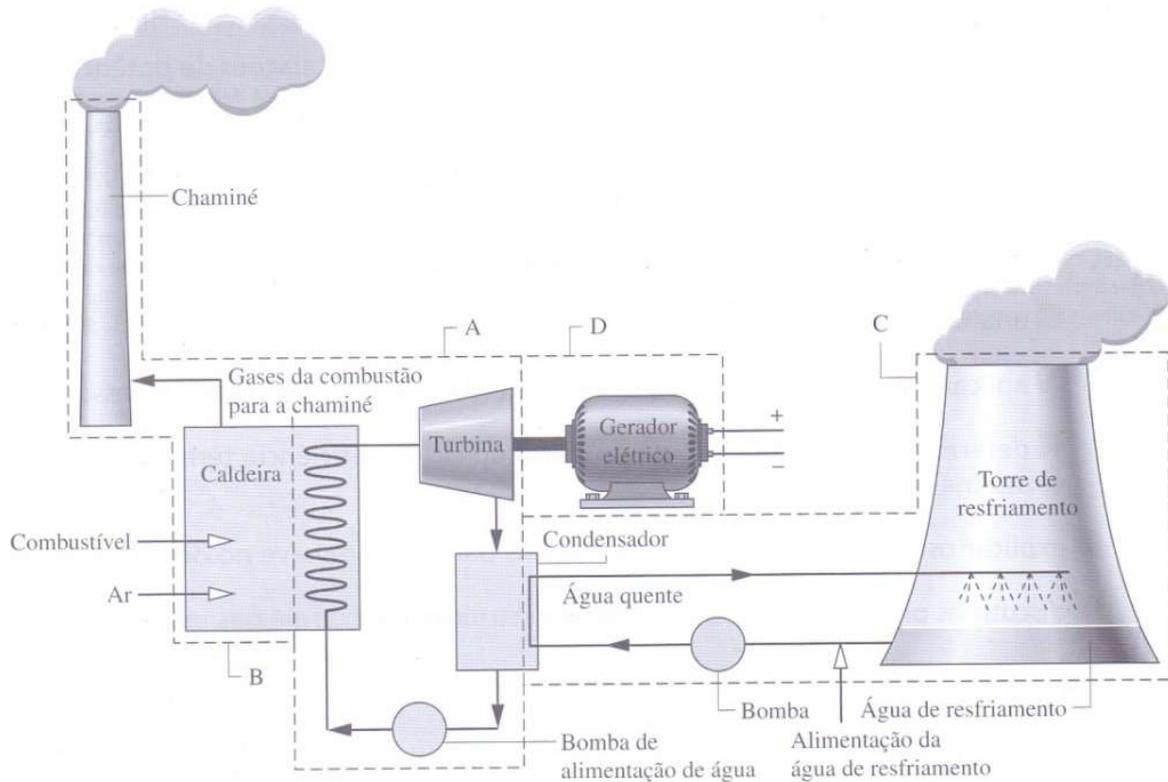


Figura 7 – Componentes de uma planta de potência a vapor (adaptado de Moran e Shapiro (2011))

Subsistema A: Transformação de energia térmica em trabalho;

Subsistema B: Fornecimento da energia necessária para vaporizar a água da caldeira;

Subsistema C: Sistema de água de refrigeração do condensador;

Subsistema D: Transformação do trabalho fornecido pela turbina em energia elétrica;

No subsistema A tem-se o ciclo de Rankine, responsável pela conversão do calor fornecido no subsistema B em trabalho, o qual é posteriormente convertido em energia elétrica no subsistema D, havendo rejeição de calor no subsistema C.

3.4.2 CICLO DE RANKINE

A correta análise do ciclo de Rankine envolve a aplicação de princípios de conservação de massa e de energia a processos conduzidos em equipamentos individuais (caldeira, turbina, condensador e bomba) de uma planta conforme indicados na Figura 8 e descritos a seguir (MORAN; SHAPIRO, 2011):

- Processo 1-2: Expansão isentrópica do fluido através da turbina;
- Processo 2-3: Transferência de calor do fluido de trabalho quando este escoa à pressão constante através do condensador, chegando como líquido saturado no estágio 3;
- Processo 3-4: Compressão isentrópica na bomba até o estágio 4 na região de líquido comprimido;
- Processo 4-1: Transferência de calor para o fluido de trabalho quando este escoa à pressão constante através da caldeira, completando o ciclo.

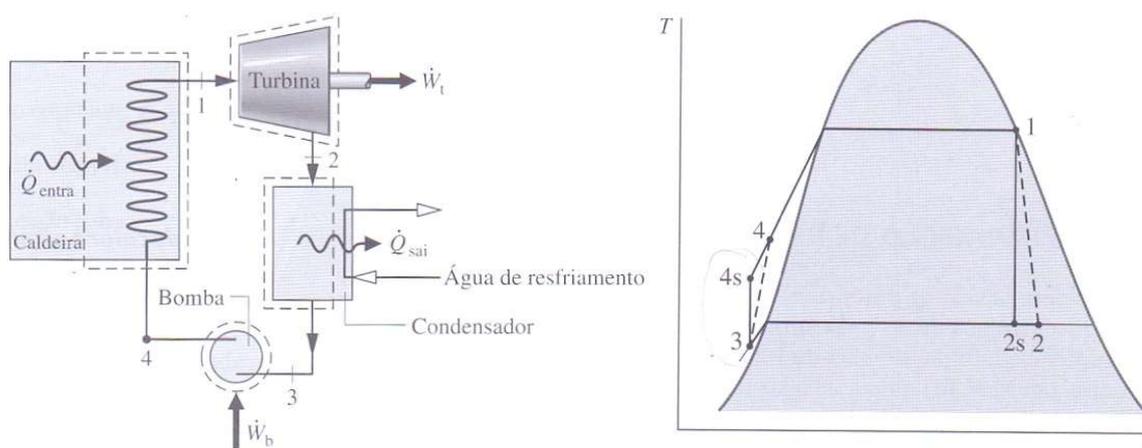


Figura 8 – Ilustração de um ciclo de Rankine e do diagrama temperatura-entropia associado:

1-2s-3-4s-1: Ciclo ideal, sem as irreversibilidades do subsistema,

1-2-3-4-1: Ciclo real, incluindo as irreversibilidades do subsistema

(adaptado de Moran e Shapiro, 2011)

As principais irreversibilidades do ciclo de Rankine encontram-se na turbina (processo 1-2) e na bomba (processo 3-4), sendo estas atribuídas à geração de entropia no escoamento, expansão e compressão do fluido através dos equipamentos. Na Figura 9 é apresentado um esquema do volume de controle para fins de análise do Ciclo de Rankine.



Figura 9 – Ilustração do volume de controle de um ciclo de Rankine ideal (elaborado pelo autor):
 $\dot{W}_{líquido}$ - potência líquida (potência na turbina subtraída da potência fornecida ao fluido pela bomba de alimentação da caldeira),
 \dot{Q}_e - fluxo de calor fornecido ao ciclo,
 \dot{Q}_s - fluxo de calor rejeitado.

A eficiência energética do ciclo é dada pela quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que é convertida em trabalho líquido (MORAN; SHAPIRO, 2011). Utilizando os princípios de conservação de massa e energia, define-se a eficiência (rendimento) do ciclo pelas seguintes equações:

$$\eta_{Rankine\ bruto} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_e} \quad ou \quad \eta_{Rankine\ líquido} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e}$$

Nessas equações: η – rendimento (%); \dot{W}_t – potência da turbina (kW); \dot{W}_b – potência fornecida à bomba (kW); \dot{Q}_e – fluxo de calor (kW).

A eficiência energética de ciclos de potência a vapor pode ser aumentada pela implementação de pré-aquecedores regenerativos, os quais realizam o aquecimento da água de alimentação da caldeira com vapor proveniente de extrações da turbina, diminuindo, assim, a quantidade de vapor que chega ao condensador e minimizando a rejeição de calor, o que torna menor a quantidade de calor necessária para realização do mesmo trabalho (MORAN; SHAPIRO, 2011). A Figura 10 ilustra os principais tipos de pré-aquecedores regenerativos que podem ser usados para a geração de energia em ciclos de potência a vapor.

Dissecando o termo $\Delta \dot{E}$ em suas parcelas contribuintes, obtém-se:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot (h + E_{cin} + E_{pot})_s - \sum \dot{m}_e \cdot (h + E_{cin} + E_{pot})_e$$

Em análises térmicas de sistemas de potência a vapor no âmbito do setor industrial, normalmente a energia potencial (E_{pot}) e a cinética (E_{cin}) são desprezadas no balanço de energia, ficando-se apenas com as entalpias associadas às correntes de entrada e saída do sistema e simplificando-se a equação anterior à seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e$$

Nessas equações, os subscritos *e* e *s* referem-se à entrada e saída, respectivamente e:

\dot{Q} – fluxo de calor (kW); \dot{W} – trabalho (kW); \dot{m} – fluxo de massa (kg/s); h – entalpia específica, a qual incorpora o trabalho de fluxo (kJ/kg).

Dentre as leis da termodinâmica, a segunda é a que tem maior aplicação na construção de máquinas térmicas, tratando diretamente da análise de rendimento de tais sistemas. Três enunciados fundamentam a 2ª Lei da Termodinâmica: Clausius, Kelvin-Planck e da Entropia.

O enunciado de Clausius da segunda lei afirma que espontaneamente a transferência de calor só é possível de um corpo mais quente para um corpo mais frio.

O enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei afirma que, por menor que seja, sempre ocorrerá perda de energia na forma de calor, não sendo possível um ciclo térmico ter rendimento igual a 100%.

O enunciado da entropia afirma que, em condições reais (irreversíveis), é impossível a entropia ser conservada ou negativa, sendo o aumento de entropia um indicador da possibilidade de ocorrência de um processo.

3.5 EQUIPAMENTOS DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR

3.5.1 GERADOR DE VAPOR (CALDEIRA)

Gerador de vapor é definido como todo equipamento que utiliza a energia química liberada pela combustão de um combustível para realizar a mudança de fase

da água de líquido para vapor. O vapor proveniente das caldeiras é utilizado para o aquecimento de processos industriais bem como para o acionamento de máquinas térmicas visando à geração de potência mecânica e/ou energia elétrica (LORA et al., 2004). Os fluxos de entrada e saída de massa e energia em uma caldeira podem ser esquematizados conforme mostrado na Figura 11.

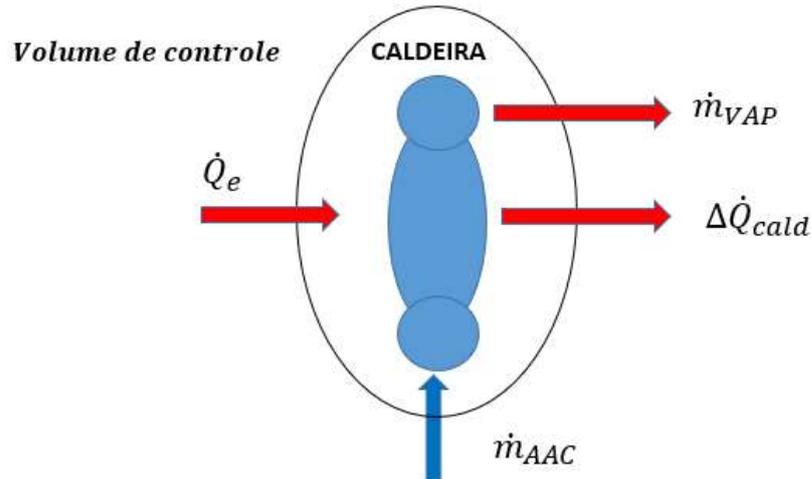


Figura 11 – Volume de controle de um gerador de vapor (elaborado pelo autor)

$\Delta\dot{Q}_{cald}$ – perdas de calor na caldeira (kW);

\dot{m}_{aac} – fluxo de massa de água de alimentação da caldeira (kg/s);

\dot{m}_{vap} – fluxo de massa de vapor na saída da caldeira (kg/s);

\dot{Q}_e – fluxo de calor fornecido à caldeira (kW).

A eficiência térmica de uma caldeira pode ser definida como a razão entre a energia absorvida pelo fluido e o conteúdo energético liberado pela queima do combustível (NOGUEIRA; ROCHA, 2005), dada por:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{m}_{vap} (h_{vap_s} - h_{aac_e})}{\dot{Q}_e}$$

Nessa equação: h_{aac_e} - entalpia da água de alimentação da caldeira (kJ/kg); h_{vap_s} - entalpia do vapor na saída da caldeira (kJ/kg); \dot{m}_{vap} – fluxo de massa de vapor na saída da caldeira (kg/s); \dot{Q}_e - fluxo de calor fornecido à caldeira (kW).

O fluxo de calor fornecido à caldeira (\dot{Q}_e) é dado por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}$$

onde: \dot{m}_{comb} – fluxo de massa de combustível (kg/s); PCI_{comb} – poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

Deve-se ressaltar que em ciclos regenerativos nos quais o aumento da temperatura da água de alimentação da caldeira está associado ao aumento da eficiência térmica do ciclo, a temperatura após o economizador deve ser 30 a 40°C inferior à temperatura de saturação para a pressão de operação em questão (PERA, 1990), evitando a vaporização da água no interior dos tubos.

3.5.2 TURBINA A VAPOR

Turbina a vapor é um dispositivo que fornece potência pelo escoamento de vapor através de uma série de pás móveis fixas a um eixo giratório acionado pela expansão do vapor d'água até uma dada pressão inferior (MORAN; SHAPIRO, 2011). Comumente, turbinas a vapor são nomeadas em função dos tipos de tomadas, extrações e saída de vapor, sendo as principais apresentadas na Figura 12.

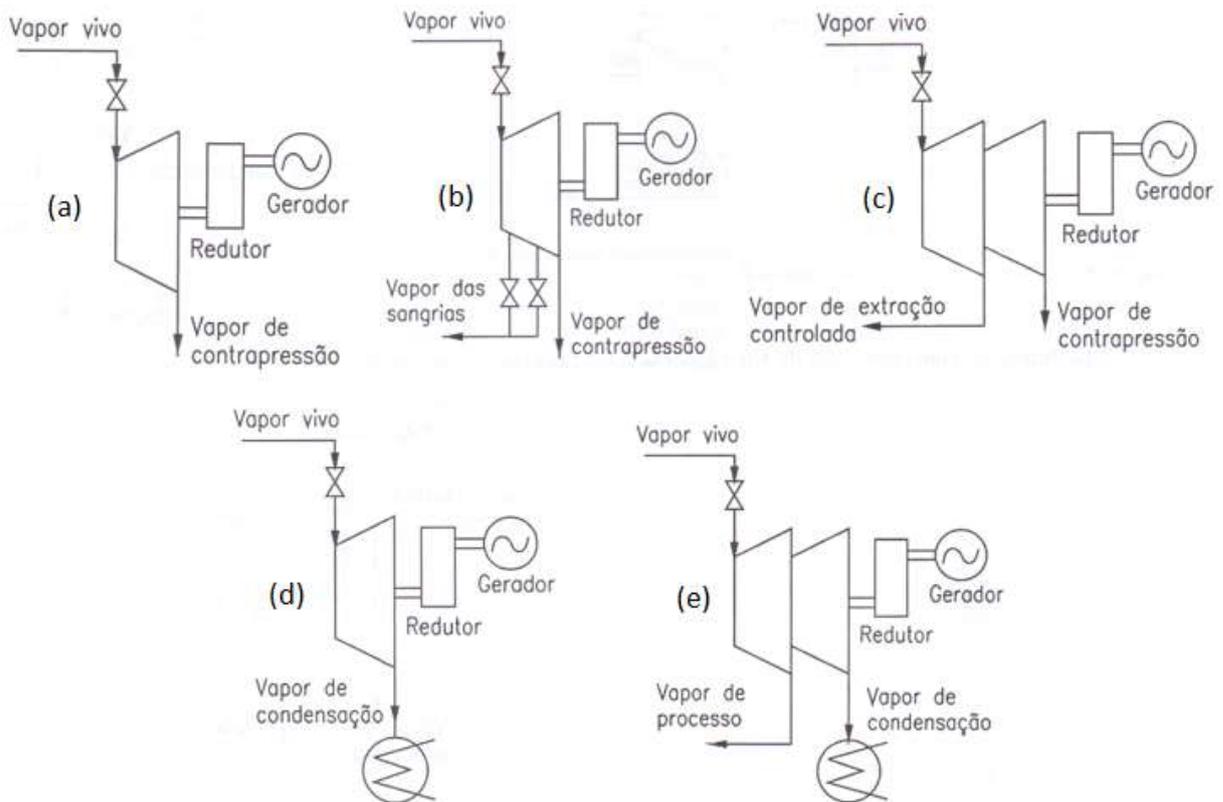


Figura 12 – Esquema simplificado e nomenclatura das turbinas a vapor (adaptado de Mazurenko e Teixeira, 2004):

(a) Turbina de contrapressão; (b) Turbina de contrapressão com sangrias de vapor; (c) Turbina de contrapressão com extrações de vapor; (d) Turbina de condensação; (e) Turbina de condensação com extração de vapor

Considerando os princípios de conservação de massa e energia, pode-se definir o trabalho realizado pela turbina pela seguinte equação:

$$\dot{W}_t = \sum(\dot{m}_e \cdot h_e) - \sum(\dot{m}_s \cdot h_s)$$

Para uma turbina com apenas uma entrada e uma saída de vapor, com vazão mássica de entrada igual à de saída ($\dot{m}_e = \dot{m}_s$), define-se o trabalho realizado pela turbina por:

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_e \cdot h_e) - (\dot{m}_s \cdot h_s) \rightarrow \dot{W}_t = \dot{m}_e (h_e - h_s)$$

Para turbinas com várias extrações e ou tomadas de vapor, define-se o trabalho da seguinte forma:

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_e \cdot h_e) - (\dot{m}_{s_1} \cdot h_{s_1}) - (\dot{m}_{s_2} \cdot h_{s_2}) - \dots - (\dot{m}_{s_n} \cdot h_{s_n})$$

Nessa equação os subscritos *e* e *s* referem-se à entrada e à saída, respectivamente e:

\dot{W}_t – potência na turbina (kW); \dot{m} – fluxo de massa de vapor (kg/s); h – entalpia do vapor (kJ/kg).

A Figura 13 ilustra um esquema do volume de controle para uma turbina a vapor na qual as perdas internas e mecânicas são desprezíveis:

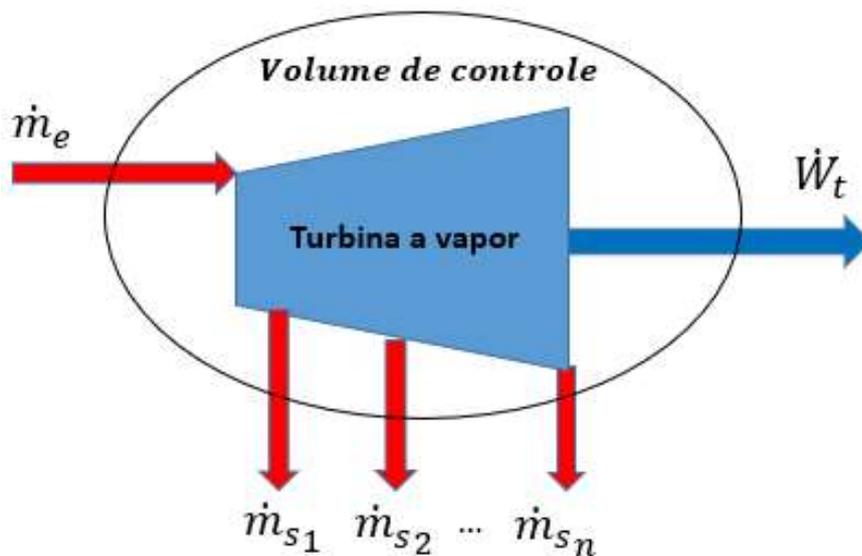


Figura 13 – Ilustração do volume de controle de uma turbina a vapor (elaborado pelo autor)

A principal irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho está associada à sua expansão através da turbina, e as perdas de calor para a vizinhança são consideradas desprezíveis. Essa irreversibilidade faz com que haja um aumento da entropia do vapor que flui através da turbina, sendo o trabalho real da turbina sempre inferior ao trabalho teórico (MORAN; SHAPIRO, 2011).

O rendimento isentrópico de uma turbina é definido pela equação a seguir:

$$n_{iso} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{iso}} \quad \therefore n_{iso} (\%) = 100 \cdot \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{iso}}$$

Nessa equação: n_{iso} = eficiência isentrópica da turbina (%); \dot{W}_{real} = trabalho real realizado pela turbina considerando as irreversibilidades do fluido (kW); \dot{W}_{iso} = trabalho teórico realizado pela turbina, desprezando o aumento de entropia do fluido através da turbina (kW).

3.5.3 CONDENSADOR DE VAPOR

O condensador é um trocador de calor responsável por converter o vapor de exaustão da turbina em líquido, podendo este ser retornado para o ciclo (LORA; ANDRADE, 2004). Os condensadores utilizam para troca térmica água proveniente de lagos, mares ou ciclos fechados com equipamento de resfriamento da água (torre de resfriamento).

Lora e Andrade (2004) descrevem que, devido aos últimos estágios das turbinas operarem em pressões negativas, faz com que nesta região ocorra infiltração de ar, sendo necessário para manter um nível adequado de vácuo no condensador remover constantemente os gases não condensáveis do condensador, utilizando-se para isso sistema de ejetores ou bombas de vácuo. A mudança súbita de volume específico do vapor para o líquido no instante da condensação é o principal responsável pelo aparecimento de vácuo no condensador.

3.5.4 BOMBA

Bomba é um dispositivo que realiza trabalho sobre alguma substância na fase líquida, elevando a pressão e provocando determinado fluxo de massa.

3.5.5 DESAERADOR (AQUECEDOR REGENERATIVO ABERTO)

Equipamento cuja função é remover os gases dissolvidos na água, visando evitar a ocorrência de corrosão interna no gerador de vapor. Adicionalmente, realiza o aquecimento regenerativo do condensado, garantindo um volume adequado de água de alimentação da caldeira (LORA; ANDRADE, 2004).

A água fornecida ao desaerador flui através de bandejas fracionando-a em gotículas e em contracorrente flui o vapor que aquece as gotículas até que seja atingida a temperatura de ebulição para que os gases dissolvidos sejam liberados (LORA; ANDRADE, 2004). Desaeradores comumente operam com pressões variando entre 1,2 e 4,5 bar(a), com líquido saturado à temperatura entre 105 e 148°C e utilizam vapor extraído da turbina.

3.5.6 PRÉ-AQUECEDORES REGENERATIVOS FECHADOS

São trocadores de calor normalmente do tipo casco e tubos, os quais são utilizados para aquecimento da água de alimentação da caldeira, usando como fonte térmica o vapor proveniente de extrações da turbina. São classificados em dois grupos como segue (LORA; ANDRADE, 2004):

- pré-aquecedores de alta pressão: trocadores que se localizam entre a bomba de alimentação e a caldeira e que utilizam vapor de extração das turbinas de alta e média pressão;
- pré-aquecedores de baixa pressão: trocadores que se localizam entre o condensador da turbina e o desaerador e que utilizam vapor extraído da turbina de baixa pressão.

A Figura 14 ilustra as principais configurações de pré-aquecedores de água, destacando-se: (a) aquecedor simples cuja função é condensar o vapor saturado, retirando apenas calor latente do vapor; (b) aquecedor com resfriador de drenagem no qual é possível resfriar o condensado pela troca térmica de calor sensível, obtendo-se um diferencial de temperatura menor no terminal frio do trocador; (c) aquecedor com resfriador de vapor superaquecido no qual é possível obter troca térmica de calor sensível do vapor superaquecido (LORA; ANDRADE, 2004).

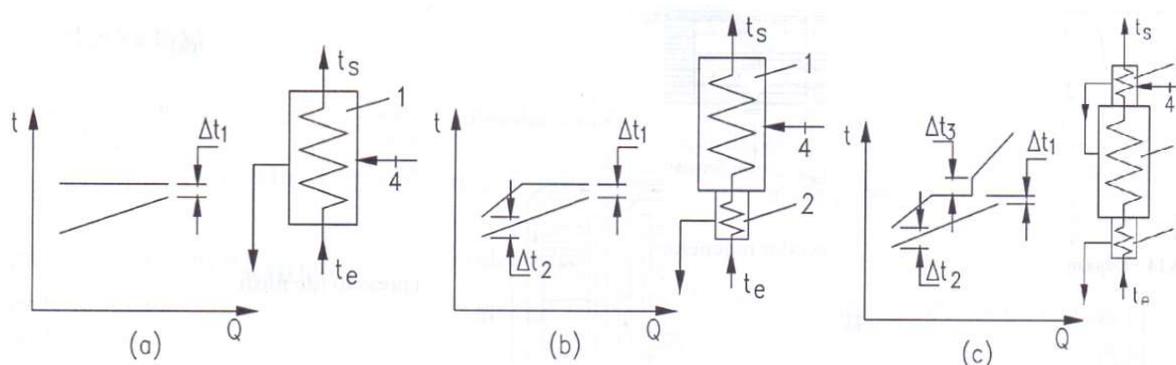


Figura 14 – Configurações de pré-aquecedores regenerativos (adaptado de Lora e Andrade, 2004):
 (a) aquecedor simples; (b) aquecedor com resfriador de drenagem; (c) aquecedor com dessuperaquecedor de vapor e resfriador de drenagem: 1- aquecedor; 2- resfriador de drenagem; 3- resfriador de vapor superaquecido.

3.5.7 GERADOR DE ELETRICIDADE

São equipamentos para conversão da energia mecânica (trabalho) fornecido pela turbina em energia elétrica. Turbinas normalmente operam com altas rotações, sendo necessário, para conversão da energia mecânica em elétrica, reduzir a rotação para que se possa gerar a energia na frequência desejada, sendo utilizado para tal fim um redutor de velocidade entre a turbina e o gerador.

3.6 ANÁLISE DO DESEMPENHO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Embora a cogeração de energia por ciclo de potência a vapor seja vastamente conhecida, o cálculo da eficiência do ciclo pode gerar algumas controvérsias quanto ao método utilizado. Alguns critérios consideram a energia térmica fornecida para a fonte externa (processo industrial) como sendo igual à energia elétrica gerada. Esta consideração pode trazer erros ao analisar centrais de cogeração iguais com fornecimento de cargas térmicas diferentes. Para corrigir tais erros, um outro critério é proposto segundo o qual utiliza-se um fator de correção relacionado à quantidade de energia térmica fornecida a determinado processo industrial. Nogueira et al. (2004) definem critérios para as análises citadas, nomeando-as como eficiência energética e eficiência térmica artificial, respectivamente.

- **Critério da eficiência energética:** trata-se de um critério convencional que atribui valores idênticos às energias elétrica e térmica (NOGUEIRA et al., 2004). Segundo este critério, centrais com mesma configuração e equipamentos de iguais eficiências

podem apresentar eficiências térmicas de ciclo diferentes, o que pode ser explicado pela variação da energia térmica fornecida ao processo industrial em uma planta e outra.

$$\eta_{EN} = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_u}{\dot{Q}_{comb}}$$

Nessa equação: η_{EN} – eficiência energética (%); \dot{W} – potência (kW); \dot{Q}_u – fluxo de calor útil produzido, isto é, fluxo de calor fornecido para fonte externa (kW); \dot{Q}_{comb} = fluxo de calor liberado na combustão (kW).

O fluxo de calor fornecido (\dot{Q}_u) para fonte externa é dado pela energia contida no vapor fornecido ao processo subtraída da energia devolvida ao fluxo de condensado retornado, conforme a seguinte equação:

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}_{vapor} * h_{vapor}) - (\dot{m}_{condensado} * h_{condensado})$$

Nessa equação: \dot{m}_{vapor} – fluxo de massa de vapor fornecido à fonte externa (kg/s); $\dot{m}_{condensado}$ – fluxo de massa de condensado retornado da fonte externa (kg/s); h_{vapor} – entalpia do vapor fornecido a fonte externa (kJ/kg); $h_{condensado}$ – entalpia do condensado retornado da fonte externa (kJ/kg).

O fluxo de calor liberado na combustão (\dot{Q}_{comb}) é dado por:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI_{comb}$$

Nessa equação: \dot{m}_{comb} – fluxo de massa de combustível (kg/s); PCI_{comb} – poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

• **Critério da eficiência térmica artificial:** neste critério, considera-se que a energia efetivamente utilizada pela planta de cogeração para gerar energia elétrica seja dada pela diferença entre sua demanda total e aquela que seria utilizada para gerar calor em um sistema convencional (NOGUEIRA et al., 2004). Assim, o cálculo da eficiência seria dado por:

$$\eta_A = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{comb} - \frac{\dot{Q}_u}{\varepsilon_b}}$$

Nessa equação: η_A – eficiência térmica artificial (%); ε_b – rendimento do sistema convencional de fornecimento de calor (caldeira) (%).

3.7 BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR COMO COMBUSTÍVEL

Para Hugot (1986) o bagaço é o resíduo da cana-de-açúcar moída, constituindo-se de matéria fibrosa obtida ao final do processo de extração do caldo (moagem) utilizado no processo de produção de açúcar e álcool. Mafron (2016) destaca que o bagaço de cana-de-açúcar é a principal matéria utilizada nas unidades sucroenergéticas para cogeração de energia elétrica, a qual pode ser consumida internamente ou exportada.

Os conteúdos de fibra na cana-de-açúcar podem variar entre 10 e 16%, porém, os valores mais comuns estão na ordem de 12 a 15% (HUGOT, 1986). Aquele autor reporta ainda que a umidade do bagaço ao término do processo de extração de caldo pode variar de 45 a 50%, e além de umidade, o bagaço pode conter outros materiais em solução aquosa tais como açúcares e impurezas, que podem variar de 2 a 4%, e que um índice de 50% de fibra no bagaço final é frequente. Considerando os conteúdos de fibra da cana-de-açúcar variando de 12 a 15%, pode-se estimar que cada tonelada de cana pode fornecer de 240 a 300 kg de bagaço, considerando 50% de fibra no bagaço.

Para Cortez et al. (2008), o poder calorífico de um combustível pode ser definido como a energia liberada na combustão completa por unidade de massa utilizada, sendo comumente medido em kJ/kg. O Poder Calorífico Inferior (PCI), é obtido deduzindo-se do Poder Calorífico Superior (PCS) o calor latente liberado pela condensação da água. Por sua vez, o PCS é a quantidade de calor liberada por unidade de massa do combustível quando queimado completamente, sendo os produtos de combustão resfriados até a temperatura da mistura combustível (BRUNETTI, 2012).

O PCS pode ser medido facilmente em laboratório por meio de bomba calorimétrica. Já na determinação do PCI, a água do combustível permanece no estado vapor, impossibilitando a determinação. Considerando que os equipamentos do setor industrial são incapazes de reduzir a temperatura dos gases de combustão além do ponto de condensação, o PCI torna-se o parâmetro utilizado para fins de cálculo. Existem várias equações disponíveis na literatura para o cálculo do PCS e PCI do bagaço de cana em função da sua composição elementar (HUGOT, 1986).

4 METODOLOGIA

Simulações para as diferentes configurações de ciclos de potência a vapor foram realizadas utilizando-se o software *Cycle-tempo*. Preliminarmente às simulações, definiram-se as condições operacionais referentes aos principais parâmetros envolvidos em tais sistemas como a temperatura e pressão de vapor, temperatura da água de alimentação da caldeira e consumo de energia térmica no processo. As simulações foram realizadas considerando-se como base de cálculo uma tonelada de cana-de-açúcar processada, de forma a tornar os resultados obtidos aplicáveis a estudos de implantação em qualquer unidade sucroenergética, independentemente da capacidade de processamento desejada.

4.1 SIMULAÇÃO DOS CICLOS TÉRMICOS

Para desenvolvimento do estudo foram realizadas simulações computacionais utilizando o software *Cycle-tempo*, o qual é um programa para modelagem, simulação e otimização de sistemas termodinâmicos e de transformação de energia, tendo sido desenvolvido para cálculos de fluxos de massa, energia e termodinâmicos, podendo ser aplicado aos seguintes processos ou combinações destes:

- Usinas de turbinas a vapor;
- Turbinas a gás;
- Usinas de ciclo combinado;
- Sistemas de combustão e gaseificação;
- Sistemas de transferência de calor;
- Sistemas de célula combustível de baixa e alta temperatura;
- Centrais de ciclo Rankine orgânico (ORC);
- Sistemas de refrigeração (compressão e absorção);
- Bombas de calor.

Nas simulações de usinas de turbinas a vapor, o software utiliza para cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor e da água as equações da IAPWS-IF97 (*International Association for the Properties of Water and Steam*) ou a 1967 IFC (*Formulation for industrial use: a formulation of the thermodynamic properties of ordinary water*).

Como vantagem, o *Cycle-Tempo* permite construir rapidamente diversos modelos a partir de uma biblioteca que inclui válvulas, trocadores de calor, bombas, compressores, turbinas, caldeiras, dentre outros, sendo os componentes conectados

por tubos. Um modelo de ciclo de Rankine e a biblioteca disponível para a modelagem são ilustrados na Figura 15.

Os sentidos do fluxo das correntes são indicados por setas ao final das linhas que representam tubos.

Os dados de entrada são introduzidos nos equipamentos de forma individual na caixa de informações acionada com duplo clique nos componentes.

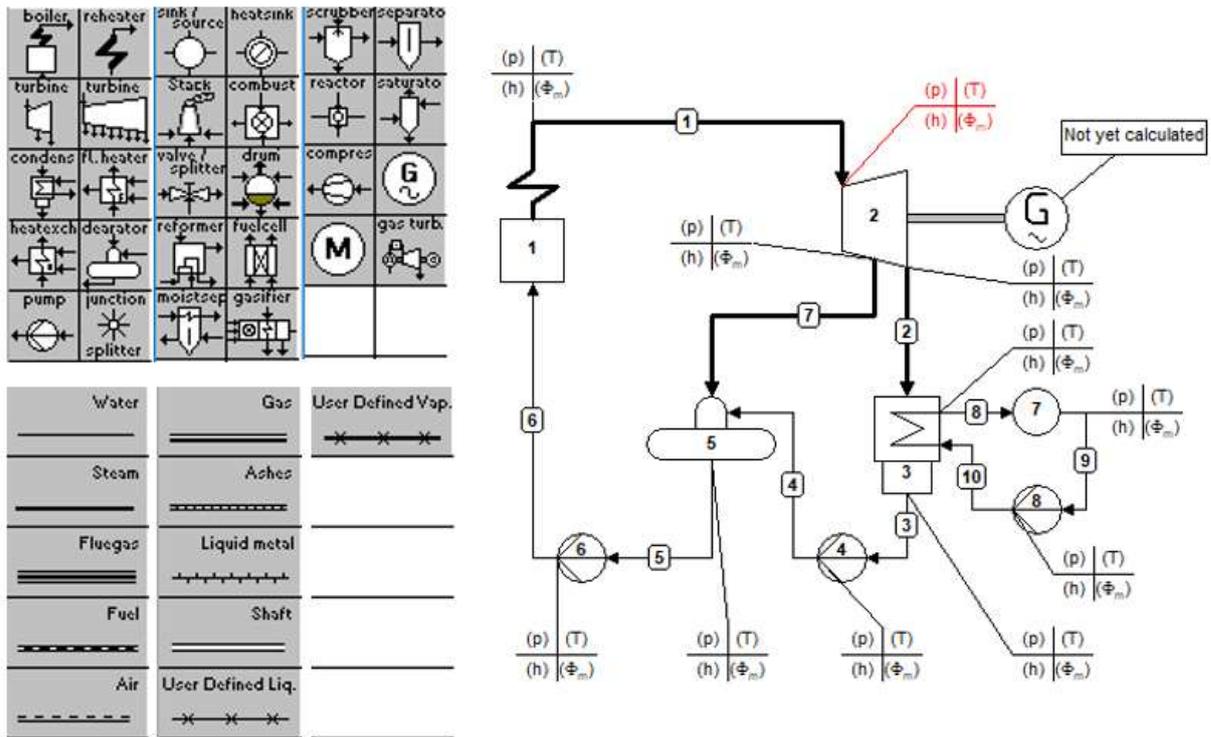
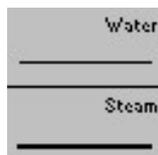
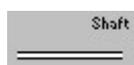


Figura 15 – Componentes do software *Cycle-tempo* e exemplo de modelo de ciclo de Rankine (adaptado de *Manual Cycle-tempo, Example, Release 5*)

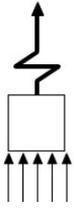
A seguir estão descritos os equipamentos utilizados nas simulações (*Manual Software Cycle-tempo, Reference Guide, Release 5*):



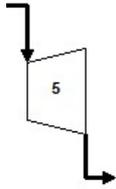
Tubo (*Pipe*): Utiliza-se para prescrever a pressão, a temperatura, a entalpia específica e para determinar um fluxo de massa. Entretanto, recomenda-se a utilização de equipamento denominado como válvula para prescrever fluxos de massa. A seta ao final da linha (tubo) indicará o sentido da corrente.



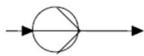
Eixo (*Shaft*): São utilizados para indicar que bombas e compressores são acionados por turbinas ou eletromotores e geradores são acionados por turbinas.



Caldeira (*Boiler*): Este equipamento é utilizado em ciclos fechados, em que a caldeira é apenas modelada como um aparelho em que é adicionado calor ao ciclo. A caldeira compreende apenas o economizador, evaporador e superaquecedor.



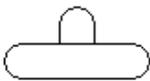
Turbina (*Turbine*): Utilizada para modelar diferentes tipos de turbinas, permitindo até oito pontos de tomada (extração de vapor). Este modelo não permite a adição de um fluxo de massa extra, neste caso, a turbina deve ser modelada como duas turbinas em série.



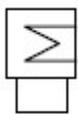
Bomba (*Pump*): Utilizada para sistema de bombeamento.



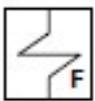
Gerador (*Generator*): Utilizado para a conversão de energia mecânica em energia elétrica, devendo estar conectado a pelo menos uma turbina com utilização de eixo.



Desaerador (*Deaerator*): É utilizado como um aquecedor aberto, sempre assumindo líquido saturado na saída.



Condensador (*Condenser*): Utilizado para o cálculo dos fluxos de massa no condensador em ciclos de turbinas a vapor, sendo o calor de condensação removido por água de arrefecimento.



Aquecedor de água de alimentação (*Feed water heater*): Aquecedor fechado que normalmente usa vapor extraído da turbina. O balanço de energia é empregado para cálculos de vazão mássica.



Válvula (*Valve*): Utilizado para especificar um fluxo de massa ou volume em um dos tubos conectados.



Nó, misturador/divisor (*Node, mixer/splitter*): utilizado para misturar ou dividir fluxos de processo.



Fonte/Sumidouro (*source/sink*): Utilizado para modelagem de uma fonte/saída de fluxo de massa, uma entrada ou saída de energia, redutor de pressão, mudança na composição e mudanças de temperatura.

4.2 CONFIGURAÇÃO DOS CICLOS TÉRMICOS ANALISADOS

Utilizando como ferramenta o software *Cycle-tempo*, foram analisados ciclos térmicos do tipo CEST (*Condensing-Extraction Steam Turbine*) com pré-aquecedores regenerativos em três possíveis arranjos aplicados ao setor sucroenergético:

- Ciclos térmicos convencionais comumente empregados no setor sucroenergético, os quais são operados com água de alimentação da caldeira a 115°C e único pré-aquecedor aberto (desaerador) (Figura 16);
- Ciclos regenerativos com pré-aquecedor de alta pressão que eleva a temperatura da água de alimentação da caldeira até 140, 160 ou 180°C dependendo das propriedades do vapor extraído da turbina (Figura 17);
- Ciclos regenerativos com pré-aquecedor de alta pressão que eleva a temperatura da água de alimentação da caldeira até 140, 160 ou 180°C com vapor extraído da turbina, e aquecedor regenerativo de baixa pressão que eleva a temperatura do condensado proveniente do condensador a 100°C (Figura 18).

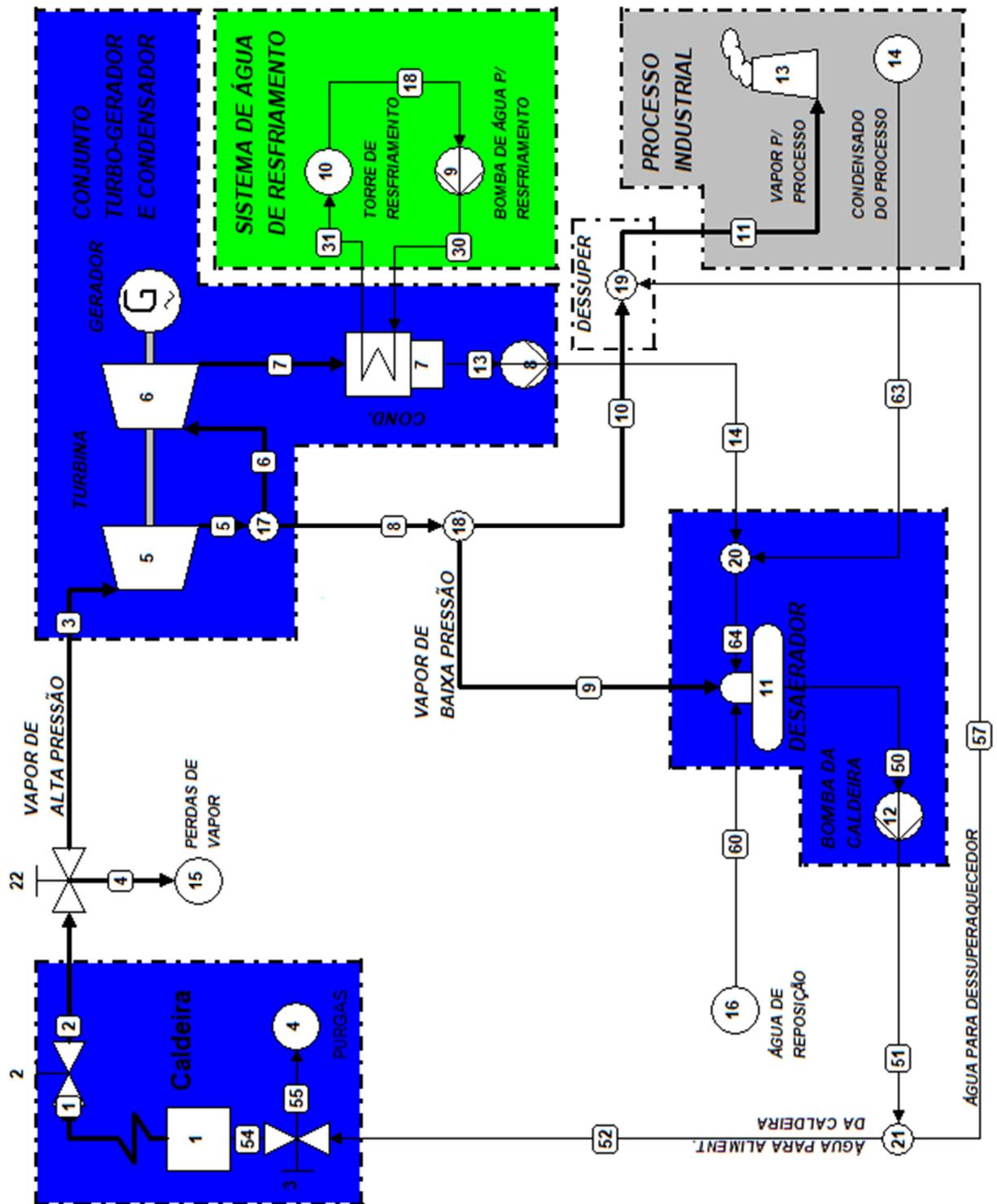


Figura 16 – Modelo *Cycle-tempo* para ciclo convencional com pré-aquecedor aberto (desaerador) (elaborado pelo autor)

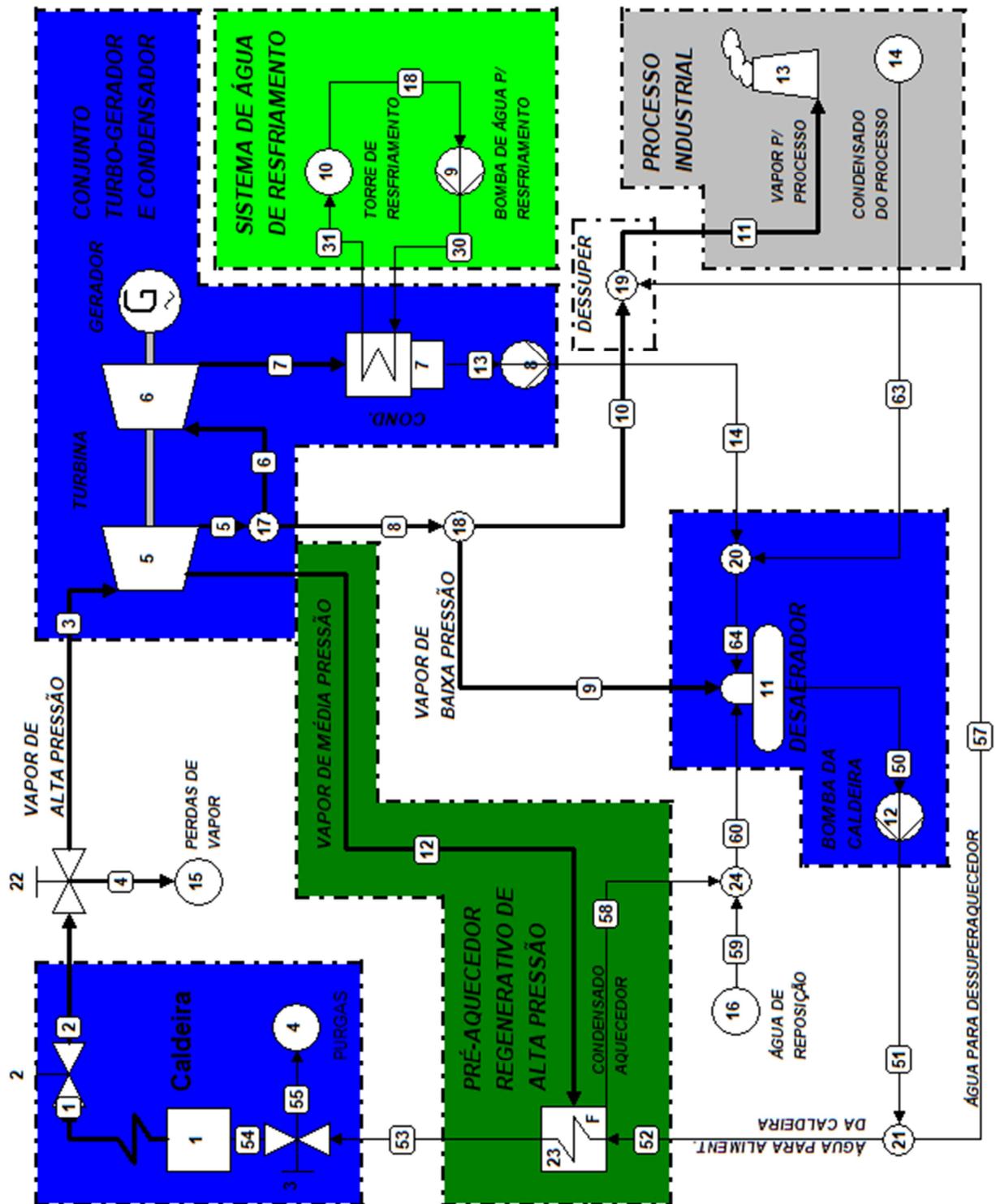


Figura 17 – Modelo *Cycle-tempo* para ciclo regenerativo com pré-aquecedor fechado de alta pressão e pré-aquecedor aberto (desaerador) (elaborado pelo autor)

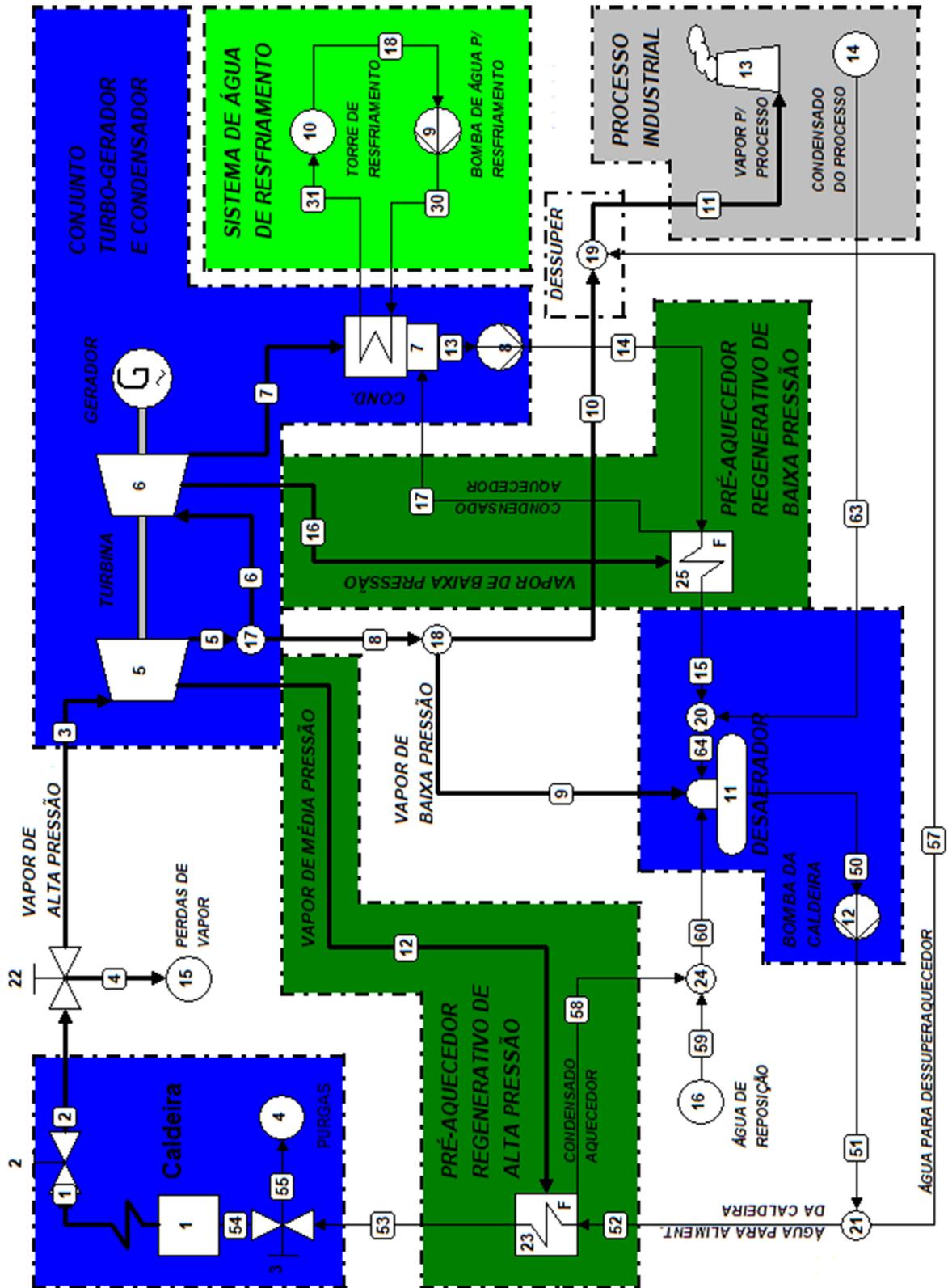


Figura 18 – Modelo *Cycle-tempo* para ciclo regenerativo com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão e pré-aquecedor aberto (desaerador) (elaborado pelo autor)

Para todas as configurações simuladas, o consumo de energia térmica (vapor) no processo foi variado de modo a representar plantas industriais com diferentes consumos de energia térmica (380, 400, 420, 440 e 460 kg de vapor por tonelada de cana processada). Para as simulações foi considerada uma unidade com equipamentos de moagem acionados por motores elétricos, sem a necessidade de vapor para acionamentos mecânicos.

Para proporcionar melhor análise com as tecnologias atuais, foram realizadas simulações adotando-se os seguintes valores operacionais de pressão e temperatura de vapor na saída da caldeira:

- pressão de 67 bar(a) e temperaturas de 490°C, 520°C e 540°C;
- pressão de 100 bar(a) e temperatura de 540°C.

Quando realizadas simulações para pressão de 100bar(a) e temperaturas de 490°C e 520°C em uma turbina com rendimento isentrópico de 82%, o vapor extraído a 2,5 bar(a) apresenta título menor que 1, o que é prejudicial à vida útil do equipamento devido à formação de líquido, eliminando a possibilidade de operação em tais condições.

De forma habitual, considerou-se que uma tonelada de cana-de-açúcar produz 250 kg de bagaço com PCI de 1700 kcal/kg e que 5% do combustível é reservado para garantir eventuais paradas e partidas da unidade industrial, sendo o restante utilizado no sistema de cogeração CEST.

Ainda, para a correta comparação entre os diversos cenários analisados, os parâmetros descritos na Tabela 1 foram adotados.

Tabela 1 – Parâmetros adotados nas simulações (os valores de eficiência da turbina (isentrópica), da caldeira (ao PCI) e do gerador-redutor (mecânica e elétrica) foram adotados com base em dados dos fabricantes)

Turbina a Vapor	<ul style="list-style-type: none"> •Rendimento isentrópico: 82%; •Pressão de vapor na extração para processo e desaerador: 2,5 bar(a); •Pressão de vapor na exaustão (condensação): 0,1 bar(a); •Pressões nas tomadas (sangrias) de vapor: de acordo com a necessidade dos pré-aquecedores de alta ou baixa pressão.
Caldeira	<ul style="list-style-type: none"> •Rendimento ao PCI: 88%.
Gerador/Redutor	<ul style="list-style-type: none"> •Rendimento gerador-redutor: 95%.
Pré-aquecedores de alta pressão	<ul style="list-style-type: none"> •Diferencial de temperatura entre os fluxos de troca térmica de entrada e saída (Δt_1 e Δt_2, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 14.c): 10°C •Pressão de operação lado vapor (dependente da temperatura de água pretendida na saída do aquecedor): <ul style="list-style-type: none"> ✓ Para água a 140°C: 4,76 bar(a); ✓ Para água a 160°C: 7,91 bar(a); ✓ Para água a 180°C: 12,55 bar(a).
Pré-aquecedores de baixa pressão	<ul style="list-style-type: none"> •Diferencial de temperatura entre os fluxos de troca térmica de entrada e saída (Δt_1 e Δt_2, respectivamente, conforme ilustrado na Figura 14.c): 10°C •Pressão de operação lado vapor: 1,44 bar(a); •Temperatura do condensado aquecido (saída do aquecedor): 100°C.
Processo industrial	<ul style="list-style-type: none"> •Condições necessárias de vapor: 2,5 bar(a), saturado, corrigido com utilização de dessuperaquecedor; •Recuperação de condensado: 95% em relação ao vapor fornecido; •Temperatura do condensado recuperado: 100°C; •Temperatura de água de reposição: 25°C.
Perdas	<ul style="list-style-type: none"> •Perdas de água por purgas na caldeira: 2,5% do fluxo de entrada na caldeira; •Perdas de vapor principal: 0,5% do fluxo de saída da caldeira; •Perda de pressão entre a caldeira e a turbina: 2 bar; •Declínio de temperatura entre a caldeira e a turbina: 5°C; •Perda de pressão entre a turbina e o pré-aquecedor de alta: 0,5 bar; •Perda de pressão entre a turbina e o pré-aquecedor de baixa: 0,1 bar.

Visando demonstrar o potencial energético do bagaço de cana-de-açúcar com base na quantidade de energia gerada nos ciclos simulados e na adoção de um consumo médio de energia elétrica de 33 kW.h por tonelada de cana processada (Baldo, 2018), calculou-se o potencial de exportação de energia elétrica de uma unidade sucroenergética com acionamentos elétricos, conforme procedimento descrito a seguir.

Inicialmente, calcula-se a energia de exportação específica da cana-de-açúcar, dada por:

$$E_{\text{exportação}} = (E_{\text{gerada}} - E_{\text{consumida}})$$

Nessa equação:

$E_{\text{exportação}}$ – excedente de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada (kW.h/t); E_{gerada} – energia elétrica gerada por tonelada de cana-de-açúcar processada (kW.h/t); $E_{\text{consumida}}$ – energia elétrica consumida por tonelada de cana-de-açúcar processada (kW.h/t);

Utilizando como base o ano de 2016, quando foram processadas 657.244,1 mil toneladas de cana-de-açúcar, determina-se o potencial de exportação de energia elétrica do setor sucroenergético da com a equação a seguir.

$$\text{Potencial}_{\text{exportação}} = E_{\text{exportação}} \cdot \dot{m}_{\text{cana processada}}$$

Nessa equação: $\text{Potencial}_{\text{exportação}}$ – potencial de exportação de energia elétrica (kW.h); $E_{\text{exportação}}$ – excedente de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada (kW.h/t); $\dot{m}_{\text{cana processada}}$ – fluxo mássico de cana-de-açúcar processada (t/h).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após simulação de 140 diferentes cenários de operação, incluindo diferentes condições operacionais de vapor na saída da caldeira, carga térmica fornecida a processo externo e utilização de pré-aquecedores regenerativos, foram obtidos os gráficos e tabelas apresentadas a seguir, que fornecem parâmetros práticos que podem ser utilizados para o projeto de implantação de qualquer central termelétrica (UTE) no setor sucroenergético, desde que não seja utilizado vapor para acionamento de equipamentos.

As simulações foram realizadas considerando-se como base de cálculo o processamento de uma tonelada de cana-de-açúcar. Os resultados obtidos nas simulações foram organizados de forma a facilitar a consulta, sempre em função de parâmetros como consumo de vapor no processo (carga térmica), condições operacionais de vapor e temperatura da água na entrada da caldeira.

As condições operacionais do vapor exercem grande influência sobre a geração de energia elétrica de um ciclo aplicado ao setor sucroenergético, conforme mostra a Figura 19, na qual está apresentada a energia elétrica gerada em ciclos CEST convencionais (com apenas um aquecedor aberto) por tonelada de cana processada, com temperatura de água na entrada da caldeira de 115°C. Os resultados são apresentados em função de demandas de energia térmica variadas (380 a 460 quilograma de vapor por tonelada de cana processada) e das condições de vapor na saída da caldeira.

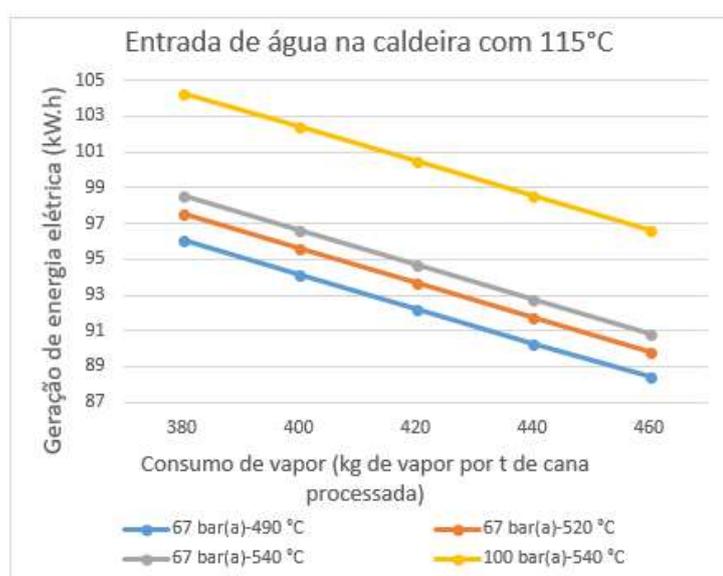


Figura 19 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclos CEST convencionais

De acordo com a Figura 19, observa-se que a geração de energia elétrica em ciclos CEST convencionais pode variar de 88,4 a 104,31 kW.h por tonelada de cana processada, dependendo das condições operacionais do vapor e demandas de carga térmica pelo processo. Observa-se também que a demanda de vapor pelo processo tem grande influência sobre a geração de energia elétrica, havendo uma redução linear na geração à medida que esta demanda aumenta para mesmas condições operacionais de pressão e temperatura do vapor.

Em simulações realizadas por Alves (2011) de ciclos térmicos operando a 100 bar e 530°C e demandas de vapor pelo processo produtivo de 280 e 340 kg por tonelada de cana processada, foram obtidas gerações de energia elétrica de 121,22 kW.h e 115,61 kW.h, respectivamente.

Na Tabela 2 estão apresentados os ganhos de energia elétrica obtidos em condições elevadas de temperatura e pressão de vapor em relação à energia gerada nas condições de referência (67 bar(a) e 490°C), para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial em ambos os sistemas. Observa-se que, embora condições elevadas de operação (pressão e temperatura do vapor) representem custo de implantação elevado, o ganho de energia elétrica em tais condições pode atingir até 9,33% em relação à energia gerada nas condições de referência para demanda de vapor de 460 kg por tonelada de cana processada, requerendo, assim, uma análise técnico-econômica da viabilidade de tais condições operacionais.

Tabela 2 – Ganho de energia elétrica obtido em ciclos CEST convencionais com elevação das condições operacionais do vapor em relação à condição de referência (67 bar(a) e 490°C) para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 520 °C, 115°C	1,53 %	1,56 %	1,57 %	1,61 %	1,63 %
67 bar(a), 540 °C, 115°C	2,60 %	2,63 %	2,67 %	2,70 %	2,74 %
100 bar(a), 540 °C, 115°C	8,58 %	8,76 %	8,93 %	9,13 %	9,33 %

Com a implementação de pré-aquecedores regenerativos para aquecimento da água de alimentação da caldeira, espera-se que haja aumento da eficiência térmica, e conseqüentemente, elevação da geração de energia elétrica. Como primeira proposta nessa direção foi implementado um pré-aquecedor de alta pressão entre o

desaerador e a caldeira visando elevar a temperatura da água de alimentação até 140, 160 e 180°C. Os gráficos apresentados na Figura 20 mostram a geração de energia elétrica para diversas condições operacionais do vapor e temperaturas de entrada da água da caldeira em ciclo com pré-aquecedor de alta pressão. Observa-se que nessa configuração, a geração de energia elétrica pode variar de 90,47 a 108,52 kW.h por tonelada de cana processada, dependendo das condições de operação, demanda de carga térmica pelo processo e temperatura de alimentação da água de caldeira.

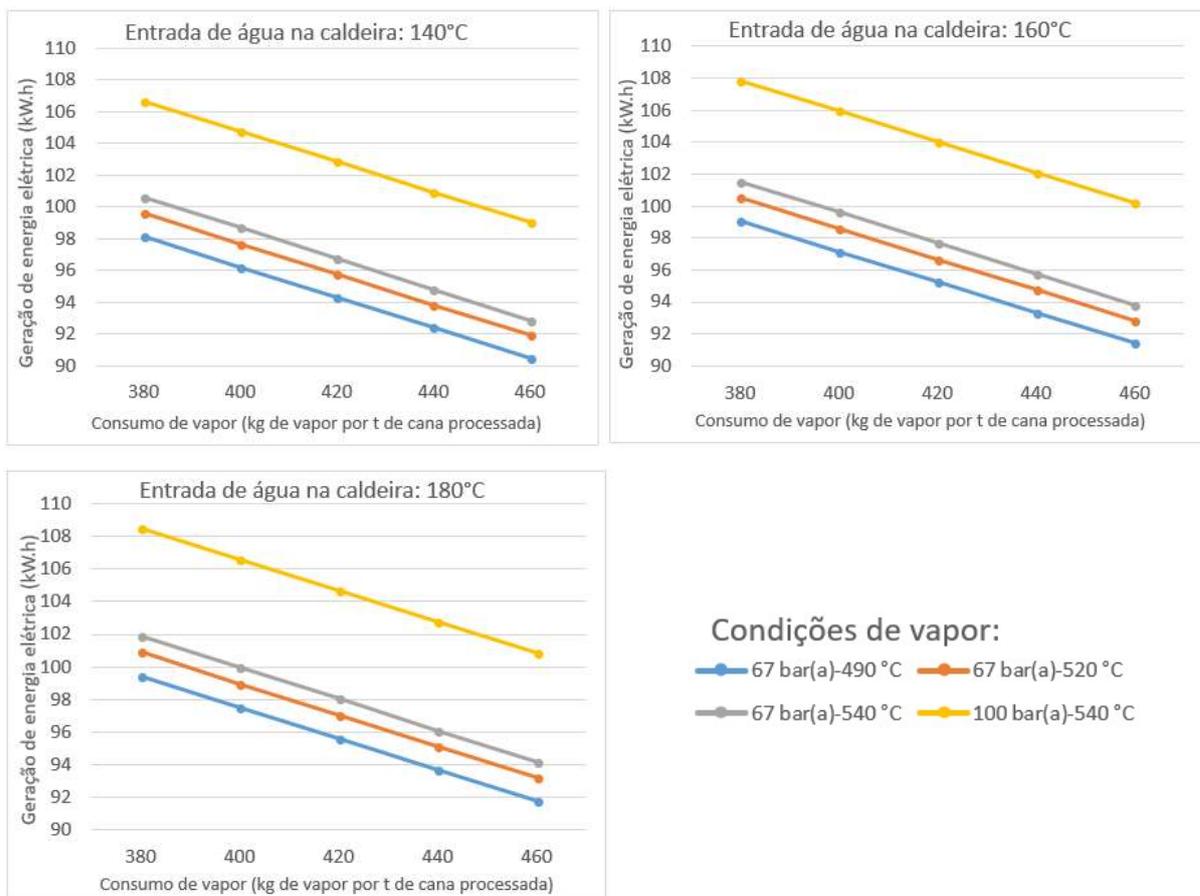


Figura 20 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão

Procknor (2008) relata que o potencial de exportação de energia elétrica em uma usina de açúcar e álcool varia entre 60 e 80 kW.h por tonelada de cana processada, podendo haver variações nestes valores em função das variáveis operacionais (condições de pressão e temperatura do vapor e demanda de vapor pelo processo industrial). Os valores do potencial de exportação de energia obtidos no presente estudo, considerando um consumo de energia elétrica pela usina de 33 kW.h

por tonelada de cana (Baldo, 2018), estão compreendidos entre 55,5 e 75,5 kW.h, os quais são valores próximos àqueles reportados por Procknor (2008).

O ganho energético, em relação ao ciclo CEST convencional, obtido com o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira utilizando pré-aquecedor regenerativo de alta pressão é apresentado na Tabela 3. Nesta tabela pode-se observar que o ganho varia entre 2,15 e 4,36% em relação à energia gerada em sistemas com mesmas demandas de energia térmica (vapor) pelo processo industrial, dependendo das condições operacionais de vapor, demanda de energia térmica no processo industrial e da temperatura final de pré-aquecimento da água de caldeira.

Pode se constatar que o ganho de energia elétrica é maior em unidades com alto fornecimento de carga térmica ao processo industrial. Entretanto, os gráficos mostrados na Figura 20 demonstram que a geração de energia elétrica decresce com a elevação do fornecimento de energia térmica para fontes externas, sendo esse decréscimo linear.

Tabela 3 – Ganho energético obtido em ciclos regenerativos com pré-aquecedor fechado de alta pressão em relação ao ciclo CEST convencional para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	2,15 %	2,20 %	2,24 %	2,29 %	2,34 %
67 bar(a), 490 °C, 160°C	3,14 %	3,21 %	3,26 %	3,34 %	3,42 %
67 bar(a), 490 °C, 180°C	3,53 %	3,61 %	3,68 %	3,76 %	3,85 %
67 bar(a), 520 °C, 140°C	2,11 %	2,15 %	2,20 %	2,24 %	2,29 %
67 bar(a), 520 °C, 160°C	3,08 %	3,13 %	3,19 %	3,26 %	3,33 %
67 bar(a), 520 °C, 180°C	3,45 %	3,51 %	3,59 %	3,66 %	3,74 %
67 bar(a), 540 °C, 140°C	2,08 %	2,12 %	2,16 %	2,21 %	2,26 %
67 bar(a), 540 °C, 160°C	3,01 %	3,08%	3,14 %	3,21 %	3,28 %
67 bar(a), 540 °C, 180°C	3,39 %	3,46 %	3,53 %	3,60 %	3,68 %
100 bar(a), 540 °C, 140°C	2,27 %	2,31 %	2,36 %	2,40 %	2,45 %
100 bar(a), 540 °C, 160°C	3,40 %	3,47 %	3,53 %	3,60 %	3,67 %
100 bar(a), 540 °C, 180°C	4,04 %	4,11 %	4,19 %	4,27 %	4,36 %

Considerando uma unidade na qual fossem processadas 2 milhões de toneladas de cana, com demanda de 380 kg de vapor por tonelada de cana e utilizado ciclo térmico operando a 100 bar, 540°C e temperatura da água de caldeira de 115°C, seria possível aumentar a geração de energia elétrica em até 8.420 MW.h / ano com a instalação de pré-aquecedor regenerativo fechado de alta pressão para pré-aquecimento da água da caldeira até uma temperatura de 180°C. Esse excedente de energia seria suficiente, por exemplo, para atender a demanda anual de 3.508 residências familiares com consumo médio de 200 kW.h / mês.

O ganho de energia elétrica com a utilização de pré-aquecedores de alta pressão pode ser comercializado (vendido). Na Tabela 4 estão apresentados os valores do Preço de Liquidação das Diferenças (PLD) por sub-regiões no ano de 2018 (CCEE, 2019a). O PLD é um valor determinado semanalmente para cada patamar de carga com base no custo marginal de operação, limitado por um preço máximo e mínimo vigentes para cada período de apuração e para cada submercado. Os intervalos de duração de cada patamar são determinados para cada mês de apuração pelo Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS) e informados à Câmara de Comercialização de Energia Elétrica CCEE (CCEE, 2019b).

Tabela 4 – Média mensal do Preço de Liquidação das Diferenças (PLD), por submercado em R\$/MWh (CCEE, 2019a)

Mês	Submercado			
	SE/CO	S	NE	N
dez/18	78,96	78,96	71,13	51,61
nov/18	123,92	123,92	123,92	123,92
out/18	271,83	271,83	271,83	271,83
set/18	472,75	472,75	472,75	473,58
ago/18	505,18	505,18	505,18	505,18
jul/18	505,18	505,18	505,18	505,18
jun/18	472,87	472,87	441,96	441,96
mai/18	325,46	325,46	211,57	159,47
abr/18	109,71	109,71	108,64	51,13
mar/18	219,23	219,23	218,14	40,16
fev/18	188,79	188,54	178,54	42,91
jan/18	180,07	177,82	178,01	142,23

Considerando o valor médio do PLD no período da safra da cana-de-açúcar (abril a dezembro), referente ao ano de 2018 (348,36 R\$/MW.h), a Tabela 5 apresenta os valores do acréscimo de faturamento com a implementação de pré-aquecedores regenerativos de alta pressão em relação ao faturamento obtido com ciclos CEST convencionais operados com mesmas condições de pressão e temperatura do vapor e mesmas demandas de carga térmica pelo processo industrial. Observa-se nesta tabela que o acréscimo de faturamento pode chegar até R\$1,47 por tonelada de cana processada, valor este referente às condições de temperatura de água de alimentação da caldeira de 180°C, pressão e temperatura do vapor de 100 bar(a) e 540°C, respectivamente. A tabela mostra ainda que o acréscimo de faturamento pela implementação de aquecedores regenerativos de alta pressão independe da demanda de vapor pelo processo industrial porque o ganho de energia absoluto, não o percentual, é constante, sendo função apenas das condições operacionais da caldeira (temperatura da água de alimentação, vazão, pressão e temperatura do vapor).

Tabela 5 – Acréscimo de faturamento (R\$) com a implementação de pré-aquecedores regenerativos de alta pressão em relação ao ciclo CEST convencional para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial (base de cálculo: 1 tonelada de cana processada)

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72
67 bar(a), 490 °C, 160°C	R\$ 1,05	R\$ 1,05	R\$ 1,05	R\$ 1,05	R\$ 1,05
67 bar(a), 490 °C, 180°C	R\$ 1,18	R\$ 1,18	R\$ 1,18	R\$ 1,18	R\$ 1,18
67 bar(a), 520 °C, 140°C	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72	R\$ 0,72
67 bar(a), 520 °C, 160°C	R\$ 1,05	R\$ 1,04	R\$ 1,04	R\$ 1,04	R\$ 1,04
67 bar(a), 520 °C, 180°C	R\$ 1,17	R\$ 1,17	R\$ 1,17	R\$ 1,17	R\$ 1,17
67 bar(a), 540 °C, 140°C	R\$ 0,71	R\$ 0,71	R\$ 0,71	R\$ 0,71	R\$ 0,71
67 bar(a), 540 °C, 160°C	R\$ 1,03	R\$ 1,04	R\$ 1,03	R\$ 1,04	R\$ 1,04
67 bar(a), 540 °C, 180°C	R\$ 1,16	R\$ 1,16	R\$ 1,16	R\$ 1,16	R\$ 1,16
100 bar(a), 540 °C, 140°C	R\$ 0,83	R\$ 0,83	R\$ 0,83	R\$ 0,83	R\$ 0,83
100 bar(a), 540 °C, 160°C	R\$ 1,24	R\$ 1,24	R\$ 1,24	R\$ 1,24	R\$ 1,24
100 bar(a), 540 °C, 180°C	R\$ 1,47	R\$ 1,47	R\$ 1,47	R\$ 1,47	R\$ 1,47

Com a expectativa de melhorar ainda mais a eficiência e conseqüentemente aumentar a geração de energia elétrica no ciclo CEST com pré-aquecedor de alta pressão, foi simulada a operação com um pré-aquecedor adicional de baixa pressão, sendo os resultados dessa simulação apresentados na Figura 21 referentes à geração de energia elétrica no ciclo utilizando os três tipos de pré-aquecedores regenerativos (aquecedor aberto e pré-aquecedores fechados de baixa e alta pressão) simulados.

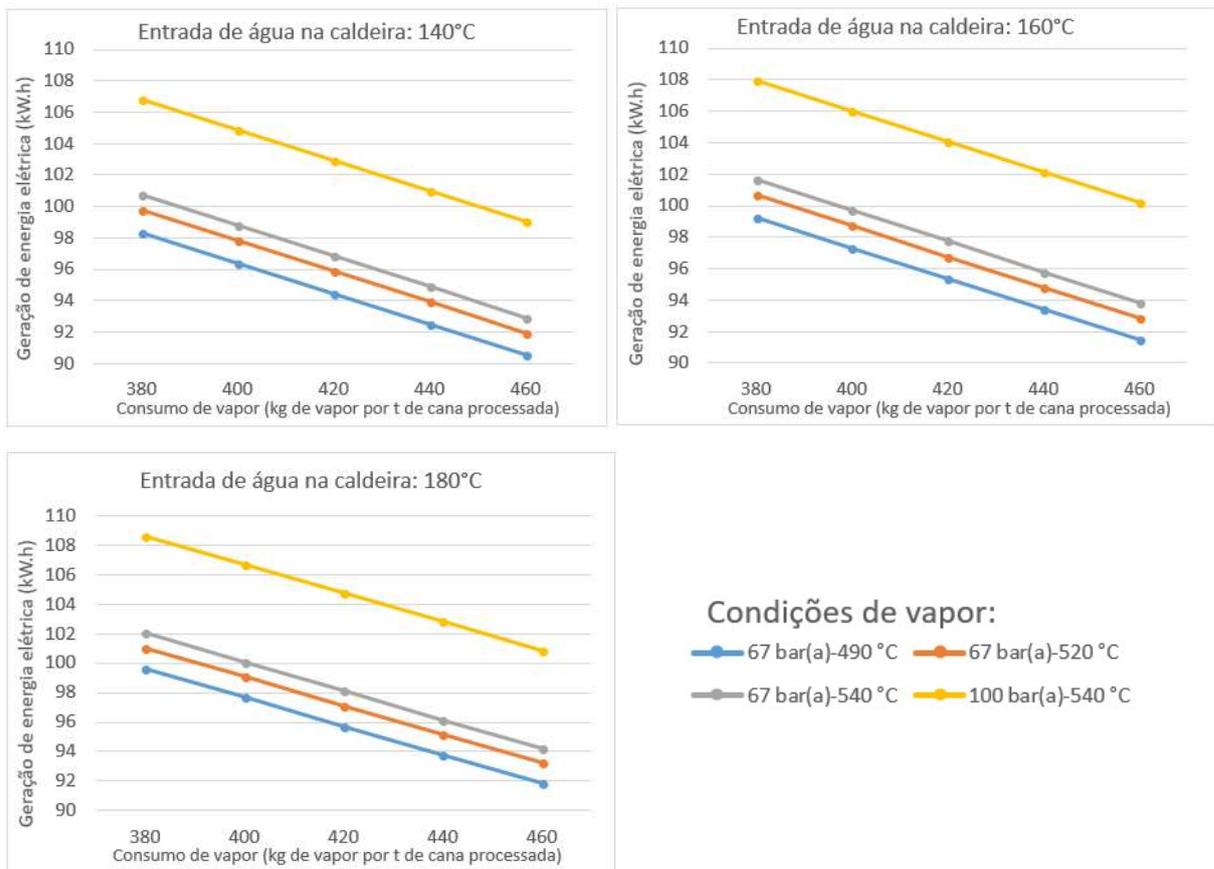


Figura 21 – Geração de energia elétrica por tonelada de cana-de-açúcar processada em ciclo CEST com implementação de pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão

Os valores do ganho energético obtido com a implementação de pré-aquecedor fechado de baixa pressão em ciclo já contendo pré-aquecedor aberto (desaerador) e pré-aquecedor fechado de alta pressão estão apresentados na Tabela 6. Nesta tabela, pode-se observar que o ganho de energia elétrica não apresenta valores significativos, estando entre 0,02 e 0,143% em relação à energia gerada em sistemas com mesmas demandas de energia térmica pelo processo industrial. Entretanto, o ganho tende a aumentar à medida que a demanda de vapor diminui, justificando o uso de

aquecedores de baixa pressão em unidades que priorizam a geração de energia elétrica às custas de uma maior taxa de condensação de vapor na turbina.

Tabela 6 – Ganho energético obtido com a implementação de pré-aquecedor fechado de baixa pressão em ciclos CEST com desaerador e pré-aquecedor fechado de alta pressão para mesmas demandas de vapor pelo processo industrial

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	0,143 %	0,135 %	0,095 %	0,076 %	0,055 %
67 bar(a), 490 °C, 160°C	0,131 %	0,113 %	0,094 %	0,064 %	0,044 %
67 bar(a), 490 °C, 180°C	0,141 %	0,113 %	0,094 %	0,064 %	0,044 %
67 bar(a), 520 °C, 140°C	0,151 %	0,123 %	0,104 %	0,075 %	0,044 %
67 bar(a), 520 °C, 160°C	0,129 %	0,112 %	0,093 %	0,063 %	0,043 %
67 bar(a), 520 °C, 180°C	0,129 %	0,112 %	0,093 %	0,074 %	0,054 %
67 bar(a), 540 °C, 140°C	0,139 %	0,122 %	0,093 %	0,074 %	0,054 %
67 bar(a), 540 °C, 160°C	0,138 %	0,110 %	0,082 %	0,062 %	0,032 %
67 bar(a), 540 °C, 180°C	0,128 %	0,110 %	0,082 %	0,062 %	0,020 %
100 bar(a), 540 °C, 140°C	0,112 %	0,086 %	0,068 %	0,040 %	0,020 %
100 bar(a), 540 °C, 160°C	0,111 %	0,085 %	0,067 %	0,039 %	0,020 %
100 bar(a), 540 °C, 180°C	0,111 %	0,084 %	0,067 %	0,039 %	0,020 %

Os resultados apresentados anteriormente evidenciam o aumento da geração de energia quando as condições de vapor são elevadas, principalmente a 100 bar(a) e 540°C. Grande elevação na geração também é observada com a implementação de pré-aquecedor de alta pressão, o que não ocorre com a implementação de pré-aquecedores regenerativos de baixa pressão, a qual não resultou em acréscimo significativo na geração de energia elétrica.

Visando comparar os resultados obtidos nas diversas simulações, as Tabelas 7, 8 e 9 apresentam os valores de eficiência térmica calculados pelo critério reportado por Lora (2004) (eficiência térmica artificial) para as três configurações de ciclos simuladas.

Tabela 7 – Eficiência térmica artificial de ciclos convencionais CEST

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 115°C	50,17%	53,24%	56,86%	61,20%	66,49%
67 bar(a), 520 °C, 115°C	50,94%	54,07%	57,76%	62,18%	67,58%
67 bar(a), 540 °C, 115°C	51,48%	54,64%	58,38%	62,85%	68,31%
100 bar(a), 540 °C, 115°C	54,47%	57,90%	61,94%	66,79%	72,70%

Tabela 8 – Eficiência térmica artificial do ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	51,25%	54,41%	58,14%	62,60%	68,05%
67 bar(a), 490 °C, 160°C	51,75%	54,94%	58,72%	63,25%	68,77%
67 bar(a), 490 °C, 180°C	51,94%	55,16%	58,95%	63,50%	69,05%
67 bar(a), 520 °C, 140°C	52,01%	55,23%	59,03%	63,58%	69,13%
67 bar(a), 520 °C, 160°C	52,51%	55,76%	59,60%	64,21%	69,83%
67 bar(a), 520 °C, 180°C	52,70%	55,97%	59,83%	64,46%	70,10%
67 bar(a), 540 °C, 140°C	52,55%	55,80%	59,64%	64,24%	69,86%
67 bar(a), 540 °C, 160°C	53,03%	56,32%	60,21%	64,87%	70,56%
67 bar(a), 540 °C, 180°C	53,22%	56,53%	60,44%	65,12%	70,83%
100 bar(a), 540 °C, 140°C	55,71%	59,24%	63,40%	68,40%	74,48%
100 bar(a), 540 °C, 160°C	56,33%	59,91%	64,13%	69,20%	75,37%
100 bar(a), 540 °C, 180°C	56,67%	60,28%	64,54%	69,64%	75,87%

A implementação de pré-aquecedor adicional de baixa pressão no ciclo anterior praticamente não alterou os valores de eficiência conforme se observa na Tabela 9, o que já era esperado uma vez que o uso desse equipamento não proporciona um aumento significativo da geração de energia elétrica no ciclo.

Tabela 9 – Eficiência térmica artificial do ciclo CEST com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor por ton de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	51,32%	54,48%	58,19%	62,65%	68,09%
67 bar(a), 490 °C, 160°C	51,82%	55,01%	58,77%	63,29%	68,80%
67 bar(a), 490 °C, 180°C	52,01%	55,22%	59,01%	63,55%	69,08%
67 bar(a), 520 °C, 140°C	52,09%	55,30%	59,09%	63,63%	69,16%
67 bar(a), 520 °C, 160°C	52,57%	55,82%	59,66%	64,25%	69,86%
67 bar(a), 520 °C, 180°C	52,77%	56,03%	59,88%	64,50%	70,13%
67 bar(a), 540 °C, 140°C	52,62%	55,87%	59,70%	64,29%	69,89%
67 bar(a), 540 °C, 160°C	53,10%	56,39%	60,26%	64,91%	70,58%
67 bar(a), 540 °C, 180°C	53,29%	56,59%	60,49%	65,16%	70,85%
100 bar(a), 540 °C, 140°C	55,77%	59,29%	63,45%	68,42%	74,50%
100 bar(a), 540 °C, 160°C	56,39%	59,96%	64,17%	69,22%	75,39%
100 bar(a), 540 °C, 180°C	56,74%	60,33%	64,58%	69,67%	75,88%

A eficiência artificial fornece a falsa impressão de que um maior consumo de energia térmica no processo é benéfico para o sistema de cogeração no setor sucroenergético, entretanto, esse cálculo considera apenas a utilização de energia proveniente do combustível, sendo ela transformada em energia elétrica ou fornecida ao processo como energia térmica. Portanto, unidades que consomem menor carga térmica em seus processos, possuem mais energia disponível para conversão em energia elétrica.

Em face dessa discussão, o critério de Rankine apresenta-se como o mais apropriado para o cálculo da eficiência térmica (energética) de ciclos de potência a vapor no setor sucroenergético, a qual se torna maior com a diminuição da carga térmica demandada pelo processo industrial, como era esperado. As Tabelas 10, 11 e 12 apresentam os valores de eficiência térmica (energética) dos ciclos calculados pela equação de Rankine para a eficiência bruta.

As eficiências calculadas para os ciclos convencionais apresentadas na Tabela 10 foram as menores observadas, variando de 18,83 a 22,21%.

Tabela 10 – Eficiência térmica (energética) de Rankine de ciclos convencionais CEST

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 115°C	20,46%	20,05%	19,64%	19,24%	18,83%
67 bar(a), 520 °C, 115°C	20,77%	20,36%	19,95%	19,54%	19,13%
67 bar(a), 540 °C, 115°C	20,99%	20,58%	20,17%	19,75%	19,34%
100 bar(a), 540 °C, 115°C	22,21%	21,81%	21,40%	20,99%	20,58%

A implementação de pré-aquecedor de alta pressão no ciclo convencional CEST elevou significativamente a eficiência, conforme atestam os dados apresentados na Tabela 11, na qual os valores variam entre 19,27 e 23,11%, observando-se pequenos acréscimos na eficiência térmica (energética) à medida que a pressão e temperatura do vapor e a temperatura da água na entrada da caldeira aumentam. De forma oposta, a eficiência térmica (energética) diminui com o aumento do consumo de vapor no processo para todas as condições operacionais simuladas, como era esperado.

Tabela 11 – Eficiência térmica (energética) de Rankine do ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	20,90%	20,49%	20,08%	19,68%	19,27%
67 bar(a), 490 °C, 160°C	21,10%	20,69%	20,28%	19,88%	19,47%
67 bar(a), 490 °C, 180°C	21,18%	20,77%	20,37%	19,96%	19,55%
67 bar(a), 520 °C, 140°C	21,21%	20,80%	20,39%	19,98%	19,57%
67 bar(a), 520 °C, 160°C	21,41%	21,00%	20,59%	20,18%	19,77%
67 bar(a), 520 °C, 180°C	21,49%	21,08%	20,67%	20,26%	19,85%
67 bar(a), 540 °C, 140°C	21,43%	21,02%	20,60%	20,19%	19,78%
67 bar(a), 540 °C, 160°C	21,62%	21,21%	20,80%	20,39%	19,98%
67 bar(a), 540 °C, 180°C	21,70%	21,29%	20,88%	20,47%	20,05%
100 bar(a), 540 °C, 140°C	22,72%	22,31%	21,90%	21,50%	21,09%
100 bar(a), 540 °C, 160°C	22,97%	22,56%	22,15%	21,75%	21,34%
100 bar(a), 540 °C, 180°C	23,11%	22,70%	22,30%	21,89%	21,48%

Assim como ocorreu com a eficiência artificial, a eficiência de Rankine também não apresentou acréscimos significativos quando ao ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão adicionou-se um pré-aquecedor de baixa pressão, conforme mostram os dados apresentados na Tabela 12, na qual os valores de eficiência estão compreendidos entre 19,28 e 23,14%.

Tabela 12 – Eficiência térmica (energética) de Rankine do ciclo CEST com pré-aquecedores fechados de alta e baixa pressão

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	20,93%	20,52%	20,10%	19,69%	19,28%
67 bar(a), 490 °C, 160°C	21,13%	20,72%	20,30%	19,89%	19,48%
67 bar(a), 490 °C, 180°C	21,21%	20,80%	20,39%	19,97%	19,56%
67 bar(a), 520 °C, 140°C	21,24%	20,83%	20,41%	20,00%	19,58%
67 bar(a), 520 °C, 160°C	21,44%	21,02%	20,61%	20,19%	19,78%
67 bar(a), 520 °C, 180°C	21,52%	21,10%	20,69%	20,27%	19,85%
67 bar(a), 540 °C, 140°C	21,46%	21,04%	20,62%	20,21%	19,79%
67 bar(a), 540 °C, 160°C	21,65%	21,24%	20,82%	20,40%	19,98%
67 bar(a), 540 °C, 180°C	21,73%	21,31%	20,90%	20,48%	20,06%
100 bar(a), 540 °C, 140°C	22,74%	22,33%	21,92%	21,51%	21,09%
100 bar(a), 540 °C, 160°C	23,00%	22,58%	22,17%	21,76%	21,34%
100 bar(a), 540 °C, 180°C	23,14%	22,72%	22,31%	21,90%	21,48%

Embora o acréscimo absoluto de geração de energia elétrica com a implementação de pré-aquecedores fechados de alta pressão tenha se apresentado constante independente da demanda de energia térmica pelo processo, os valores da eficiência térmica (energética) artificial e de Rankine apresentaram diferenças, as quais são explicadas pela menor geração de energia em ciclos convencionais com maior demanda de vapor pelo processo produtivo.

A quantidade de energia gerada e a eficiência térmica em ciclos convencionais e regenerativos podem ser compreendidas a partir da análise de diagramas termodinâmicos de propriedades do vapor. O diagrama TS (Temperatura x Entropia) mostrado na Figura 22, refere-se ao ciclo de potência a vapor convencional, comumente aplicado ao setor sucroenergético, em que o único sistema de

regeneração é o desaerador (pré-aquecedor aberto), o qual é também utilizado para retorno de condensado do processo e reposição de água para suprir as perdas dos processos.

O fluido utilizado para aquecimento regenerativo no desaerador é uma parcela de vapor extraído (sangrado) da turbina após sua expansão (realização de trabalho), o qual eleva a temperatura da água na entrada da caldeira, reduzindo a quantidade de energia absorvida no ciclo para transformação em vapor superaquecido na saída da caldeira.

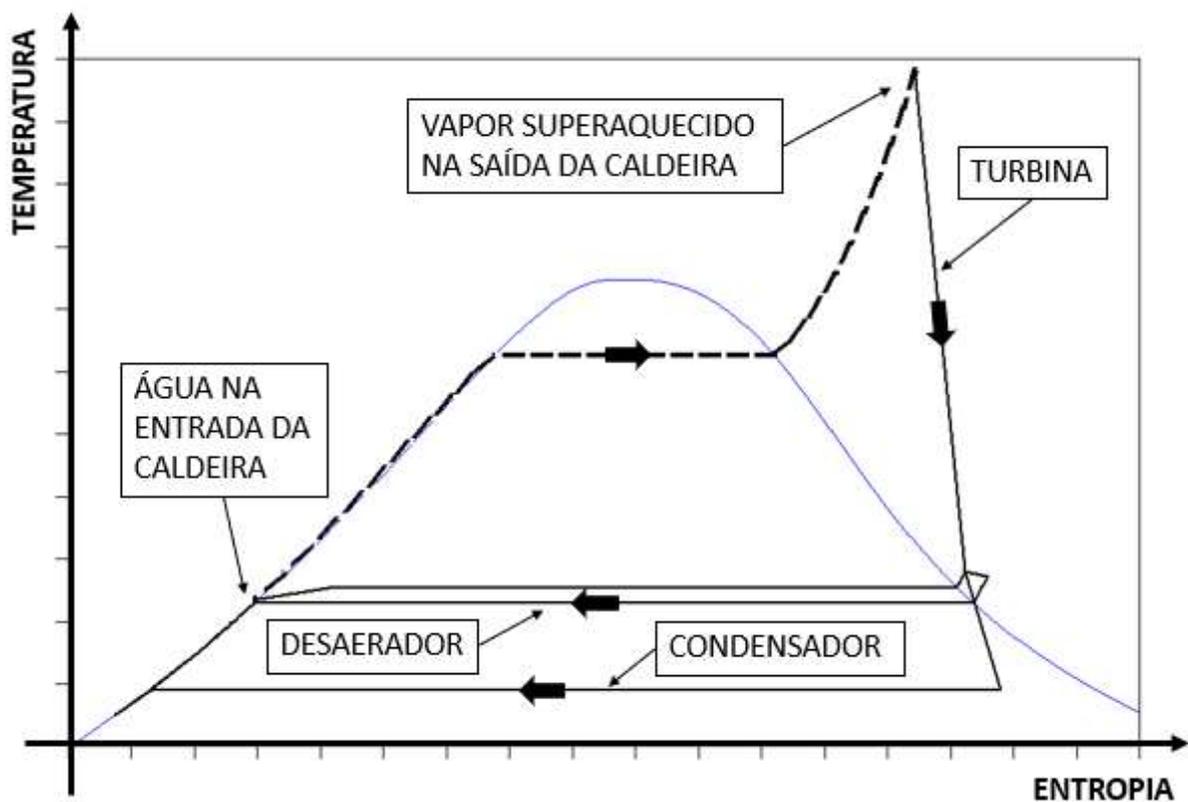


Figura 22 – Diagrama TS (Temperatura x Entropia) de um ciclo convencional CEST aplicado ao setor sucroenergético (elaborado pelo autor no software *Cycle-tempo*)

Com a implementação do pré-aquecedor regenerativo de alta pressão, a temperatura de entrada da água é maior que aquela quando se utiliza apenas o pré-aquecedor aberto, reduzindo bastante o consumo de energia na caldeira para a geração do vapor-superaquecido, conforme mostrado na Figura 23.

O fluido utilizado no pré-aquecedor de alta pressão é uma parcela de vapor extraída da turbina após expansão, com pressão superior àquela da parcela utilizada para aquecimento direto no desaerador, elevando a temperatura da água na saída do

desaerador com a troca de calor indireta e aumentando, assim, a eficiência térmica do ciclo.

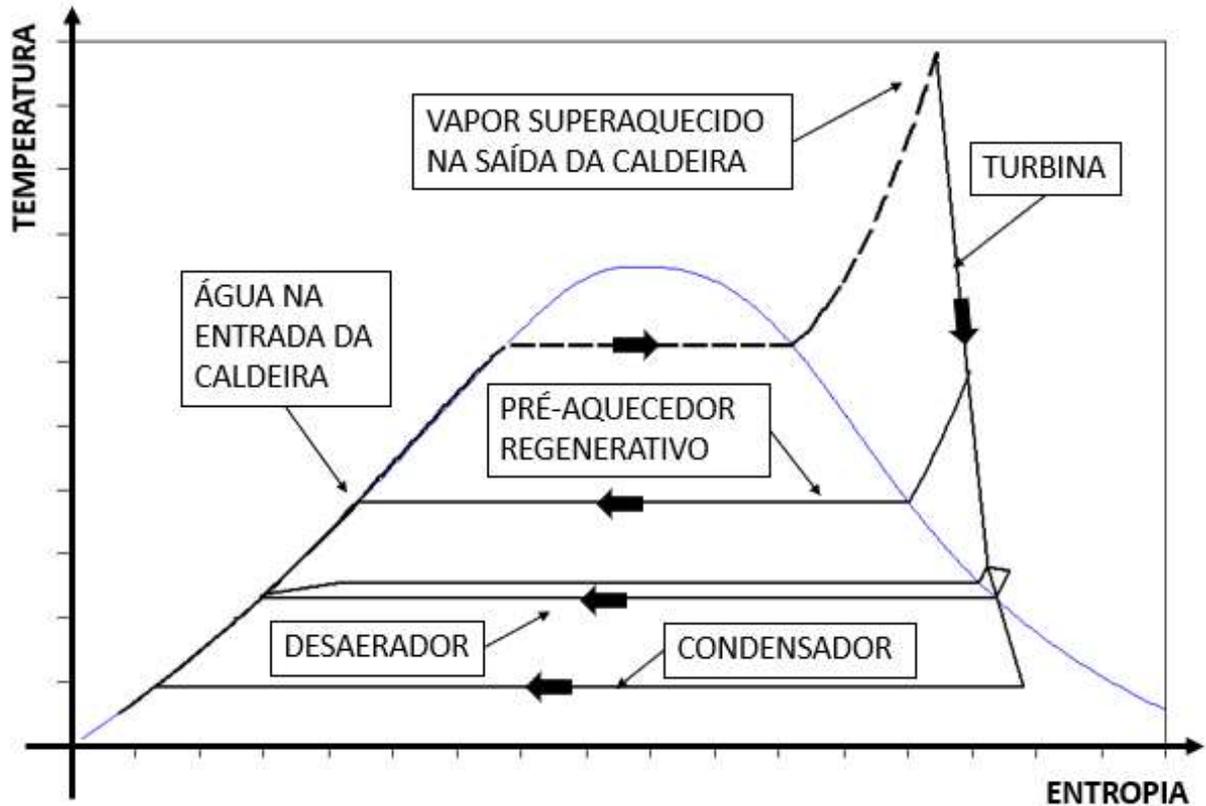


Figura 23 – Diagrama TS (Temperatura x Entropia) de um ciclo CEST com pré-aquecedor regenerativo fechado aplicado ao setor sucroenergético (elaborado pelo autor no software *Cycle-tempo*)

Os valores do potencial limite de exportação de energia de ciclos CEST convencionais em unidades sucroenergéticas com acionamentos elétricos e que utilizam apenas bagaço de cana como combustível, considerando os dados referentes ao ano 2016 (processamento de 657.244,1 mil toneladas de cana-de-açúcar e consumo de 33 KW.h por tonelada de cana processada), são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Potencial de exportação de energia elétrica em TW.h de ciclos CEST convencionais (valores referentes a dados do ano de 2016)

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 115°C	41,45	40,19	38,94	37,67	36,41
67 bar(a), 520 °C, 115°C	42,42	41,16	39,89	38,63	37,36
67 bar(a), 540 °C, 115°C	43,10	41,82	40,55	39,28	38,00
100 bar(a), 540 °C, 115°C	46,87	45,61	44,35	43,10	41,83

Com base nos resultados apresentados na Tabela 13, pode-se estimar que a partir do bagaço de cana poderiam ter sido exportados 36,41 TW.h de energia elétrica com a utilização da pior condição operacional simulada, cerca 1,71 vezes o total de 21,2 TW.h exportados em 2016, ou ainda a exportação de 46,87 TW.h com a utilização da melhor condição operacional simulada, cerca 2,2 vezes o total exportado em 2016.

Considerando o ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão, a exportação de energia elétrica seria de 49,64 TW.h, o equivalente a 2,35 vezes o exportado em 2016, conforme dados apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Potencial de exportação de energia elétrica em TW.h de ciclo CEST com pré-aquecedor fechado de alta pressão (valores referentes a dados do ano de 2016)

P e T de vapor e T de água na caldeira	Consumo de vapor no processo (kg de vapor / t de cana)				
	380	400	420	440	460
67 bar(a), 490 °C, 140°C	42,81	41,55	40,30	39,03	37,77
67 bar(a), 490 °C, 160°C	43,44	42,18	40,91	39,66	38,40
67 bar(a), 490 °C, 180°C	43,68	42,43	41,16	39,91	38,65
67 bar(a), 520 °C, 140°C	43,77	42,51	41,24	39,98	38,71
67 bar(a), 520 °C, 160°C	44,39	43,12	41,85	40,59	39,32
67 bar(a), 520 °C, 180°C	44,63	43,36	42,10	40,83	39,57
67 bar(a), 540 °C, 140°C	44,44	43,17	41,90	40,62	39,35
67 bar(a), 540 °C, 160°C	45,05	43,78	42,50	41,24	39,96
67 bar(a), 540 °C, 180°C	45,29	44,02	42,75	41,47	40,20
100 bar(a), 540 °C, 140°C	48,43	47,17	45,91	44,65	43,39
100 bar(a), 540 °C, 160°C	49,20	47,95	46,68	45,43	44,17
100 bar(a), 540 °C, 180°C	49,64	48,38	47,12	45,86	44,60

6 CONCLUSÃO

Baseados nos resultados obtidos neste estudo, as seguintes conclusões podem ser feitas:

- Os parâmetros operacionais de temperatura e pressão de vapor interferem na geração de energia e na eficiência térmica (energética) do ciclo, observando-se um aumento dessas variáveis à medida que a pressão e a temperatura do vapor aumentam (nesse contexto, a escolha das condições operacionais mais apropriadas dependerá do tempo de retorno do investimento uma vez que os custos dos equipamentos aumentam com o aumento da pressão e temperatura operacionais e o custo de instalação do pré-aquecedor regenerativo deve também ser considerado na análise de viabilidade técnico-econômica, consistindo a determinação das melhores condições operacionais em um problema de otimização);
- A instalação de pré-aquecedores fechados de alta pressão acarretou aumento na geração de energia em até 4,36% em relação ao ciclo convencional, dependendo da demanda de carga térmica pelo processo de produção de açúcar e álcool;
- A instalação de pré-aquecedores fechados de baixa pressão em ciclos com pré-aquecedores fechados de alta pressão não resultou em ganhos energéticos consideráveis, entretanto, o ganho tende a aumentar em ciclos com maior volume de condensação;
- Sistemas com maior demanda de carga térmica pelo processo produtivo apresentam-se com menores potenciais de geração de energia elétrica e menores eficiências térmica (energética) de Rankine;
- A eficiência do ciclo é mais propriamente representada pela eficiência térmica (energética) de Rankine do que pela eficiência artificial.
- É possível aumentar o potencial de exportação de energia elétrica das atuais unidades sucroenergéticas pela introdução das tecnologias apresentadas.

7 REFERÊNCIAS

ALVES, M. **Estudo de Sistemas de Cogeração em Usinas de Açúcar e Álcool, Com Utilização do Bagaço e Palha da Cana**, 2011. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BALDO, A. M. **Comunicação Pessoal**. ENGESERT Engenharia, 2018.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. – São Paulo: Blucher, 2012.

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (CCEE). **Preço Médio PLD da CCEE**. 2019a.

Disponível em: <https://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/o-que-fazemos/como_ccee_atua/precos/precos_medios?_adf.ctrl-state=lc873v98h_63&_afLoop=65640569230902#!>. Acesso em 25 Janeiro 2019

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (CCEE). **Preços**. 2019b. Disponível em:

<https://www.ccee.org.br/portal/faces/oquefazemos_menu_lateral/precos?_adf.ctrl-state=lc873v98h_50&_afLoop=65264003789433#!>. Acesso em 25 Janeiro 2019

CARVALHO, L. F. F. **Curso de formação de operadores de refinaria: Física aplicada - Termodinâmica**. Curitiba: 2002. Disponível em:

<<http://www.tecnicodepetroleo.ufpr.br/apostilas/termodinamica.pdf>>. Acesso em 15 abr 2014.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; AYARZA, J. A. C. Biomassa no Brasil e no Mundo. In: CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para Energia**. Campinas, SP: Editora UNICAMP, 2008. p.15-29.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; GÓMEZ, E. O. Biomassa no Brasil e no Mundo. In: CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para Energia**. Campinas, SP: Editora UNICAMP, 2008. p.31-62.

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. 112f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos.

HUGOT, E. **Handbook of Cane Sugar Engineering**. 3rd. ed. Amsterdã: Elsevier, 1986.

LORA, E. E. Centrais térmicas a vapor. In: LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004, 2 v. p.633-678.

LORA, E. E. et al. Caldeiras de Vapor Convencionais e de Recuperação. In: LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004, 2 v. p.171-248.

LORA, E. E.; ANDRADE, R. V. Equipamentos e Sistemas Auxiliares. In: LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004, 2 v. p.481-437.

MARAFON, A. C.; et al. **Uso da Biomassa para Geração de Energia**. - Aracaju: Embrapa, 2016.

MAZURENKO, A. S.; TEIXEIRA, F. N. Turbinas a Vapor. In: LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004, 2 v. p.249-319.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Cenários de Oferta de Etanol e Demanda do Ciclo Otto**. Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Rio de Janeiro: MME/EPE, setembro de 2016.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Boletim do Plano Decenal de Expansão de Energia (PDE 2026)**. Dezembro de 2017a. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/publicacoes-e-indicadores/boletins-de-energia>>. Acesso em 16 maio 2018

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Balço energético nacional 2017: ano base 2016**. Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Rio de Janeiro: MME/EPE, 2017b.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Plano Decenal de Expansão de Energia 2026**. Empresa de Pesquisa Energética (EPE), Brasília: MME/EPE, 2017c.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Resenha Energética Brasileira: Exercício 2016**. Brasília, DF, junho de 2017d. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/publicacoes-e-indicadores/boletins-de-energia>>. Acesso em 15 maio 2018

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para Engenharia**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

NOGUEIRA, A. H.; NOGUEIRA, Fábio H.; ROCHA, Carlos R. **Eficiência energética no uso do vapor**. - Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

NOGUEIRA, L. A. H.; TEIXEIRA, F. N.; CARVALHO, F. R. Cogeração e Geração Distribuída. In: LORA, E. E. S; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004, 2 v. p.171-248.

PELLEGRINI, L. F. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade**, 2009. 350f. Tese (Doutorado) – Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

PÊRA, H. **Geradores de vapor: Um compêndio sobre a conversão de energia com vistas à preservação da ecologia**. São Paulo: Fama, 1990

PIETRO, M. G. S. **Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso**, 2003. 255f. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

PROCKNOR, C. Potencial de energia na indústria dependente do bagaço de cana disponível. **Visão Agrícola**, Piracicaba, ESALQ, n. 8, Jan /Jun, 2008. Disponível em: <<http://www.esalq.usp.br/visaoagricola/sites/default/files/VA08-qualidade02.pdf>> Acesso em 02 Fevereiro 2019

REZENDE, S. P.. **Avaliação do potencial de expansão da bioeletricidade na microrregião sudoeste do estado de goiás**, 2017. 147f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” UNESP, Ilha Solteira.

UNIÃO DOS PRODUTORES DE BIOENERGIA (UDOP). **Evolução da Produtividade e da produção de Cana-de-Açúcar no Brasil por Ano-Safra**. Agosto de 2017. Disponível em: <<http://www.udop.com.br/index.php?item=safra>> Acesso em 13 março 2018

WALTER, A. C. S. **Análise e otimização termo-econômica-ambiental aplicada à produção combinada de açúcar, álcool e eletricidade**, 1994. 263f. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas.