



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARIA DA CONCEIÇÃO ANDRADE DE AQUINO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA DE USINAS
SUCROALCOOLEIRAS UTILIZANDO UMA ABORDAGEM NUMÉRICA.**

Recife
2019

MARIA DA CONCEIÇÃO ANDRADE DE AQUINO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA DE USINAS
SUCROALCOOLEIRAS UTILIZANDO UMA ABORDAGEM NUMÉRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos parciais para obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e sistemas térmicos.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Antonio Ochoa Villa.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

- A657a Aquino, Maria da Conceição Andrade de.
Análise termodinâmica de uma caldeira de biomassa de usinas sucroalcooleiras utilizando uma abordagem numérica / Maria da Conceição Andrade de Aquino - 2019.
92 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Antonio Ochoa Villa.
Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Anexo.

1. Engenharia mecânica. 2. Caldeiras. 3. Biomassa. 4. Análise exergética. 5. *Aspen Plus*®. I. Ochoa Villa, Álvaro Antonio (Orientador). II. Henríquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). III. Título.

624 CDD (22. ed.)

UFPE

BCTG/2020-168

MARIA DA CONCEIÇÃO ANDRADE DE AQUINO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA CALDEIRA DE BIOMASSA DE USINAS
SUCROALCOOLEIRAS UTILIZANDO UMA ABORDAGEM NUMÉRICA.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos parciais para obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 30 / 07 / 2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Orientador)
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco

Prof. Dr. José Claudino Lira Junior (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Dedico este trabalho a todos que acreditam que a educação é o único caminho para construir uma sociedade mais justa e melhor.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus pelo dom da vida e por permitir que toda essa jornada fosse possível, por me dá força e paciência em todos os momentos da minha vida.

Agradeço de forma muito especial à minha mãe, Janete Maria Andrade de Aquino, pelo apoio, e incentivo. Por nunca deixar de acreditar no meu potencial, por ter sido um exemplo de força e coragem. Como professora sempre foi um exemplo de profissional e o mais importante; sempre com dedicação cuida com todo amor do meu amado filho Heitor possibilitando que eu pudesse realizar esse trabalho.

Aos meus orientadores, o professor Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero e o professor Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa, pela paciência, apoio, tempo e direcionamento disponibilizados às minhas questões, pertinentes ou menos pertinentes do trabalho. Agradeço também pelas aulas e discussões riquíssimas durante a disciplina de combustão. À todos que fazem o Labtermo.

Um agradecimento especial ao professor Dr. Sérgio Lucena por todo apoio, paciência e presteza em ceder os recursos do Laboratório de Controle e Otimização para rodar as simulações no Aspen Plus®.

Ao Dr. José Bernardino dos Santos, presidente do grupo João Santos que me liberou para que eu pudesse cursar as disciplinas. As amigas da Usina Santa Teresa: Elba Ferraz e Itianne Silveira sempre com palavras de apoio, incentivo e carinho, pelo companheirismo principalmente nos momentos mais difíceis dessa jornada. Aos amigos, também da usina Santa Teresa, Gisele Azevedo e Francisco Cordeiro por toda atenção, ajuda, apoio e incentivo durante as incontáveis viagens Goiana-Recife em plena reforma da BR-101.

As grandes amigas que tive o prazer de conhecer durante o mestrado, Monik Maia e Cássia, pelas inúmeras horas de estudo, pelo apoio que demos umas as outras e por todo companheirismo.

Aos amigos da Usina Estivas em especial: Eraldo Gomes, Ricardo Harnich, Paulo Amorim, Joel Souza, Leandro Trindade, João Genuíno, Rodrigo Dias, Fátima Rayane e Aretha Fernandes.

RESUMO

A busca pelo aumento na produção de energias renováveis vem ganhando grande destaque nos últimos anos, a redução dos gases que provocam o efeito estufa e o aumento de preços nos combustíveis fósseis são fatores determinantes para essa busca. Dentro desse contexto as usinas do setor sucroalcooleiro tem apresentado um crescimento significativo. A razão para esse fenômeno foi o aumento de energia produzida a partir das unidades de cogeração das próprias usinas. Nas últimas décadas foram aperfeiçoadas caldeiras aquatubulares com alimentação de biomassa e que trabalham com maiores pressões e temperaturas. O aumento da eficiência das caldeiras à biomassa está diretamente relacionado com a redução das irreversibilidades presentes no processo. Nesse trabalho foi realizado um estudo de modelagem matemática e simulação computacional utilizando o simulador de processos químicos Aspen Plus® Aspen para simular todas as etapas que compõem a caldeira a biomassa. A caldeira foi separada em oito módulos: câmara de combustão, superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário, economizador, lavador de gases e tubulão. Cada módulo foi considerado um volume de controle e aplicados a primeira e segunda lei da termodinâmica. Foi realizada a análise energética e exergética de todos os componentes da caldeira localizando as irreversibilidades dos sistemas, identificando as exergias destruídas e assim avaliando as eficiências. Da análise de resultados da simulação computacional foram identificados os componentes que apresentam as maiores frações de destruição de exergia, assim como também as maiores eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica. Desta maneira, destacou-se que a câmara de combustão é responsável pela maior parcela de exergia destruída. Foram feitos estudos associados aos efeitos de variação de umidade na biomassa de alimentação, de 51% a 37% , obtendo-se para esses valores de calor perdido pelo sistema de 25908,00 kW e 17867,00 kW, respectivamente. Para a variação da vazão de alimentação de biomassa de 16,36kg/s para 21,00 kg/s, mantendo-se a vazão de ar constante, obteve-se valores de eficiência da caldeira de 58,46% e 45,94%, respectivamente.

Palavras-chave: Caldeiras. Biomassa. Análise exergética. *Aspen Plus®*.

ABSTRACT

The search for an increase in the production of renewable energies has gained great prominence in recent years, the reduction of gases that cause the greenhouse effect and the increase in prices in fossil fuels are determining factors for this search. Within this context, sugar and alcohol plants have shown significant growth. The reason for this phenomenon was the increase in energy produced from the cogeneration units of the plants themselves. In the last decades, aquatubular boilers with biomass feeding and working with higher pressures and temperatures were perfected. The increase in efficiency of biomass boilers is directly related to the reduction of irreversibilities present in the process. In this work, a study of mathematical modeling and computational simulation was performed using the chemical process simulator Aspen Plus® Aspen to simulate all the stages that make up the biomass boiler. The boiler was separated into eight modules: combustion chamber, superheater, evaporator, secondary pre-air, primary pre-air, economizer, gas washer and nozzle. Each module was considered a control volume and the first and second laws of thermodynamics were applied. The energetic and exergetic analysis of all the components of the boiler was carried out, locating the irreversibilities of the systems, identifying the destroyed energies and thus evaluating the efficiencies. From the analysis of the results of the computer simulation, the components that present the greatest fractions of exergy destruction were identified, as well as the highest efficiencies of the first and second law of thermodynamics. Thus, it should be noted that the combustion chamber is responsible for the largest portion of destroyed energy. Studies were carried out associated with the effects of humidity variation in the feed biomass, from 51% to 37%, obtaining for these values of heat lost by the system of 25908.00 kW and 17867.00 kW, respectively. For the variation of the biomass feed flow from 16.36kg/s to 21.00 kg / s, keeping the air flow constant, the boiler efficiency values of 58.46% and 45.94% were obtained , respectively.

Keywords: Boilers. Biomass. Exergetic analysis. *Aspen Plus®*.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 –	Produção de energia primária	21
Figura 2 –	Oferta interna de energia	21
Figura 3 –	Processo produtiva da cana-de-açúcar.....	29
Figura 4 –	Sequência da queima.....	32
Figura 5 –	Controle de combustão pelo controle de queima	33
Figura 6 –	Representação da caldeira	41
Figura 7 –	Módulos para simulação computacional da caldeira desenvolvido no presente trabalho. Detalhamento do tubulão e do sistema de lavagem de gases	44
Figura 8 –	Definição dos componentes (biomassa e cinzas) como não convencionais	45
Figura 9 –	Definição dos códigos das propriedades dos componentes não convencionais	46
Figura 10–	Esquema que descreve os cálculos associados à fornalha.....	49
Figura 11–	Câmara de combustão composta de fornalha e trocador de calor para evaporar a água de alimentação	51
Figura 12–	Balanço de massa para o superaquecedor	54
Figura 13–	Componentes do superaquecedor no ambiente ASPEN	54
Figura 14–	Balanço de massa para o evaporador	56
Figura 15–	Componentes do evaporador no ambiente ASPEN.....	56
Figura 16–	Balanço de massa para o pré-ar secundário	58
Figura 17–	Componentes do pré-ar secundário no ambiente ASPEN.....	58
Figura 18–	Balanço de massa para o pré-ar primário.....	60
Figura 19–	Componentes do pré-ar primário no ambiente ASPEN	60
Figura 20–	Balanço de massa para o economizador	62
Figura 21–	Componentes do economizador no ambiente ASPEN	62
Figura 22–	Balanço de massa para o lavador de gases	63
Figura 23–	Componentes do lavador de gases no ambiente ASPEN	63
Figura 24–	Componentes do TUBULÃO no ambiente ASPEN	65
Figura 25–	Fluxograma Gobal no ASPENPLUS	66
	Diagrama de sankey para avaliação da energia na câmara de combustão	74

Figura 27–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída na câmara de combustão	75
Figura 28–	Diagrama de sankey para avaliação da energia no superaquecedor	76
Figura 29–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no superaquecedor	77
Figura 30–	Diagrama de sankey para avaliação da energia no evaporador	77
Figura 31–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no evaporador	78
Figura 32–	Diagrama de sankey para avaliação da energia no pré-ar secundário	79
Figura 33–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no pré-ar secundário	79
Figura 34–	Diagrama de sankey para avaliação da energia no pré-ar primário.	80
Figura 35–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no pré-ar primário	81
Figura 36–	Diagrama de sankey para avaliação da energia no economizador .	81
Figura 37–	Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no economizador	82
Figura 38–	Avaliação da variação de energia perdida na câmara de combustão mediante variação na umidade do bagaço	83
Figura 39–	Avaliação da eficiência da primeira lei em virtude da variação de alimentação de bagaço.	84
Figura 40–	Avaliação da eficiência da segunda lei em virtude da variação de alimentação de bagaço	85
Figura 41–	Módulos base para simulação computacional da caldeira proposto por Arruda (2014)	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1-	Reações químicas de combustão do bagaço	32
Tabela 2-	Poderes caloríficos superiores e inferiores do bagaço de cana....	34
Tabela 3-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia da câmara de combustão	48
Tabela 4-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia da câmara de combustão	48
Tabela 5-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia do superaquecedor.....	53
Tabela 6-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do superaquecedor.....	53
Tabela 7-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia do evaporador	55
Tabela 8-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do evaporador	55
Tabela 9-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia do pré aquecedor secundário	57
Tabela 10-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do pré aquecedor secundário	57
Tabela 11-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia do pré aquecedor primário.....	59
Tabela 12-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do pré aquecedor primário.....	59
Tabela 13-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia do economizador.....	61
Tabela 14-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do economizador.....	61
Tabela 15-	Definição de variáveis usadas no balanço de energia da caldeira global.....	68
Tabela 16-	Definição de variáveis usadas no balanço de exergia da caldeira global	68
Tabela 17-	Dados de entrada para realizar a simulação	72

Tabela 18-	Resultado encontrados para o calor perdido em cada equipamento.....	72
Tabela 19-	Resultado encontrados para a exergia destruída em cada equipamento	73
Tabela 20-	Resultado global da simulação.....	73
Tabela 21-	Emissões gasosas em virtude da variação de alimentação	86
Tabela 22-	Emissões gasosas em virtude da variação de umidade	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
MAPA	Ministério da agricultura e Pecuária

LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{E}$	Exergia [kJ]
$\dot{E}_d$	destruição da taxa de exergia total [kW]
$\dot{E}_x$	taxa de energia [kW]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor [kW]
$\dot{W}$	potência [kW]

Letras Latinas Maiúsculas

AF	razão ar/combustível
C	carbono
CO ₂	dióxido de carbono
E	energia [kJ]
GC	gases de combustão
H ₂	hidrogênio
M	massa molecular
N ₂	nitrogênio
O ₂	oxigênio
PCI	poder calorífico inferior
T	temperatura [°C]
VP	ventilador primário
VPN	ventilador pneumático

Letras Latinas Minúsculas

e	exergia específica [kJ/kg]
a, b, c, d, e	coeficientes da equação química
bag	bagaço
g	aceleração da gravidade [m/s ²]
h	entalpia específica [kJ/kg]
m	massa [kg]
n	número de mols [kmol]

p	pressão [kPa]
s	entropia específica [kJ/(kg.K)]
t	tempo [s]
y	fração molar [kmol/kmol]
z	cota [m]

Letras Gregas

ϵ	cinzas
φ	eficiência
β	coeficiente

Sobrescritos

ec	energia cinética
ep	energia potencial
fis	física
°	Estado padrão de referência
q	química

Subscritos

0	estado morto
a	ambiente
acc	água câmara de combustão
aev	água evaporador
ae	ar espargidor
ap	ar primário
as	ar secundário
b	temperatura de superfície
bag	bagaço
c	cinzas
cal	caldeira
cc	câmara de combustão
comb	combustível

d	destruído
e	entrada
eco	economizador
eva	evaporador
f	fluxo
f	formação
gc	gases de combustão
i	componente de uma mistura
I	primeira lei
II	segunda lei
n	número de componentes
lv	diferença entre as propriedades para a condição de vapor saturado e líquido saturado
m	massa
pap	pré-ar primário
pas	pré-ar secundário
ref	referência
s	sensível
s	saída
se	seco
sup	superaquecedor
v	vapor
vc	volume de controle
vcc	vapor na câmara de combustão
veva	vapor evaporado
cp,j	Capacidade calorífica específica na fase j
Ci	Concentração molar do composto i na fase j

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Motivação	18
1.2	Justificativa	22
1.3	Objetivo geral.....	22
1.4	Objetivos específicos.....	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	29
3.1	Caldeiras Aquatubulares de bagaço.....	29
3.2	Combustão do bagaço	31
3.3	Reversibilidade e Irreversibilidade.....	35
3.4	Exergia.....	36
3.5	Exergia física	38
3.6	Exergia Química.....	39
3.7	ASPEN PLUS®	40
4	METODOLOGIA	41
4.1	Modelagem termodinâmica da caldeira.....	42
4.2	Simulação no Aspen Plus®	42
4.2.1	Caracterização da biomassa de alimentação	45
4.3	Câmara de Combustão.....	46
4.3.1	Simulação da câmara de combustão no ASPENPLUS	48
4.4	Superaquecedor	52
4.4.1	Simulação do Superaquecedor no ASPENPLUS	53
4.5	Evaporador.....	54
4.5.1	Simulação do evaporador no ASPENPLUS	55
4.6	Pré-ar Secundário.....	56
4.6.1	Simulação do pré-ar secundário no ASPENPLUS	58
4.7	Pré-ar Primário.....	58
4.7.1	Simulação do pré-ar primário no ASPENPLUS	60
4.8	Economizador	60
4.8.1	Simulação do economizador no ASPENPLUS	62
4.9	Lavador de Gases.....	62
4.9.1	Simulação do lavador de gases NO ASPENPLUS	63

4.10	Tubulão de água superior	63
4.11	Tubulão de água inferior	64
4.11.1	Simulação do tubulão no Aspen Plus®.....	64
4.12	Caldeira Global	67
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	69
5.1	Validação do modelo matemático	69
5.1.1	Câmara de combustão	73
5.1.2	Superaquecedor	75
5.1.3	Evaporador	77
5.1.4	Pré-ar secundário	78
5.1.5	PRÉ-AR PRIMÁRIO	80
5.1.6	Economizador.....	81
5.2	Estudos paramétricos	82
5.2.1	Avaliação da influência da umidade do bagaço.....	83
5.2.2	Avaliação da influência na variação de alimentação de bagaço.....	84
5.2.3	Avaliação das emissões gasosas	85
6	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	87
	REFERÊNCIAS.....	89
	ANEXO A - MÓDULOS BASE PARA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	
	DA CALDEIRA.....	92

1 INTRODUÇÃO

A busca pelo uso de energias renováveis é cada vez maior. Existe uma necessidade urgente de revermos e diminuirmos o uso de combustível fóssil. A gestão e uso consciente dos recursos de energia é um desafio que a sociedade moderna enfrenta. Novas alternativas vem sendo estudadas e novos programas estão sendo desenvolvidos a fim de otimizar o uso e a qualidade da energia utilizada. Existe uma busca por processos mais eficientes e com menos emissões de poluentes.

Estamos diante de um apelo global no que tange as questões climáticas, ao mesmo tempo não podemos frear o desenvolvimento e as produções industriais, dessa forma fica claro a necessidade de aprimorar e aumentar o uso das fontes de energias renováveis. É necessário mantermos o padrão de vida da sociedade, já conquistado, como também é preciso aumentarmos a produção de bens e consumo para garantir o futuro das próximas gerações, mais ao mesmo tempo é urgente a necessidade de aumentarmos o desenvolvimento de mecanismos de produção mais limpa.

O uso de energia proveniente da biomassa é uma alternativa para aumentar a matriz energética do país de forma sustentável. Em virtude da sua composição a biomassa é uma das mais promissoras fontes de energia do mundo. Durante o processo de fotossíntese ocorre a absorção do CO₂ da atmosfera, um importante gás responsável pelo efeito estufa, após a combustão da biomassa nas centrais térmicas o CO₂ retorna a atmosfera, esse ciclo garante um balanço de forma que é possível verificar que a biomassa se torna neutra do ponto de vista das emissões. (Nikoo, 2008).

1.1 Motivação

As indústrias sucroalcooleiras trazem consigo uma importante contribuição na composição dessa matriz energética. A relação da cana-de-açúcar com o Brasil se confunde com a própria história do país.

A cana-de-açúcar foi introduzida no Brasil ainda no período colonial em meados do século XVI, quando começaram os primeiros engenhos de açúcar. Com o passar do tempo, a cultura dos engenhos foi substituída pelas usinas.

O Brasil é hoje o maior produtor de cana-de-açúcar no mundo. Seus principais produtos são: açúcar, etanol combustível e energia. Vale ressaltar que já existe diversos estudos promovendo novos processos e rotas químicas para obtenção de outros subprodutos de maior valor agregado oriundos do bagaço de cana, é o caso da pirólise e da gaseificação da biomassa. (Revista Agropecuária, acessada em 2019).

De acordo com o Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA), a produção de cana-de-açúcar no ano civil 2017 alcançou 635,6 milhões de toneladas. Este montante foi 5,2% inferior ao registrado no ano civil anterior, quando a moagem foi de 670,6 milhões de toneladas. Em 2017 a produção nacional de açúcar foi de 38,1 milhões de toneladas, redução de 2,0% em relação ao ano anterior, enquanto a fabricação de etanol caiu 2,1% atingindo um montante de 27.693,7 mil m³. Deste total, 57,8% referem-se ao etanol hidratado: 15.998,5 mil m³. Em termos comparativos, houve queda de 3,3% na produção deste combustível em relação a 2016. Já a produção de etanol anidro, que é misturado à gasolina A para formar a gasolina C, registrou uma queda de 0,3%, totalizando 11.695,2 mil m³. (EPE 2018).

A geração de energia elétrica no Brasil em centrais de serviço público e autoprodutores atingiu 588,0 TWh em 2017, resultado 1,6% superior ao de 2016. Nas figuras 1 e 2 é possível observar a produção de energia primária e a oferta interna de energia respectivamente, houve um acréscimo da participação dos produtos provenientes da cana-de-açúcar.(EPE 2018)

Os derivados da cana-de açúcar respondem por 17% de toda a oferta de energia interna. Dessa forma é necessário aprimorarmos as tecnologias já utilizadas, o uso da biomassa no setor sucroalcooleiro é a principal fonte de energia.

As usinas do setor sucroalcooleiro fazem parte de um seleto grupo de indústria que consegue gerar energia de forma autossuficiente e ainda se propõem vender o excedente produzido. A geração de vapor é encarado como o “coração” da usina, toda a unidade tem seu balanço térmico pautado da geração e otimização do vapor, todas as etapas produtivas envolvidas consomem correntes de vapor.

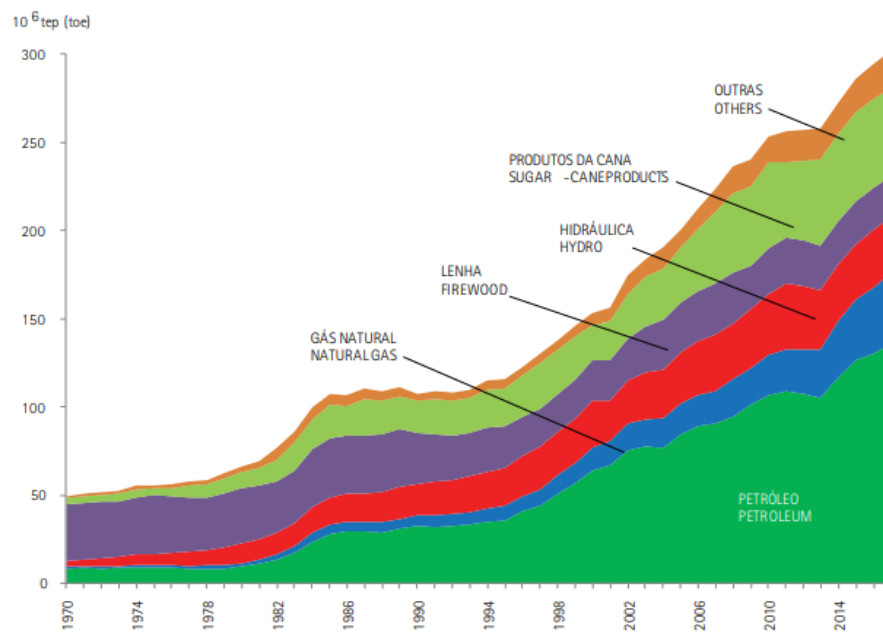
Na etapa de preparo e extração teremos a presença das turbinas a vapor de acionamento, em algumas unidades essas turbinas são substituídas por acionamento elétrico. Nas etapas subsequentes; preparo de caldo, evaporação do caldo, cozimento das massas, centrifugação e secagem utilizam correntes de vapor com diferentes pressões, temperaturas e contribuição entálpica. As unidades que possuem refinaria de açúcar podem ser consideradas outra fábrica dentro da unidade e assim sendo terão seus consumos de vapor também calculados. Nas unidades que possuem destilaria também possuem consumo de vapor proveniente das etapas anteriores, para que todas essas etapas sejam mantidas é necessário um sério controle na produção e distribuição do vapor gerado. O balanço térmico de uma unidade produtora de açúcar e álcool está intimamente relacionado com seu potencial de aproveitamento de todas as fontes de energia, e revela o quão eficiente é a unidade. Dessa forma fica claro a busca incansável por projetos que minimize o consumo de vapor da planta, aumentando assim seu potencial exportador, a identificação clara dos processos, das variáveis e principalmente das perdas envolvidas na etapa de geração de vapor.

Na Figura 1 é visível a contribuição do setor nos últimos vinte anos. Tal fato é explicado pelo aumento de unidades produtoras no Brasil, principalmente na região centro-oeste, bem como o aumento de estudos e práticas que buscam o melhor aproveitamento do vapor utilizado nas unidades. Reforma e equipamentos nos processos de produção de açúcar e álcool contribuem de forma tímida visto que as inovações nesse segmento não foram tão relevantes.

O maior impacto foi sem dúvida a otimização e ampliação das caldeiras nas unidades, ao longo desses últimos anos estão sendo projetadas caldeiras com diferentes concepções construtivas, principalmente no que tange os aspectos relacionados com a câmara de combustão.

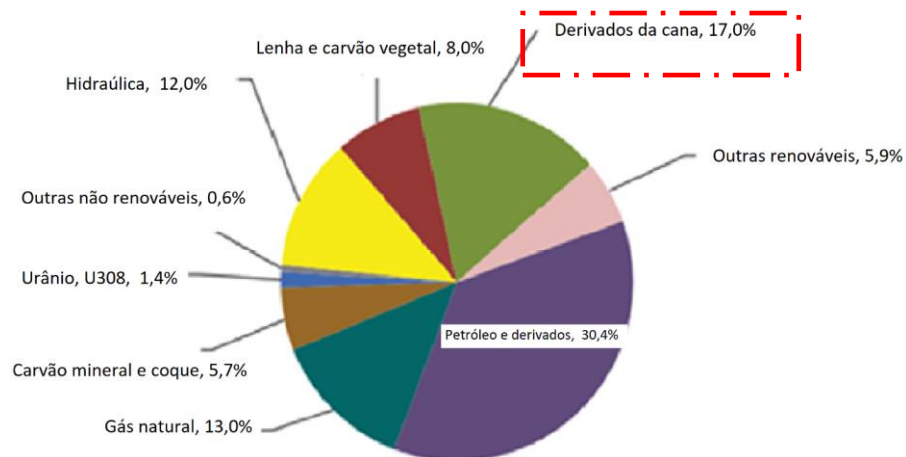
A Figura 2 retrata a oferta interna de energia segundo relatório apresentado pela EPE referente ao balanço do ano de 2018. As unidades têm em sua produção de energia excedente mais uma fonte de receita, dessa forma fica claro a necessidade de sistemas termicamente otimizados, essa contribuição reflete na própria viabilidade econômica das unidades, assim trataremos a partir de agora as unidades como produtoras de açúcar, álcool e energia.

Figura 1– Produção de energia primária



Fonte: EPE (2018).

Figura 2 - Oferta interna de energia



Fonte: Ministério de Minas e Energia (2018)

1.2 Justificativa

A busca por processos mais eficientes e mais integrados é constante, é crescente o aumento no consumo de energia e fica a necessidade de otimizarmos o uso da biomassa reduzindo as perdas inerentes ao processo de combustão, dessa forma se faz necessário a avliação criteriosa de todas as etapas buscando identificar as irreversibilidades e propondo alternativas energéticas. Nos trabalhos publicados que serviram de base para a pesquisa, é possível observar que a etapa da câmara de combustão não foi particionada de maneira minuciosa, com o *Aspen Plus®* será possível fazer uma análise criteriosa dos componentes que constituem a caldeira.

1.3 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo principal avaliar, através da aplicação da primeira e segunda lei da termodinâmica, o desempenho térmico de uma caldeira aquatubular com a modelagem matemática e uso do software *Aspen Plus®* da Aspen tech, incluindo no estudo também a análise do efeito da variação de parâmetros operacionais, umidade e vazão de alimentação de biomassa.

1.4 Objetivos específicos

- a) Realizar estudo detalhado de todos os componentes que constituem a caldeira;
- b) Modelar matematicamente cada componente da caldeira tomando por base a primeira e segunda lei da termodinâmica e integração dos modelos utilizando o software Aspen Plus® ;
- c) Avaliar a retirada das cinzas pesadas na fornalha, bem como a retirada das cinzas leves após a lavagem dos gases de combustão, ambas simuladas.;
- d) Avaliar o efeito da variação de parâmetros operacionais da caldeira sobre a eficiência energética e exergética.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O Brasil está entre os maiores produtores de açúcar e álcool do mundo, inclusive é um dos principais exportadores de açúcar. A necessidade de trabalhar com plantas mais eficientes é percebido pelo aumento de pesquisas na área de cogeração, bem como em processos de integração energética. Houve diversos avanços no setor sucroalcooleiro em virtude do aumento da demanda energética. O aumento da pressão de trabalho das caldeiras possibilitou uso de turbinas mais eficientes havendo disponibilidade de venda de energia excedente.

Ensinas et al (2014) externou a preocupação crescente no aumento da eficiência energética no Brasil. A partir de 1990 houve uma reestruturação no setor elétrico no Brasil e conseqüentemente uma tendência na busca por plantas que pudessem contribuir de forma expressiva na matriz energética. Com a chegada do corte mecanizado e proibição da queima de cana em alguns estados começaram as pesquisas no uso da palha como incremento da biomassa utilizada nas usinas, a ideia é que ela seja incorporada ao bagaço da cana e depois queimada nas caldeiras. Dessa forma, temos um aumento significativo da disponibilidade de biomassa para uso como combustível em sistemas de cogeração, aumentando a geração excedente. Atualmente existe um apelo pelo uso de energias renováveis e menor consumo dos recursos naturais, dessa forma teremos cada vez mais a redução de energia proveniente de combustíveis fósseis e incremento de energia limpa na matriz energética do país. O autor demonstrou os ganhos energéticos utilizando-se caldeiras de 60 bar e com temperatura entre 480°C e 520°C. Também propôs aumento de mais um efeito no evaporador de caldo. As usinas trabalham normalmente com quádruplos e quádruplos efeitos, a proposta seria fazer um sexto efeito. Outra sugestão sugerida pelo autor seria aumentar a produção de etanol, visto que, a produção de etanol requer menos vapor que a produção de açúcar.

Kok e Özgür (2013) utilizaram técnicas de análises denominadas Calorímetro diferencial de varredura (DSC) e Técnicas Termogravimétrica (TG-DTG) para realizar experimento referentes ao comportamento de diferentes tipos de biomassa. Utilizou temperaturas distintas para avaliar: condições da cinética de reação, temperatura de ignição e queima total da biomassa nos diferentes casos. Dessa forma conseguiu o autor levantar dados sobre a cinética de combustão e percentual de cinzas no final da

combustão. O estudo foi conduzido com foco principalmente em duas regiões de temperatura. Foi verificado que primeira região conduzida nas temperaturas entre 250°C e 400°C ocorreu a maior combustão dos voláteis e na segunda foi conduzida na região entre 400°C e 500°C foi obtido os maiores percentuais de combustão para o carbono fixo. Outro fato importante obtido com as análises experimentais foi a validação do aumento da reatividade da biomassa após a combustão de voláteis e que o melhor aproveitamento, isto é , a liberação de energia se dá com a combustão do carbono fixo.

Dantas (2013) discutiu outras rotas tecnológicas de utilização do bagaço. Além da combustão direta em caldeiras de alta pressão, utilizando o ciclo Rankine para geração de bioeletricidade, o bagaço poderia ser usado na própria unidade em processos de gaseificação. Os gases da gaseificação, após tratamento, poderiam ser utilizados em turbinas de ciclo combinado (BIG/GTCC). Outra possibilidade seria a produção de etanol a partir de material celulósico, o processo é conduzido por rota bioquímica. Os cenários são favoráveis e possivelmente até 2030 essas tecnologias estarão mais difundidas e a análise dos custos viabilizará grandes projetos.

Sahu e Sarkar (2014) compararam a combustão da biomassa com a combustão do carvão, verificou também os resultados de um blend formado pelos dois combustíveis. A co-combustão de carvão com biomassa foi proposta para reduzir os efeitos das emissões de poluentes. Essa operação apresenta perfil de combustão diferente em virtude da cinética de reação e da composição química dos componentes. Foi avaliado também na combustão desse blend que os principais produtos da volatilização são: CO₂, H₂O, H, CH₄ e outros hidrocarbonetos, alcatrão, fuligem e carvão. Esse estudo foi fundamental para nortear os caminhos a serem seguidos para redução dos gases do efeito estufa gerados na combustão de carvão. Além da redução nas emissões de poluentes também é possível afirmar que existe uma redução no custo com a uso da co-combustão do carvão com a biomassa.

Arshad e Ahmed (2016) avaliaram a cogeração de energia elétrica em usinas produtoras de açúcar e álcool no Paquistão, foi realizado um balanço material a partir de 100 toneladas de cana processada e os diferentes produtos produzidos, inclusive o excedente de energia gerado. Foi realizado estudos enfatizando os benefícios de aumentar a energia proveniente da biomassa, alinhado a isso em 2013 houve uma grande mudança na política de preços da energia produzida, aumentando assim o

incentivo à produção de energias de fontes renováveis. Depois dessas mudanças aproximadamente 90% das usinas do país começaram a investir em melhorias do balanço térmico para aumento do excedente de energia elétrica.

Em 2012 a ANEEL publicou a resolução 482 para regulamentar a comercialização e distribuição do excedente de energia produzido através do Sistema Interconectado Nacional (SIN). Essa resolução proporcionou a possibilidade do aumento da cogeração de energia na matriz energética brasileira. Souza (2018) analisou as perspectivas e viabilidade da cogeração de energia elétrica analisando os resultados obtidos em uma unidade produtora no Mato Grosso do Sul. Foi verificado que o menor custo de produção para produção de 1 MWh é com a utilização da biomassa e para isso foram utilizados a metodologia Net Present Value (NPV), Internal Rate of Return (IRR) e avaliação de Payback. Foi verificado que a viabilidade depende do mix de produção açúcar-álcool, da eficiência do sistema de geração e da própria política de preço.

Uma maneira de avaliar a eficiência energética de uma usina é realizando as análises energéticas e exergéticas do sistema de cogeração. Kamate (2009) ressalta que a pressão de trabalho da caldeira, a potência das turbinas a vapor e seu mecanismo de extração, seja ela de condensação ou contrapressão, influenciam diretamente no resultado da análise energética e exergética. É necessário avaliar as eficiências globais e por componentes do sistema. O aumento da pressão de vapor na entrada na turbina reduz a perda exergética, outro fato interessante é que nas turbinas de condensação essa perda exergética também é menor que em turbinas de contrapressão. No entanto, as maiores perdas são realmente nas caldeiras por sua natureza, em caldeiras mais modernas a perda pode passar de 60 % da exergia química.

A análise energética e exergética em caldeiras industriais também foi analisada por Saidur et al (2010) e (2012). As maiores perdas foram encontradas na etapa da combustão, uma possibilidade de reduzir essa destruição de exergia seria manter um controle adequado nos processos físicos e reações químicas, reduzindo a variação dos gradientes de temperatura.

Com relação ao estudo de custo é relevante abordar a análise exergoeconômica, essa por sua vez, utiliza a metodologia do custo específico de exergia (SPECOC – Specific Exergy Costing), essa metodologia foi desenvolvida por George Tsatsaronis

em Berlim na Alemanha. Cavalcanti (2016), em sua obra, descreveu de forma completa as etapas necessárias para realizar a análise exergoeconômica e exergoambiental, ambas importantes em projetos de conversão de energia.

Cavalcanti (2017) aplicou a metodologia SPECO para avaliar motor de combustão a diesel, realizou a abordagem levando em consideração as exergias do combustível e dos produtos, a análise é realizada por componente considerando todas as exergias (física e química). O estudo mostrou que a relação estequiométrica entre a razão massa de ar/combustível são primordial para conduzir a combustão à valores aceitáveis. Existe também a orientação para realizar análise exergoeconômica e exergoambiental.

Cavalcanti (2017) realizou análise exérgica de um sistema de cogeração utilizando turbina a gás. Utilizou a metodologia SPECO para avaliar de forma separada a contribuição do produto e combustível. No trabalho foi verificado que quando a temperatura do ar aumenta, o consumo de combustível diminui, isso acontece para controlar a temperatura dos gases de combustão e conseqüentemente acaba reduzindo a emissão dos poluentes porém, a potência de saída da máquina também é reduzida. Essas constatações foram verificadas através da análise exérgica.

Guerra et al (2018) avaliou uma unidade de cogeração utilizando um ciclo de Rankine com reaquecimento para avaliar a eficiência energética do sistema. Esse estudo foi um diferencial já que essa técnica é tipicamente mais abordada em usinas termelétricas. O aumento da eficiência foi comprovado para este ciclo com reaquecimento em caldeiras de alta pressão, dessa forma é necessário avaliar o retorno dos investimentos para implementar sistemas de cogeração com reaquecimento em unidades já em operação. O trabalho ressaltou três formas de reduzir a irreversibilidade inerente ao processo de combustão: melhoria no controle operacional, em especial ao sistema de purga das caldeiras, ajustes na relação ar-combustível e revisão no conceito das pressões de trabalho.

Saidur et al (2012) realizaram análise energética e exérgica avaliando diferentes tipos de biomassa em diferentes processos termoquímicos sendo eles: combustão direta, gaseificação e pirólise. Foi necessário conhecer a estequiometria de reação para cada processo envolvido. Ele utilizou o Aspen Plus® para realizar os balanços de massa e energia. Através da análise exérgica foi verificado que a gaseificação é o processo mais eficiente para conversão da biomassa.

O software *Aspen Plus*® vem sendo usado com maior ênfase nos dias atuais nas pesquisas científicas para simular processos químicos complexos, permitindo realizar predições de condições operacionais, síntese inovadora de diagramas de processo, determinação de parâmetros de equipamentos do processo, além de tipos de catalisadores a serem usados no processo industrial. O software mostra-se eficiente para investigar processos com uso de matéria prima sólida, tais como biomassa. Processos que vêm despertando interesse são: gaseificação, pirólise e combustão, para diferentes tipos de biomassa. Os trabalhos citados a seguir apresentam alguns estudos desenvolvidos com *Aspen Plus*® pertinentes ao estudo do presente trabalho. O ponto importante que se ressalta dos trabalhos citados é a junção dos blocos de operações unitárias, predefinidos no *Aspen Plus*®, que de forma adequada e com hipóteses científicas bem definidas, são conectados para emulação (termo amplamente usado para representar a junção de módulos existentes do *Aspen Plus*® para representar uma operação unitária não previamente definida neste software) do processo químico em estudo.

Weijuan Lan et al (2018), apresentaram um estudo sobre uso do *Aspen Plus*® para modelar e simular a combustão de gases oriundos da gaseificação da biomassa em turbinas a gás. O objetivo da pesquisa foi integrar as diversas etapas do processo para estudar a performance do sistema para diferentes condições de operação. A modelagem do processo, gaseificador e turbina a gás, foi efetuado usando-se diferentes módulos de operações unitárias predefinidos no *Aspen Plus*®, que somados emulam o funcionamento global do sistema. O estudo mostrou-se extremamente eficiente para obter parâmetros da turbina a gás, tais como eficiência isentrópica da turbina a gás, taxa de consumo de potência do compressor, além de prever a capacidade de geração de energia da turbina a gás.

Puig-Gamero et al (2018) simularam através do *Aspen Plus*® um complexo processo químico de produção de metanol a partir de gases provenientes da gaseificação da biomassa, madeira de pinho. Parâmetros importantes do processo como a razão H_2/CO , correntes de reciclo e temperaturas ótimas foram investigadas. A Simulação engloba o processo de gaseificação, o de purificação do syngas (H_2+CO) e o de síntese do metanol. A etapa de gaseificação da biomassa foi simulada com os blocos pré-definidos do *Aspen Plus*®, que somados formam o processo de gaseificação, os principais foram RYEILD reator de pirólise de biomassa, SEP separador, RIGBSS que

modela as reações que minimizam a energia livre de GIBS, RSTOIC que simula reações do processo e combustão do carvão, HEATX trocadores de calor. A simulação do processo via *Aspen Plus*® mostrou-se eficiente para avaliar problemas tecnológicos e quantificar condições tais como teor de cinzas e vazões de correntes de reciclo, para a integração, com eficiência ótima, dessas subunidades (gaseificação, purificação e síntese do metanol).

Bassyouni et al (2014) estudou através da simulação via *Aspen Plus*® o processo de gaseificação de biomassa, no caso palma. O modelo foi concebido levando-se em consideração as diferentes zonas de reação que compõe a gaseificação de biomassa, secagem, pirólise, combustão e gaseificação, e estas zonas são emuladas por diferentes blocos de simulação pré-definidos no *Aspen Plus*®. A simulação foi hábil para predizer temperaturas e composições dos gases formados.

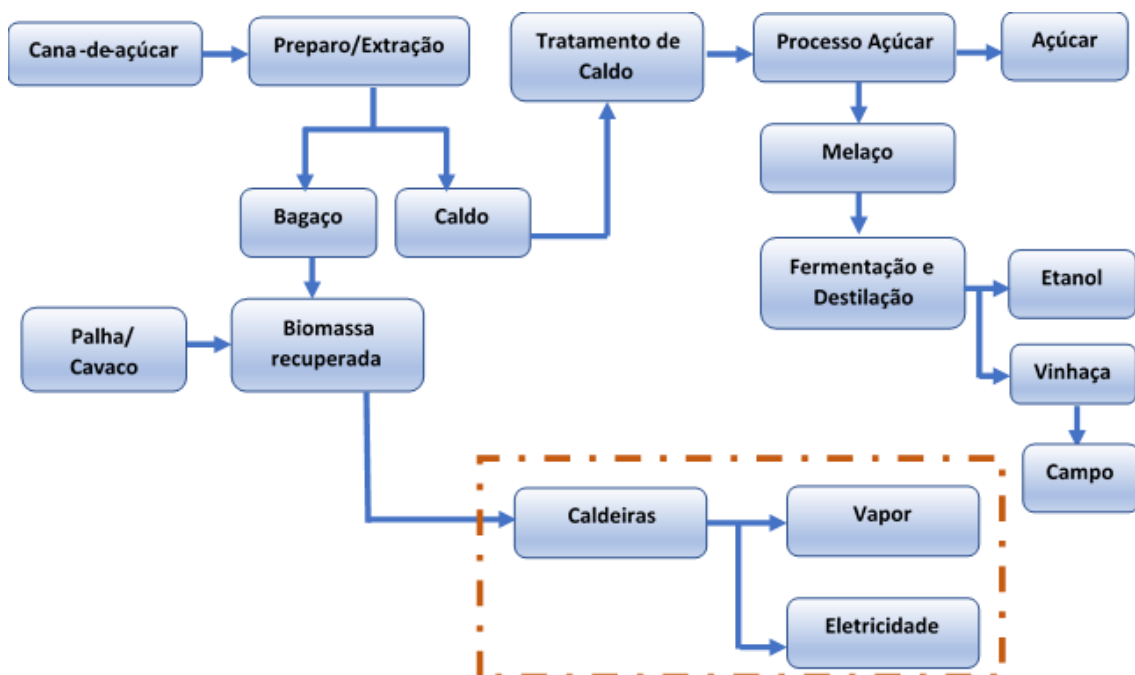
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo tem como objetivo fornecer embasamento teórico sobre alguns aspectos físicos e termodinâmicos que irão ajudar na compreensão do trabalho. Inicialmente serão apresentados alguns conceitos sobre caldeiras aquatubulares de bagaço, combustão de bagaço, exergia química, exergia física e um pouco sobre o software Aspen Plus®.

3.1 Caldeiras Aquatubulares de bagaço

Durante o processo de extração é obtido o caldo de cana e o bagaço, o caldo segue para a etapa de tratamento de caldo para ser dado início ao processo de obtenção de açúcar e álcool. O bagaço é transportado através de esteiras para servir como matéria prima para a produção de vapor. O bagaço é usado como combustível para as caldeiras de alta, média e/ou baixa pressão que também são alimentadas por água desmineralizada e condensadas proveniente das etapas de concentração de caldo chamado de etapa de evaporação. Na Figura 3 é possível observar a cadeia produtiva da cana-de-açúcar.

Figura 3 - Processo produtiva da cana-de-açúcar



Fonte: A Autora (2019).

Esse vapor da saída da caldeira tem a característica de ser de alta pressão e superaquecido, e é então encaminhado para as turbinas. As turbinas, que podem ser de condensação ou contrapressão, são conectadas a um gerador para realizar a produção de energia elétrica. Quando as turbinas são de condensação na saída das máquinas sai uma corrente de água condensada que retorna para o desaerador e consequentemente alimenta as caldeiras. Nas turbinas de contrapressão temos na saída uma corrente de vapor de escape (baixa pressão) para atender as necessidades do processo da usina. Esse vapor de escape é o que segue para a etapa de evaporação citada anteriormente.

Nos sistemas de cogeração, como os do setor sucroalcooleiro, são utilizadas caldeiras aquatubulares para a produção de vapor. As caldeiras são na verdade um conjunto de equipamentos, dentre eles podemos destacar os preaquecedores de ar e os economizadores, e este tem como principal objetivo reduzir a perda de calor sensível. Estes equipamentos são considerados trocadores de calor no fluxo de saída das caldeiras, os gases de combustão transferem calor para o ar que está entrando, no caso de preaquecedores de ar, e transferem calor para a água de alimentação da caldeira no caso dos economizadores. Segundo Hugot (1986) em todo processo de produção de vapor é necessário manter os parâmetros operacionais sob controle, as temperaturas dos gases de combustão nos diferentes estágios dão suporte a análise energética do sistema, o simples aumento da temperatura dos gases de combustão para valores acima de 200°C implicam em aumento das perdas de calor sensível no sistema. De acordo com Rein (2013) cerca de 95% das perdas de uma caldeira a bagaço são perdas na chaminé, estas intimamente relacionada com a temperatura do gás de exaustão.

O calor é transferido numa caldeira por meio dos três mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. As equações e fundamentos serão verificados na seção a seguir.

Segundo Rein (2013) o calor é transferido dos gases quentes da combustão na fornalha por radiação luminosa proveniente das partículas brilhantes de combustível e por radiação não luminosa proveniente da emissão dos gases diatômicos CO_2 e H_2O , seguindo a lei da radiação. Ainda acerca desse mecanismo é possível afirmar que ambos os métodos de transferência de calor são muito eficazes nas temperaturas encontradas na fornalha (Rein, 2013).

No superaquecedor o calor é transferido também por radiação luminosa quando os elementos estiverem expostos à radiação da fornalha e por radiação não luminosa e convecção quando os elementos estão protegidos da fornalha. A Convecção e a radiação não luminosa transferem calor ao feixe tubular também chamado de banco de convecção. Segundo Rein (2013) cerca da metade do calor no feixe é transferida por radiação não luminosa. Vale ressaltar que problemas envolvendo convecção costumam não ser problemas triviais, pois, além de depender de diversas propriedades dos fluidos tais como densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico os coeficientes são funções da geometria da superfície e das condições de escoamento. Atualmente já existe grupos avaliando o perfil de escoamento utilizando CFD (Computação Fluido Dinâmica).

No superaquecedor de ar, no qual o gás passa normalmente através dos tubos, a convecção é o modo de transferência de calor dominante nos dois lados, no lado do ar e no lado dos gases.

Ainda segundo Rein (2013) afirma que no economizador também teremos influência da radiação não luminosa, porém, os efeitos da convecção são muito maiores, em se tratando de economizador de tubo liso. Em economizador de tubo aletado a convecção será o modo de transferência de calor predominante.

De uma forma geral é possível afirmar que a condução é o modo pelo qual o calor é transferido através do metal em qualquer escala. Já a convecção é predominante nas tubulações que trabalham com água e vapor.

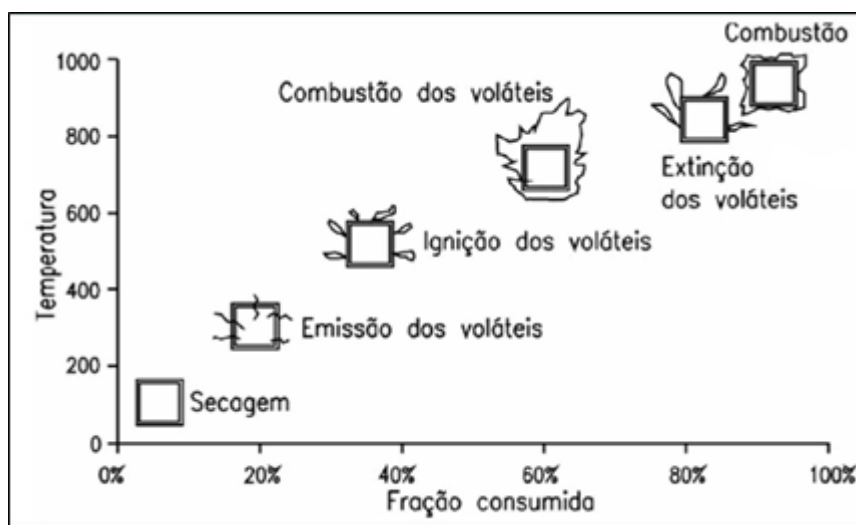
3.2 Combustão do bagaço

Para entender o processo de combustão é necessário o entendimento dos mecanismos de reações químicas, isso porque durante o processo de combustão trataremos de um processo de oxidação muito rápida com geração de calor, ou ambos, calor e luz. De acordo com Turns (2013) é importante enfatizar que a energia liberada na reação é proveniente da quebra das ligações químicas, isto é, a combustão converte a energia armazenada em ligações químicas em energia térmica que pode ser aproveitadas de diversas maneiras e nas mais diferentes rotas. A biomassa pode ser convertida em energia por via bioquímica ou por rota termoquímica. Dentre os processos termoquímicos podemos citar a combustão direta,

a gaseificação e a pirólise. Nesse trabalho será abordada a rota termoquímica com combustão direta.

A combustão ocorre em três estágios. Primeiramente, o bagaço é secado, a seguir os constituintes voláteis são liberados e queimados e finalmente o carbono fixo é queimado a Figura 4 mostra a sequência dessas etapas.

Figura 4 – Sequência da queima



Fonte: SINATUB (2012).

* Apresentação da empresa EngBoiler.

Segundo Rein (2013) as reações químicas características da combustão são descritas a seguir na Tabela 1.

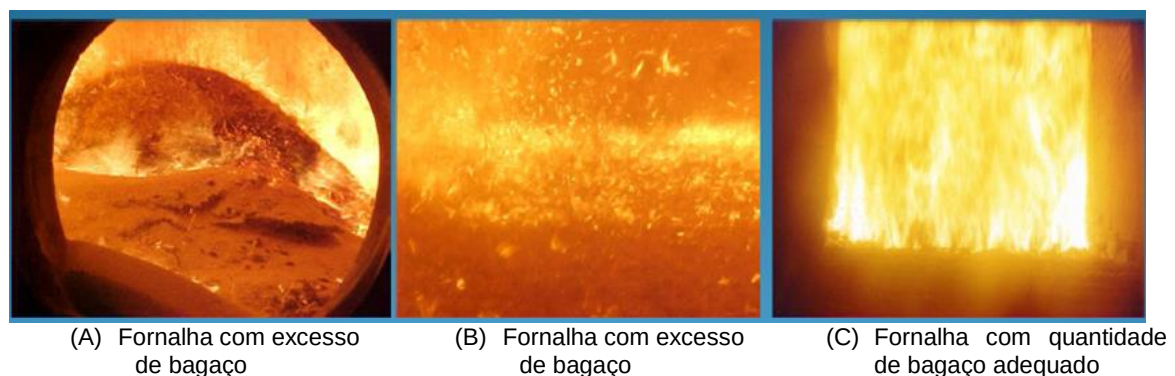
Tabela 1 - Reações químicas de combustão do bagaço

REAÇÕES	Calor liberado
$C + 1/2 O_2 \rightarrow CO$	-110.541 kj / kmol
$C + O_2 \rightarrow CO_2$	- 393.500 kj / kmol
$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	- 241.800 kj / kmol
$S + O_2 \rightarrow SO_2$	- 29.300 kj / kmol

Fonte: Rein (2013).

A grande maioria dos processos industriais de combustão utiliza o ar ambiente como fonte de fornecimento de oxigênio para a combustão. A quantidade de ar necessária para a combustão (o ar estequiométrico) deve ser calculada, em correlação com a análise elementar do combustível. Na prática é muito difícil misturar o ar e o combustível de forma homogênea, então mais ar é incorporado ao sistema para promover a combustão. Essa quantidade de ar extra requerida é denominada de excesso de ar e deve ser levado em consideração no cálculo estequiométrico. A combustão normalmente ocorre segundo as equações descritas na Tabela 1. As reações de formação do CO são importantes devido ao seu efeito no que diz respeito à eficiência da caldeira, e estão relacionadas diretamente com a combustão incompleta da biomassa. A quantidade de ar e alimentação de bagaço interfere diretamente na reação de combustão. A Figura 5 demonstra três situações distintas relacionadas a estes parâmetros. A Figura 5–A demonstra uma fornalha com excesso de bagaço prejudicando a queima, ocasionando uma queda na temperatura da fornalha e perda de combustível, uma vez que o ideal é ser queimado em suspensão. A Figura 5–B mostra uma fornalha com deficiência de ar ocasionando queima incompleta. Na Figura 5 –C mostra uma fornalha em condição ótima de operação, nesse caso a eficiência da caldeira aumenta consideravelmente.

Figura 5 – Controle de combustão pelo controle de queima



Fonte: Sinatub (2012)

*Apresentação da empresa Eng.Boiler

O poder calorífico do bagaço, ou PC, é a quantidade de calor que a combustão de 1 kg de combustível pode fornecer. É importante fazer a distinção entre dois valores de PC, que seriam o poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). O

poder calorífico superior é obtido quando toda a água formada na reação de combustão permanece na forma líquida, já o poder calorífico inferior é obtido quando toda a água formada por combustão permanece na forma vapor. É importante ressaltar que o valor do PCS excede o valor do PCI em virtude da energia que seria liberada quando toda a água dos produtos condensasse para líquido.

O PCS estabelece bem o potencial do calor teoricamente contido no combustível, porém, como na prática industrial ainda não foi possível fazer baixar a temperatura dos gases de combustão abaixo do ponto de condensação, o PCI fornece uma ideia mais exata do calor realmente disponível. A umidade do bagaço interfere diretamente na queima, na Tabela 2 é demonstrado os diferentes PCS e PCI para diferentes valores de umidade.

Tabela 2 - Poderes caloríficos superiores e inferiores do bagaço de cana em função dos teores de umidade

UMIDADE	PCS	PCI
% massa	kcal/kg	kcal/kg
1	4506	4153
10	4092	3717
20	3632	3232
30	3172	2747
40	2712	2262
50	2252	1777

Fonte: Hugot (1986).

A relação entre estes poderes é expressa na Equação (1).

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 2440 (9H + u) \quad (1)$$

Onde,

PCI - poder calorífico inferior, kJ/kg em base seca;

PCS - poder calorífico superior, kJ/kg;

H - teor de hidrogênio do combustível, kg/kg em base seca;

u - teor de umidade do combustível, kg de água/kg de combustível seco.

O poder calorífico inferior também pode ser determinado através do cálculo da entalpia de combustão (h_{comb}) em um processo de combustão completa, Equação (2).

$$\bar{h}_{\text{comb}} = \sum_p n_s (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_s - \sum_r n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})_e \quad (2)$$

Onde,

p - produtos da combustão;

r - reagentes;

s - saída;

e - entrada;

n - número de moles;

$\bar{h}_f^0$ - entalpia de formação no estado de referência;

$\Delta\bar{h}$ - variação de entalpia entre o estado de referência e o estado dado.

Assim, o poder calorífico inferior é igual à entalpia de combustão em módulo, dividido pela massa de combustível na reação química, conforme Equação (3) abaixo:

$$\text{PCI} = |\bar{h}_{\text{comb}}|/\text{massa de combustível} \quad (3)$$

3.3 Reversibilidade e Irreversibilidade

Os conceitos de reversibilidade e irreversibilidade são de extrema importância em termodinâmica e cruciais para a realização de análise energética e exergética. Compreender e mapear as irreversibilidades são a forma mais eficiente de promover os estudos de eficiência energética. Um processo reversível é uma idealização que nunca se consegue atingir na sua totalidade. É, no entanto, útil conceitualmente uma vez que é mais fácil descrever em termos matemáticos um processo reversível do que um irreversível. O processo reversível pode ser utilizado como um padrão de perfeição através do qual os processos reais podem ser avaliados. Um processo irreversível sempre acompanhado por um aumento de entropia nos sistemas combinados ou no universo. Do ponto de vista microscópico isso implica dizer que está ocorrendo uma

mudança de um estado de energia mais estável, mais organizada para um estado mais caótico.

Numa combustão haverá irreversibilidade devido à mistura de reagentes, reação química espontânea, atrito entre fluidos e condução de calor através de uma diferença finita de temperaturas.

3.4 Exergia

A conservação da energia é o princípio fundamental associado a primeira lei da Termodinâmica. A energia é uma propriedade conservada e que nenhum processo conhecido na natureza ocorre violando a mesma. Entretanto, a primeira lei não impõe nenhuma restrição quanto à direção em que um processo pode ocorrer. De fato, existe uma deficiência na primeira lei no que tange ao aspecto do sentido em que ocorre os processos. Desta forma é necessário usarmos o princípio geral da segunda lei da Termodinâmica, a segunda lei garante que um processo não ocorrerá a menos que ele satisfaça simultaneamente a primeira e segunda leis da Termodinâmica.

O balanço exergético é similar ao balanço energético, mas apresenta uma diferença fundamental. No balanço energético tem como premissa a conservação de energia, no balanço exergético pode ser observado como o balanço da degradação de energia, é a análise levando em consideração a perda da exergia. Isso acontece porque no balanço exergético avaliamos todas as irreversibilidades envolvidas no processo, as irreversibilidades são a causa da degradação da energia e todos os processos reais são irreversíveis.

Segundo Kotas (2012) também ressalta as limitações da primeira lei e mostra que a segunda lei da Termodinâmica é necessária para estabelecer a diferença na qualidade entre energia mecânica e térmica e indica as direções dos processos espontâneos.

As implicações da Segunda Lei são múltiplas. A condição do aumento da entropia pode ser usada para prever quais processos, reações químicas, transformações entre várias formas de energia ou direções de transferência de calor podem e não podem ocorrer.

Desta forma conclui-se que as análises energéticas e exergética são complementares, cada uma contribuindo para uma avaliação do sistema térmico como um todo. A análise exergética é na verdade uma combinação da primeira e da segunda lei da termodinâmica.

Kotas (2012) define a qualidade da energia, a exergia, como a sua capacidade de provocar mudanças. É uma análise da degradação de energia durante um processo, a geração de entropia, e as perdas de oportunidades para realizar trabalho.

A exergia está sujeita às leis de conservação somente para processos reversíveis, logo pode ser destruída por causa das irreversibilidades que acontecem nos processos reais.

A análise exergética vem se tornando uma excelente ferramenta na otimização de sistemas termodinâmicos, uma vez que aplicados os conceitos de exergia e balanço exergético na análise de processos é possível quantificar e apontar as perdas de energia nos sistemas, o que permite identificar melhorias energéticas. Outra importante vantagem é que com os conceitos da análise exergética é possível mensurar o custo dessa perda de exergia, hoje já existe um grande grupo realizando estudos exergoeconômicos e exergoambientais.

A análise exergética vem sendo aplicada em diversos tipos de processos. No setor sucroalcooleiro se destaca o uso dessa análise para avaliar o desempenho das usinas, principalmente nos processos de geração de energia e avaliação de novas rotas para aproveitamento da biomassa.

Assim como a energia, a exergia também possui componentes distintas. Segundo Kotas (2012) na ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão superficial, pode-se escrever a exergia como a Equação (4):

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_{ph} + \dot{E}_c \quad (4)$$

A exergia total seria o somatório da exergia cinética, exergia potencial, exergia física e exergia química. Quando levamos em consideração o fluxo mássico das correntes em estudo surge o conceito de exergia específica que seria $e = \dot{E}/\dot{m}$ conforme Equação (5):

$$e = e_k + e_p + e_{ph} + e_c \quad (5)$$

A exergia cinética apresentada na Equação (6) é igual à energia cinética quando a velocidade é considerada relativa à superfície da Terra.

$$\dot{E}_k = \dot{m} \frac{C_0^2}{2} \quad (6)$$

A exergia potencial apresentada na Equação (7) é igual à energia potencial, quando é avaliada com relação ao nível da superfície da Terra no local onde ocorre o fenômeno.

$$\dot{E}_p = \dot{m} g_0 Z_0 \quad (7)$$

De acordo com Kotas (2012), não havendo efeitos das energias cinética e potencial, elas são desprezadas.

3.5 Exergia física

A exergia física corresponde ao trabalho obtido ao conduzir uma substância através de processos reversíveis de uma temperatura, T , e pressão, P , para o estado inicial do ambiente à temperatura T_0 , e pressão P_0 , e pode ser expressa pela Equação (8).

$$\dot{E}_{ph} = H - H_0 - T_0 (S - S_0) \quad (8)$$

Para um gás perfeito a exergia física pode ser dada através da Equação (9):

$$\dot{E}_{ph} = c_p (T - T_0) - T_0 (c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}) \quad (9)$$

O fluxo exergético físico é dado pela Equação (10).

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m} e_{ph} \quad (10)$$

3.6 Exergia Química

A exergia química é definida segundo Kotas (2012) como a quantidade máxima de trabalho que pode ser obtida quando a substância em questão é trazida do estado ambiental para o estado morto por processos que envolvem transferência de calor e troca de substâncias apenas com o meio ambiente. A exergia química corresponde ao trabalho termodinâmico que pode ser obtido a partir da energia química contida nas diversas substâncias. Esta exergia pode ser calculada de acordo com a Equação (11).

$$e_{ch} = \sum_i (\mu_{i0} - \mu_{00}) \quad (11)$$

Onde,

$$\mu_{i0} = G_i (P_0, T_0) + RT_0 \ln \left(\frac{P_{i0}}{P_0} \right) \quad (12)$$

e,

$$\mu_{i00} = G_i (P_0, T_0) + RT_0 \ln \left(\frac{P_{i00}}{P_0} \right) \quad (13)$$

Sendo que,

$$G_i (P_0, T_0) = h_{i0} - T_0 s_{i0} \quad (14)$$

Para mistura de substâncias a exergia química é calculada pela Equação (15).

$$e_{ch} = \sum_i x_i e_i^{ch} + RT_0 \sum_i x_i \ln(\gamma_i x_i) \quad (15)$$

Sendo o Fluxo exergético químico representado na Equação (16).

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} e_{ch} \quad (16)$$

Para o cálculo das exergias específicas a metodologia proposta por Kotas (2012) define, em seu Appendix F, que o estado padrão é o estado para o qual a $T_0 = 298,15$ K e $P_0 = 0,101325$ Mpa.

3.7 ASPEN PLUS®

Software de simulação de processo da Aspen Technology, Inc, é um dos principais e mais usado software de simulação na indústria química.

O Aspen Plus® tanto atende pesquisa científica como simula computacionalmente processos industriais, otimizando as etapas de transformação física e química do processo. ASPEN HYSYS(2014)

O Aspen Plus® é constituído de módulos de operações unitárias, uma base de dados de substâncias, e equações de estado para cálculo de propriedades termodinâmicas.

Apesar dos módulos predefinidos de operações unitárias, processos não convencionais são emulados através da combinação adequada desses módulos.

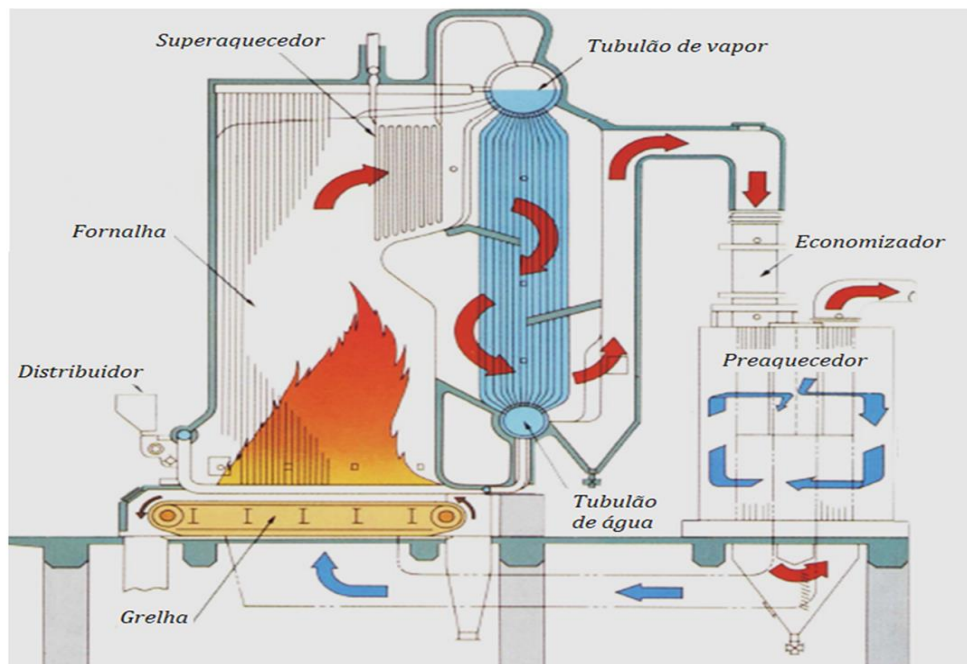
Substâncias não definidas na base de dados do Aspen Plus® precisam ser predefinidas para uso posterior na etapa de elaboração do fluxograma do processo.

4 METODOLOGIA

Este capítulo detalha a metodologia aplicada para a execução do projeto referente a modelagem matemática do processo e implementação no software de simulação de processos Aspen.

A caldeira analisada nesse trabalho é do tipo aquatubular DEDINI, com capacidade de produção de vapor a uma vazão mássica de 38,88 kg/s (140 t/h) a uma pressão de 2.255,53 kPa (21 kgf/cm²) e a temperatura de 330 °C. Os dados para simulação foram coletados na Usina Santa Teresa localizada na cidade de Goiana/PE durante o ano safra 2015/2016. A Figura 6 representa a caldeira em estudo e os principais equipamentos que serão estudados na análise termodinâmica.

Figura 6- Representação da caldeira.



Fonte: Martinelli Júnior (1998)

Para realizar a análise energética e exergética da caldeira foi seguido inicialmente o esquema de modelagem tomando por base o desenvolvimento das relações estequiométricas de combustão do bagaço.

No trabalho aqui desenvolvido uma simulação mais detalhada da câmara de combustão foi implantada, inserindo-se a modelagem da fornalha de queima do

bagaço, e a geração de cinzas pesadas e leves, retiradas uma parte na câmara de combustão e o restante no lavador de gases, respectivamente. Também foi realizado um detalhamento maior para os equipamentos lavador de gases e tubulão para efetuar a simulação computacional da caldeira.

4.1 Modelagem termodinâmica da caldeira

A caldeira foi dividida conforme o diagrama de equipamentos, fluxo de gases de combustão e fluxo de vapor, nas operações unitárias existentes numa situação real.

- a) Câmara de combustão
- b) Superaquecedor
- c) Evaporador
- d) Pré aquecedor de ar primário
- e) Pré aquecedor de ar secundário
- f) Economizador
- g) Lavador de gases
- h) Tubulão.

Os equipamentos listados anteriormente, que representam os fenômenos no interior da caldeira definem a metodologia básica para divisão da caldeira em seus módulos.

Fora a divisão nos módulos, para tornar a modelagem mais representativa de um equipamento real, foi desenvolvido um modelo matemático que considera o módulo câmara de combustão sub-dividida em sub-módulo fornalha e sub-módulo de evaporação da água, conforme será apresentado na sequência do capítulo.

4.2 Simulação no Aspen Plus®

A simulação computacional da caldeira, nos módulos adotados foi feita no software de simulação de processos *Aspen Plus®*. Para um esclarecimento maior é apresentada a proposta desenvolvido e os novos módulos que foram implantados na simulação conforme Figura 7, onde destacam-se na cor laranja os módulos onde uma modelagem mais aprimorada foi implantada:

- a) Câmara de combustão,
- b) Tubulão
- c) Lavador de gases.

A caldeira em estudo foi dividida em 08 subunidades de processo e essas subunidades refletem as operações unitárias e trocas térmicas existentes numa caldeira e foram implantadas e simuladas no software ASPEN. Cada subunidade tem seu correspondente a um módulo de simulação no ASPEN, salvo as subunidades CÂMARA, TUBULÃO E LAVADOR DE GASES. Essas unidades foram emuladas no Aspen Plus® como a soma de módulos predefinidas do ASPEN.

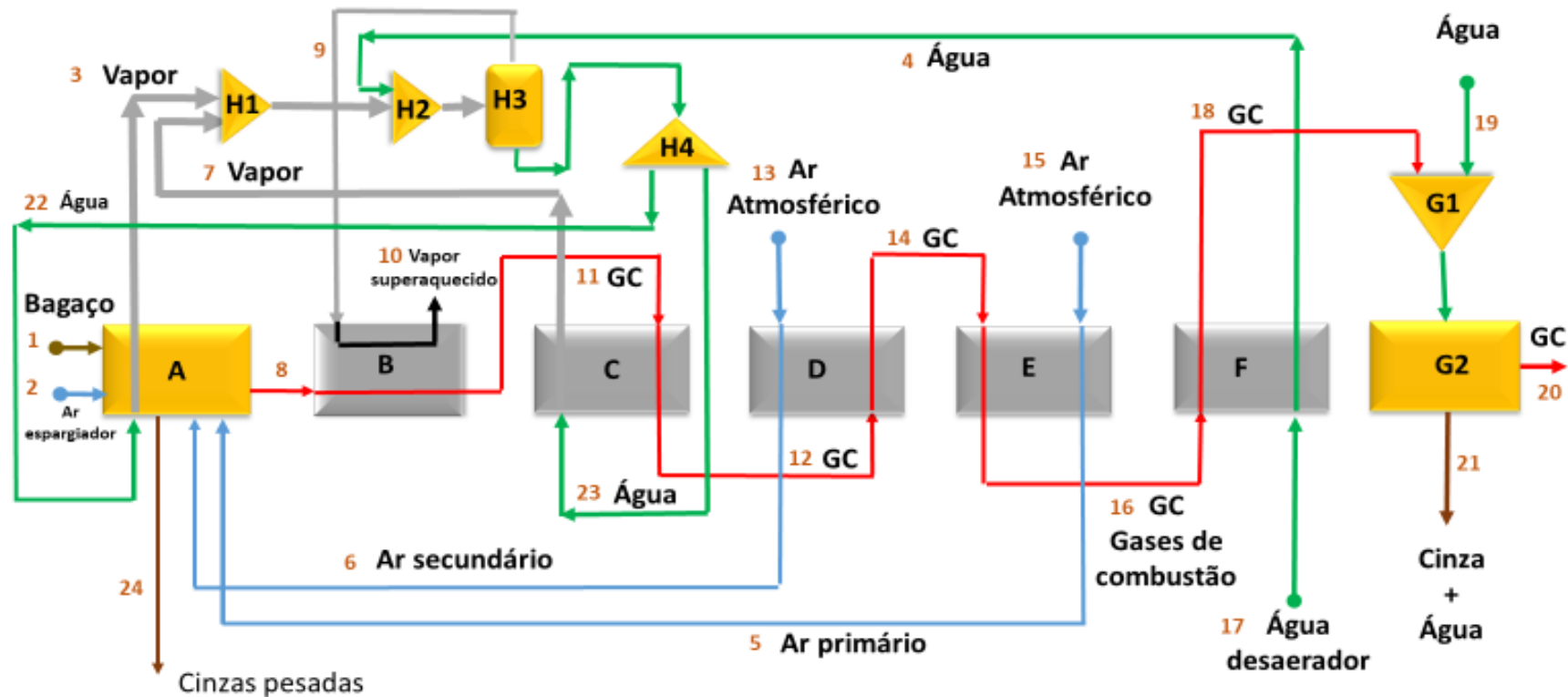
O Lavador de Gases foi emulada com a composição de 02 módulos de processo do ASPEN, e o TUBULÃO em 04 módulos. A CÂMARA DE COMBUSTÃO foi emulada com 06 módulos.

Dito que o fluxograma da unidade foi estabelecido, a sequência para simulação de qualquer sistema no Aspen Plus® segue duas etapas:

- a) Definição das propriedades no bloco PROPERTIES (substâncias convencionais e não convencionais) das substâncias presentes nas correntes de fluxo do processo;
- b) Inserção do fluxograma definido no bloco SIMULATION.

O processo de definição das propriedades das substâncias torna-se mais complexo quando no processo em estudo uma substância sólida não consta na base de dados como produto convencional, é o caso da biomassa, e análises químicas precisam ser fornecidas antecipadamente.

Figura 7- Módulos para simulação computacional da caldeira desenvolvido no presente trabalho. Detalhamento do tubulão e do sistema de lavagem de gases



A – CÂMARA DE COMBUSTÃO

B - SUPERAQUECEDOR

C- EVAPORADOR

D – PRÉ AR SECUNDÁRIO

E – PRÉ AR PRIMÁRIO

F - ECONOMIZADOR

LAVADOR DE GASES: G1 misturador, G2 tanque de flash

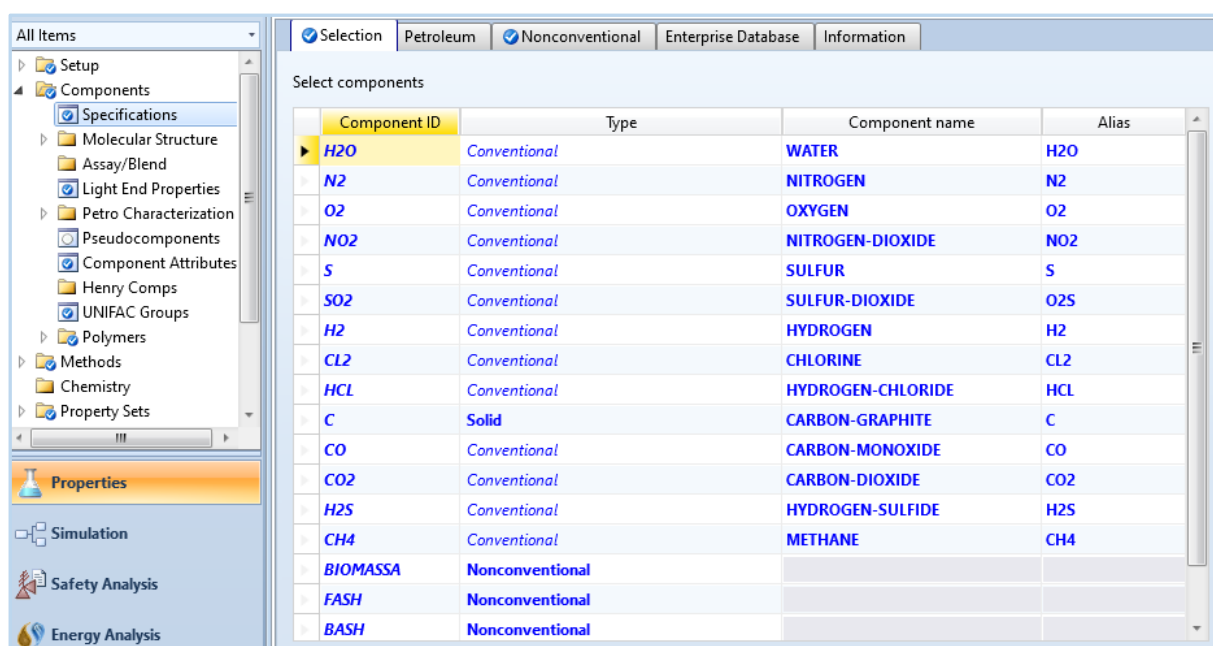
TUBULÃO: H1 misturador, H2 misturador, H3 tanque de flash, H4 separador

Fonte: Adaptado de Arruda Filho (2014).

4.2.1 Caracterização da biomassa de alimentação

O simulador Aspen Plus® requer a especificação dos componentes que irão ser utilizados no processo. A biomassa, não sendo um componente convencional do simulador, necessita de ser definido como não convencional (Non-conventional), no separador Components>Specifications, da opção Properties conforme Figura 8. A componente das cinzas segue a mesma lógica.

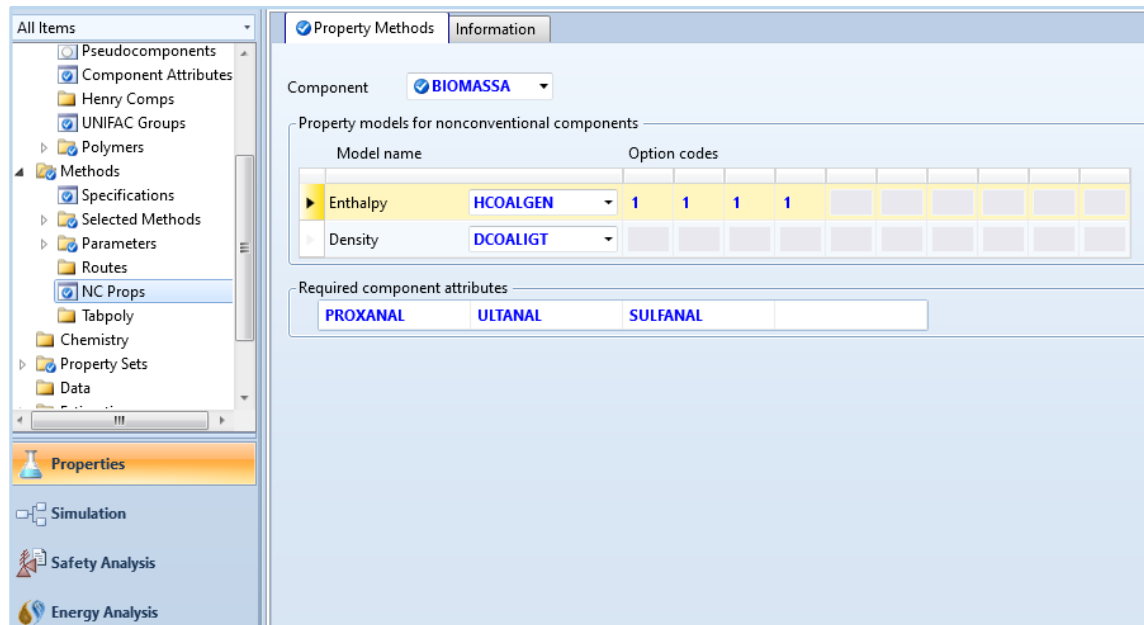
Figura 8– Definição dos componentes (biomassa e cinzas) como não convencionais



Fonte: Aspen Plus® (2019).

As propriedades dos componentes não convencionais são definidas inicialmente. Assim, no separador Methods>NC Props definem-se os modelos de previsão de propriedades, quer para a biomassa, quer para as cinzas. O modelo entálpico utilizado foi o HCOALGEN, que prevê as propriedades termodinâmicas de um sólido com base nas análises imediata, elementar e de sulfato. Ao selecionar o modelo entálpico é necessário escolher os métodos de cálculo das diferentes propriedades entálpicas. Para cada método existe um código correspondente, esses códigos serão introduzidos nos quatro campos do modelo HCOALGEN como se ilustra na Figura 9. O primeiro diz respeito ao calor de combustão, o segundo ao calor de formação, o terceiro à capacidade calorífica e último ao estado de referência entálpico.

Figura 9– Definição dos códigos das propriedades dos componentes não convencionais



Fonte: simulador Aspen Plus® (2019)

Os demais compostos da simulação são definidos da mesma forma. Por exemplo na combustão os componentes principais são O_2 , N_2 , CO , CO_2 , H_2O , NO_2 e SO_2 , sendo o método escolhido para a previsão das propriedades termodinâmicas destes compostos, o *IDEAL*. Para as operações que dependem significativamente das propriedades da água escolheu-se o método *IAPWS-95*.

Uma vez introduzidos estes parâmetros, deve acionar-se a opção *Run*, para que o simulador compile os mesmos, a partir da sua biblioteca.

4.3 Câmara de Combustão

Em consonância para proporcionar proteção e suporte aos queimadores e grelhas, a câmara de combustão é o volume no qual se desenvolve a chama e se completa a combustão, uma vez que o combustível deve ser consumido antes dos produtos dessa combustão serem conduzidos no feixe de tubos. Por vezes, confunde-se com a própria fornalha, dela fazendo parte; outras vezes, separa-se completamente. A água admitida na câmara de combustão (estado 22) é proveniente do tubulão. Água é distribuída para as paredes da câmara de combustão através de dois *dowcomers* que estão localizados na parte externa da caldeira. Os *dowcomers* alimentam os coletores inferiores das paredes de água laterais, frontais e traseira da câmara de combustão.

A câmara de combustão será interpretada como um conjunto de outros equipamentos para efeito da simulação via *Aspen Plus®*, isso ficará mais claro ao longo do trabalho. Efetuando-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação para a vazão de água de entrada (22) e vazão de vapor de saída (3):

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_3 \quad (17)$$

Para as correntes 1, 2, 5 e 6 obtêm-se:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_8 + \text{cinzas pesadas} \quad (18)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_{4.1}h_{22} + \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_3h_3 - \dot{m}_8h_8 - (\text{cinzas})h_{\text{cinzas}} \quad (19)$$

No volume de controle da câmara de combustão obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d_{cc}} = & \dot{m}_1 e_{bag}^q + \dot{m}_{22}[(h_{22} - h_3) - T_0(s_{4.1} - s_3)] \\ & + \dot{m}_2[(h_2 - h_{0,ar}) - T_0(s_2 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_5[(h_5 - h_{0,ar}) - T_0(s_5 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_6[(h_6 - h_{0,ar}) - T_0(s_6 - s_{0,ar})] \\ & - \dot{m}_8[(h_8 - h_{0,8}) - T_0(s_8 - s_{0,8})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,cc}}\right) \dot{Q}_{cc} \end{aligned} \quad (20)$$

Por simplificação, não foi considerada na equação (20) a exergia devido as cinzas. Na tabela 3 estão definidas as variáveis utilizadas no balanço de energia da câmara de combustão. Na tabela 4 estão as variáveis utilizadas para o balanço da exergia da câmara de combustão.

Tabela 3 - Definição de variáveis usadas no balanço de energia da câmara de combustão

Fornecimento de energia pelo bagaço	$\dot{m}_1 PCI$	(21)
Energia utilizada	$\dot{m}_{4,1}[(h_3 - h_{22})]$	(22)
A eficiência de primeira lei para a câmara de combustão	$\varphi_{1,cc} = \frac{\dot{m}_{4,1}[(h_3 - h_{22})]}{\dot{m}_1 PCI}$	(23)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 4 - Definição de variáveis usadas no balanço de exergia da câmara de combustão

Fornecimento de exergia pelo bagaço	$\dot{m}_1 e_{bag}^q$	(24)
Exergia recuperada	$\dot{m}_{22}(e_{f,3} - e_{f,22})$	(25)
A eficiência pela segunda lei para a câmara de combustão	$\varphi_{2,cc} = \frac{\dot{m}_{4,1}(e_{f,3} - e_{f,22})}{\dot{m}_1 PCI}$	(26)
	$(e_{f,3} - e_{f,22}) = -[(h_{22} - h_3) - T_0(s_{22} - s_3)]$	(27)

Fonte: A Autora, 2019.

A soma da fornalha e do sistema de troca térmica que evapora a água definem a CÂMARA DE COMBUSTÃO, desta forma, o bloco ASPEN “FORNALHA”, irá compor o bloco ASPEN denominado “CÂMARA DE COMBUSTÃO”.

4.3.1 Simulação da câmara de combustão no ASPENPLUS

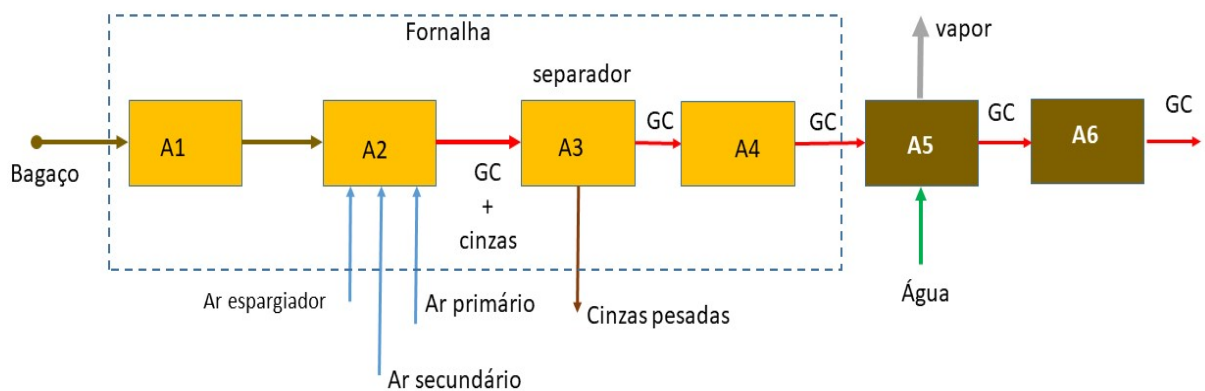
A fornalha é o equipamento onde ocorre a queima do combustível com ar, dando origem aos gases de combustão à temperaturas relativamente elevadas. O simulador Aspen Plus® não possui um modelo próprio para simulação de fornalhas.

Um resumo da metodologia desenvolvida para a fornalha é apresentada a seguir:

- Definição adequada da biomassa de alimentação da fornalha e demais componentes das correntes devem ser bem estabelecidos, segundo a base de propriedades do Aspen;

- b) A primeira unidade no fluxograma geral, conforme figura 7, é a câmara de combustão da caldeira;
- c) Definiu-se (emulação) uma fornalha, utilizando-se um conjunto de blocos esquematizados conforme apresentado na Figura 10.
- d) O sistema de troca térmica dos gases de combustão com a água de alimentação gerando o vapor saturado. Juntos com a fornalha formam a câmara de combustão

Figura 10– Esquema que descreve os cálculos associados à fornalha.



Fonte: A Autora, 2019.

A1 - Reator de decomposição do bagaço em compostos elementares: C, H₂, H₂O, etc

A2 - Reator de decomposição em produtos de reação com liberação de energia e formação de gases de combustão e cinzas

A3 – separador de gases de combustão e cinzas pesadas

A4 – trocador para simular uma perda de calor da corrente de gases de combustão na fornalha

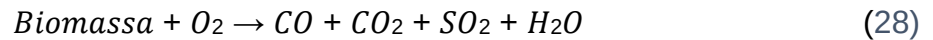
A5 – evaporador da água na câmara de combustão

A6 – trocador para simular uma perda de calor da corrente de gases de combustão na câmara de combustão

Estas etapas da fornalha foram simuladas a partir de seis blocos do Aspen Plus®, aos quais estão também associados vários calculadores auxiliares em Fortran:

- a) Furnace 1 – Reator “*RYIELD*”: Dados de entrada – rendimento para os vários produtos da decomposição da biomassa (estes valores são calculados no “Decomp calculator” utilizando os dados das análises imediata elemental).

- b) Furnace 2 – Reator “*RGIBBS*”: Neste reator é introduzido o calor liberado na decomposição da biomassa (Furnace 1). O ar é calculado no “Air calculator” tendo em conta o caudal de biomassa e a percentagem de excesso pretendida. Furnace 1 e Furnace 2 simulam em conjunto a combustão da biomassa, traduzida pela equação 28:



Neste reator *RGIBBS* é introduzida esta quantidade de ar, bem como a corrente de energia que representa o calor libertado ficticiamente na decomposição da biomassa (*FURNACE 1*). O reator *RYIELD* e o reator *RGIBBS* em conjunto simulam a fornalha fechando o balanço de massa e de energia.

- c) Furnace 4 – SEP: separação das cinzas dos gases de combustão
- d) Furnace 5 – *HEATER*: Redução da temperatura dos gases de combustão tendo em conta a eficiência da fornalha. O calor perdido pelos gases de combustão é obtido no (EFF calculator) tendo em conta o calor libertado na “Furnace 2” e a eficiência atribuída à fornalha. A resolução destes módulos permite o cálculo do calor total libertado na queima direta da biomassa, da quantidade de ar primário e secundário, bem como da temperatura das correntes gasosas.

Na Figura 11 é possível verificar a disposição dos blocos que compõem a fornalha inserida na malha que compõem a câmara



4.4 Superaquecedor

É destinado a aumentar a temperatura do vapor saturado, tornando este mais seco sem aumentar sua pressão. É constituído de tubos lisos/aletados resistentes a altas temperaturas, que aproveitam os gases de combustão para dar o devido aquecimento ao vapor saturado, transformando-o em vapor superaquecido. O vapor proveniente do tubulão (parte superior do tubulão) entra no superaquecedor (estado 9), troca calor com os gases de combustão e sai com destino ao consumo (estado 10) como vapor superaquecido. Os gases provenientes da câmara de combustão entram no superaquecedor (estado 8), trocam calor com vapor e saem com destino ao evaporador (estado 11) conforme Figura 12.

Efetuada-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (29)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{11} \quad (30)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} \quad (31)$$

No volume de controle do superaquecedor obtém-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d_{sup}} = & \dot{m}_9 [(h_9 - h_{10}) - T_0 (s_9 - s_{10})] \\ & + \dot{m}_8 [(h_8 - h_{11}) - T_0 (s_8 - s_{11})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,sup}} \right) \dot{Q}_{sup} \end{aligned} \quad (32)$$

Na tabela 5 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de energia do superaquecedor, na tabela 6 são as variáveis utilizadas no balanço de exergia do superaquecedor.

Tabela 5- Definição de variáveis usadas no balanço de energia do superaquecedor

Fornecimento de energia	$\dot{m}_8(h_8 - h_{11})$	(33)
Energia desejada	$\dot{m}_{10}(h_{10} - h_9)$	(34)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,sup} = \frac{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_9)}{\dot{m}_8(h_8 - h_{11})}$	(35)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 6 Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do superaquecedor

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_8(e_{f,8} - e_{f,11})$	(36)
Exergia recuperada	$\dot{m}_{10}(e_{f,10} - e_{f,9})$	(37)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,sup} = \frac{\dot{m}_{10}(e_{f,10} - e_{f,9})}{\dot{m}_8(e_{f,8} - e_{f,11})}$	(38)
	$(e_{f,8} - e_{f,11}) = [(h_8 - h_{11}) - T_0(s_8 - s_{11})]$	(39)
	$(e_{f,10} - e_{f,9}) = -[(h_9 - h_{10}) - T_0(s_9 - s_{10})]$	(40)

Fonte: A Autora, 2019.

4.4.1 Simulação do Superaquecedor no ASPENPLUS

Após a fornalha, a etapa subsequente é o superaquecedor que proporcionará o aquecimento do vapor saturado, transformando-o em vapor superaquecido. Para esta etapa foi selecionado o módulo trocador de calor casco e tubos do Aspen. Nos tubos entra o vapor saturado, saindo vapor superaquecido, e no casco entra os gases oriundos da queima, conforme apresentado na Figura 13. O vapor após ser superaquecido sairá da caldeira para seu destino de uso. Os gases de combustão, após perder calor, seguem para o evaporador.

Figura 12 – Balanço de massa para o superaquecedor

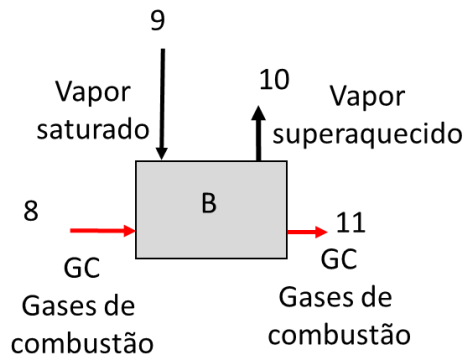
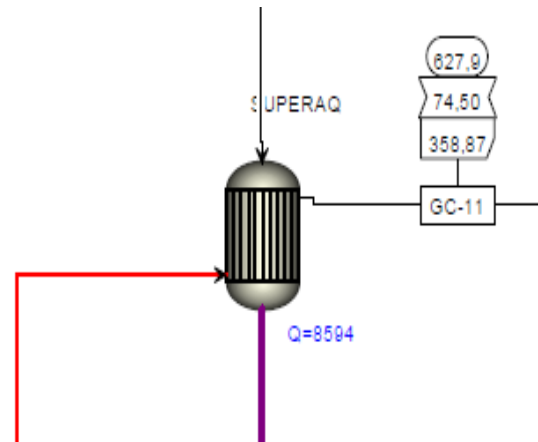


Figura 13 -Componentes do superaquecedor no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.5 Evaporador

O resfriamento da fornalha é feito através do fluxo de água que circula pelos tubos que formam as paredes (estado 23). A água do tubulão superior desce para o tubulão inferior, sendo os resíduos sólidos da evaporação conduzidos por gravidade para o tubulão inferior e qualquer vapor gerado sobe para o tubulão superior (estado 7). A alimentação de água do evaporador é feita através de uma derivação dos dowcomers que alimentam as paredes de água da câmara de combustão. Os gases de combustão entram no evaporador (estado 11), trocam calor com a água e saem com destino ao pré-ar secundário (estado 12) conforme descrito na Figura 14.

Efetuada-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação :

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_7 \quad (41)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (42)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_{12}h_{12} \quad (43)$$

No volume de controle do evaporador obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d_{eva}} = & \dot{m}_{23}[(h_{23} - h_7) - T_0(s_{23} - s_7)] \\ & + \dot{m}_{11}[(h_{11} - h_{12}) - T_0(s_{11} - s_{12})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eva}}\right) \dot{Q}_{eva} \end{aligned} \quad (44)$$

Na tabela 7 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de energia do evaporador, na tabela 8 estão descritas as variáveis usadas no balanço de exergia do evaporador.

Tabela 7- Definição de variáveis usadas no balanço de energia do evaporador

Fornecimento de energia	$\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	(45)
Energia desejada	$\dot{m}_7(h_7 - h_{23})$	(46)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,eva} = \frac{\dot{m}_7(h_7 - h_{23})}{\dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})}$	(47)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 8- Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do evaporador

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_{11}(e_{f,11} - e_{f,12})$	(48)
Exergia recuperada	$\dot{m}_7(e_{f,7} - e_{f,23})$	(49)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,eva} = \frac{\dot{m}_7(e_{f,7} - e_{f,23})}{\dot{m}_{11}(e_{f,11} - e_{f,12})}$	(50)
	$(e_{f,11} - e_{f,12}) = [(h_{11} - h_{12}) - T_0(s_{11} - s_{12})]$	(51)
	$(e_{f,7} - e_{f,23}) = -[(h_{23} - h_7) - T_0(s_{23} - s_7)]$	(52)

Fonte: A Autora, 2019.

4.5.1 Simulação do evaporador no ASPENPLUS

A exemplo do caso anterior, os gases de queima aquecem a água proveniente do tubulão da caldeira, transformando-a em vapor saturado.

O módulo selecionado do Aspen Plus® para emulação do evaporador foi um trocador, casco e tubo, conforme Figura 15, onde nos tubos entrará a água, saindo como vapor saturado, que se juntará com o vapor saturado oriundo da fornalha, e os dois entrarão no tubulão da caldeira.

No casco entra os gases de queima, oriundos do superquecedor. Após aquecer a água os gases de queima, na sequência, aquecem as correntes de ar secundário e ar-primário.

Figura 14– Balanço de massa para o evaporador

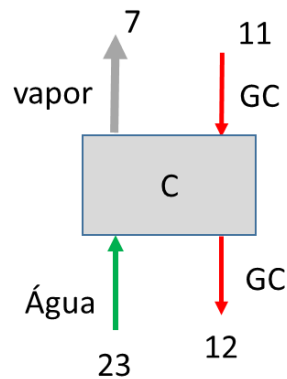
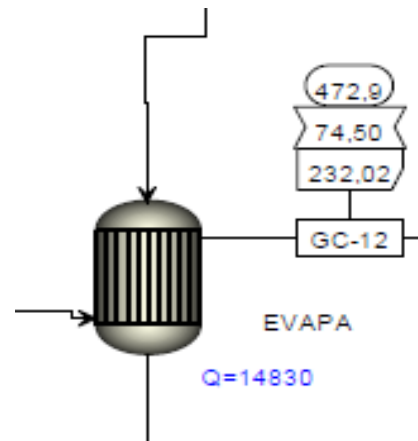


Figura 15- Componentes do evaporador no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.6 Pré-ar Secundário

O pré-aquecedor de ar é um equipamento (trocador de calor) que eleva a temperatura do ar antes que este entre na fornalha. O calor é cedido pelos gases residuais quentes ou pelo vapor da própria caldeira.

A instalação desses equipamentos oferece a vantagem de melhorar a eficiência da caldeira pelo aumento da temperatura de equilíbrio na câmara de combustão.

Ar atmosférico entra no pré-ar secundário (estado 13), troca calor com os gases de combustão e sai com destino à câmara de combustão (estado 6) potencializando assim as reações químicas. Os gases de combustão proveniente do evaporador entram no pré-ar secundário (estado 12) trocam calor com ar atmosférico e saem com destino ao pré-ar primário (estado 14) conforme Figura 16.

Efetuada-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação :

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{14} \quad (53)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_6 \quad (54)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{sec} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_{14}h_{14} \quad (55)$$

No volume de controle do pré-ar secundário obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d_{sec}} = & \dot{m}_{13}[(h_{13} - h_6) - T_0(s_{13} - s_6)] \\ & + \dot{m}_{12}[(h_{12} - h_{14}) - T_0(s_{12} - s_{14})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,sec}}\right) \dot{Q}_{sec} \end{aligned} \quad (56)$$

Para realizar o balanço de energia do pré aquecedor de ar secundário foi elaborado a tabela 9, na tabela 10 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de exergia do pré aquecedor de ar secundário.

Tabela 9- Definição de variáveis usadas no balanço de energia do pré aquecedor secundário

Fornecimento de energia	$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{14})$	(57)
Energia desejada	$\dot{m}_6(h_6 - h_{13})$	(58)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,eva} = \frac{\dot{m}_6(h_6 - h_{13})}{\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{14})}$	(59)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 10 Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do pré aquecedor secundário

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_{12}(e_{f,12} - e_{f,14})$	(60)
Exergia recuperada	$\dot{m}_6(e_{f,6} - e_{f,13})$	(61)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,eva} = \frac{\dot{m}_6(e_{f,6} - e_{f,13})}{\dot{m}_{12}(e_{f,12} - e_{f,14})}$	(62)
	$(e_{f,12} - e_{f,14}) = [(h_{12} - h_{14}) - T_0(s_{12} - s_{14})]$	(63)
	$(e_{f,6} - e_{f,13}) = -[(h_{13} - h_6) - T_0(s_{13} - s_6)]$	(64)

Fonte: A Autora, 2019.

4.6.1 Simulação do pré-ar secundário no ASPENPLUS

Os gases de combustão saindo do evaporador, alimentarão o módulo trocador de calor do Aspen, que receberá ar nos tubos, e gases de combustão no casco, conforme apresentado na Figura 17.

Especificada a natureza das correntes de entrada, vazões, pressão e temperatura, o módulo do Aspen Plus® calculará as condições das correntes de saída.

A corrente de ar aquecida, o ar-secundário, entrará na fornalha para combustão da biomassa. A corrente dos gases de combustão seguirá para o trocador de aquecimento do ar-primário.

Figura 16– Balanço de massa para o pré-ar secundário

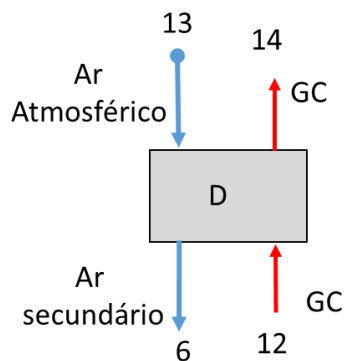
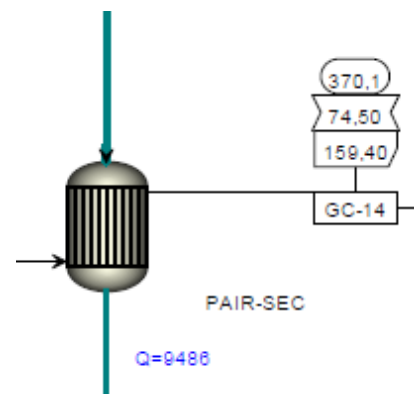


Figura 17 - Componentes do pré-ar secundário no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.7 Pré-ar Primário

O ar atmosférico é admitido no pré-ar primário (estado 15) troca calor com os gases de combustão e sai com destino à câmara de combustão (estado 5). Gases de combustão proveniente do pré-ar secundário (estado 14) entram no pré-ar primário, trocam calor com ar atmosférico e seguem para o economizador (estado 16) conforme Figura 18.

Na tabela 11 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de energia do pré aquecedor de ar primário, na tabela 12 estão descritas as variáveis usadas no balanço de exergia do pré aquecedor de ar primário.

Efetuada-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} \quad (65)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_5 \quad (66)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{prim} = \dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (67)$$

No volume de controle do pré-ar primário obtém-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,prim} = & \dot{m}_{14}[(h_{14} - h_{16}) - T_0(s_{14} - s_{16})] \\ & + \dot{m}_{12}[(h_{15} - h_5) - T_0(s_{15} - s_5)] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,prim}}\right) \dot{Q}_{prim} \end{aligned} \quad (68)$$

Tabela 11- Definição de variáveis usadas no balanço de energia do pré aquecedor primário

Fornecimento de energia	$\dot{m}_{14}(h_{14} - h_{16})$	(69)
Energia desejada	$\dot{m}_5(h_5 - h_{16})$	(70)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,prim} = \frac{\dot{m}_5(h_5 - h_{16})}{\dot{m}_{14}(h_{14} - h_{16})}$	(71)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 12- Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do pré aquecedor primário

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_{14}(e_{f,14} - e_{f,16})$	(72)
Exergia recuperada	$\dot{m}_5(e_{f,5} - e_{f,15})$	(73)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,prim} = \frac{\dot{m}_5(e_{f,5} - e_{f,15})}{\dot{m}_{14}(e_{f,14} - e_{f,16})}$	(74)
	$(e_{f,14} - e_{f,16}) = [(h_{14} - h_{16}) - T_0(s_{14} - s_{16})]$	(75)
	$(e_{f,5} - e_{f,15}) = -[(h_{15} - h_5) - T_0(s_{15} - s_5)]$	(76)

Fonte: A Autora, 2019.

4.7.1 Simulação do pré-ar primário no ASPENPLUS

O aquecimento do ar-primário segue o mesmo esquema do ar-secundário, conforme apresentado na Figura 19.

A corrente dos gases de combustão entra e sai pelo casco do trocador de calor, e nos tubos entra o ar para aquecimento. Os gases de combustão, após troca térmica, seguem para o economizador, que serve para aquecer a água de alimentação da caldeira.

Figura 18– Balanço de massa para o pré-ar primário

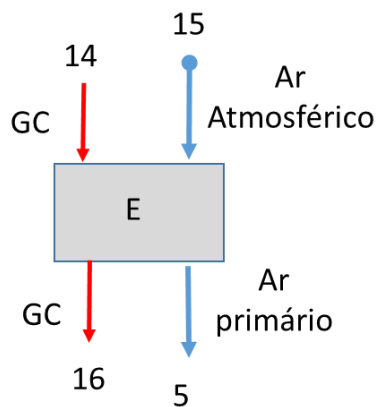
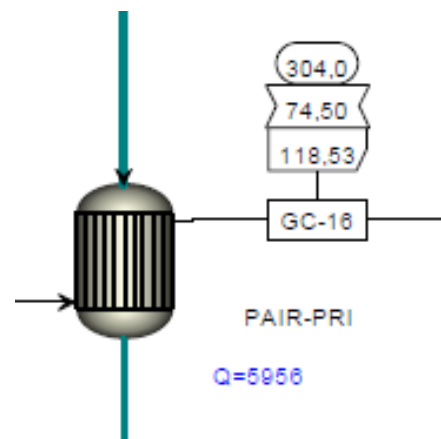


Figura 19- Componentes do pré-ar primário no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.8 Economizador

O economizador tem a finalidade de aquecer a água de alimentação da caldeira. Normalmente está localizado na parte alta da caldeira entre o tambor de vapor e os tubos geradores de vapor, e os gases são obrigados a circular através dele, antes de saírem pela chaminé.

Os gases de combustão proveniente do pré-ar primário entram no economizador (estado 16), trocam calor com a água e saem com destino ao lavador de gases (estado 18). A água proveniente do desaerador (estado 17) entra no economizador, troca calor com os gases de combustão e segue para o tubulão (estado 4) conforme Figura 20. Efetuando-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{18} \quad (77)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_4 \quad (78)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_4h_4 - \dot{m}_{18}h_{18} \quad (79)$$

No volume de controle do economizador obtêm-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d_{eco}} = & \dot{m}_{16}[(h_{16} - h_{18}) - T_0(s_{16} - s_{18})] \\ & + \dot{m}_{17}[(h_{17} - h_4) - T_0(s_{17} - s_4)] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,eco}}\right) \dot{Q}_{eco} \end{aligned} \quad (80)$$

Na tabela 13 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de energia do economizador, na tabela 14 estão descritas as variáveis usadas no balanço de exergia do economizador.

Tabela 13- Definição de variáveis usadas no balanço de energia do economizador

Fornecimento de energia	$\dot{m}_{16}(h_{16} - h_{18})$	(81)
Energia desejada	$\dot{m}_4(h_4 - h_{17})$	(82)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,eco} = \frac{\dot{m}_4(h_4 - h_{17})}{\dot{m}_{16}(h_{16} - h_{18})}$	(83)

Fonte: A Autora, 2019.

Tabela 14- Definição de variáveis usadas no balanço de exergia do economizador

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_{16}(e_{f,16} - e_{f,18})$	(84)
Exergia recuperada	$\dot{m}_4(e_{f,4} - e_{f,17})$	(85)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,prim} = \frac{\dot{m}_4(e_{f,4} - e_{f,17})}{\dot{m}_{16}(e_{f,16} - e_{f,18})}$	(86)
	$(e_{f,16} - e_{f,18}) = [(h_{16} - h_{18}) - T_0(s_{16} - s_{18})]$	(87)
	$(e_{f,4} - e_{f,17}) = -[(h_{17} - h_4) - T_0(s_{17} - s_4)]$	(88)

Fonte: A Autora, 2019.

4.8.1 Simulação do economizador no ASPENPLUS

O economizador foi representado por um trocador de calor, casco e tubos. Nos tubos entra a água de alimentação da caldeira, que é aquecida e enviada para o tubulão da caldeira. Pelo casco entra a corrente dos gases de combustão, conforme Figura 21.

Após perder calor a corrente de gases de combustão segue para o lavador de gases.

Figura 20– Balanço de massa para o economizador

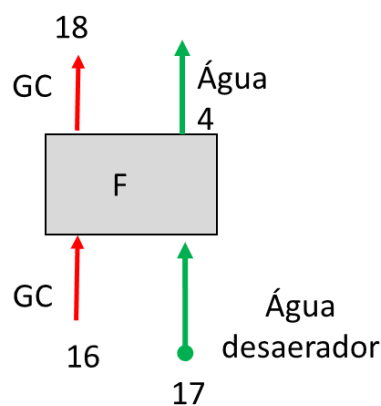
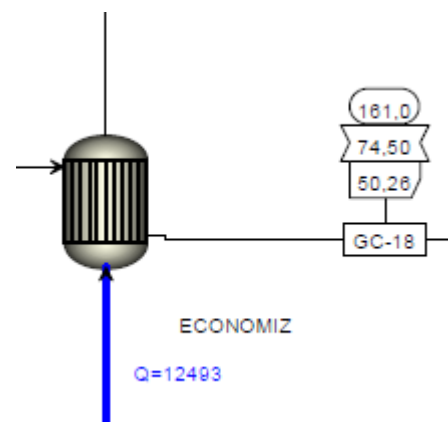


Figura 21 - Componentes do economizador no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.9 Lavador de Gases

Etapa que se destina a lavagem dos gases de combustão com a finalidade de reduzir os poluentes provenientes da queima. Uma maneira de se avaliar essas emissões é o controle realizado por meio de ensaios isocinéticos, essa análise é realizada periodicamente de acordo com as orientações dos órgãos ambientais de cada estado, recomenda-se que seja avaliado principalmente os meses de maior produção de vapor de cada caldeira. O sistema de água de lavagem desses gases é de suma importância visto que, a queda de rendimento nas bombas do circuito acarretam uma lavagem ineficiente e risco de aumento de material particulado sendo emitidos para a atmosfera a Figura 22 mostra o esquema utilizado para realizar o balanço de massa do lavador de gases. Alguns sistemas possuem em seu interior dispositivos aspersores de água, faz-se necessário também a limpeza periódica desses aspersores, obstruções indesejadas também acarretam perda de eficiência do sistema.

4.9.1 Simulação do lavador de gases NO ASPENPLUS

O equipamento lavador de gases foi emulado no software Aspen Plus® como sendo composto de um misturador, que recebe a corrente gases de combustão e uma corrente de água de lavagem de gases. O módulo misturador, em função das condições das correntes de alimentação, calcula as condições de temperatura e pressão da corrente de saída.

Após o misturador, a corrente resultante é enviada a um módulo tanque de flash, que separa os gases de combustão, pelo topo, sem o material cinzas, e a água pela base que arrasta as cinzas e material solúvel em água, conforme apresentado na Figura 23.

Figura 22- Balanço de massa para o lavador de gases

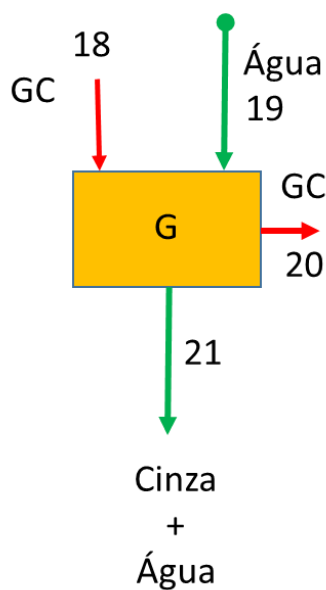
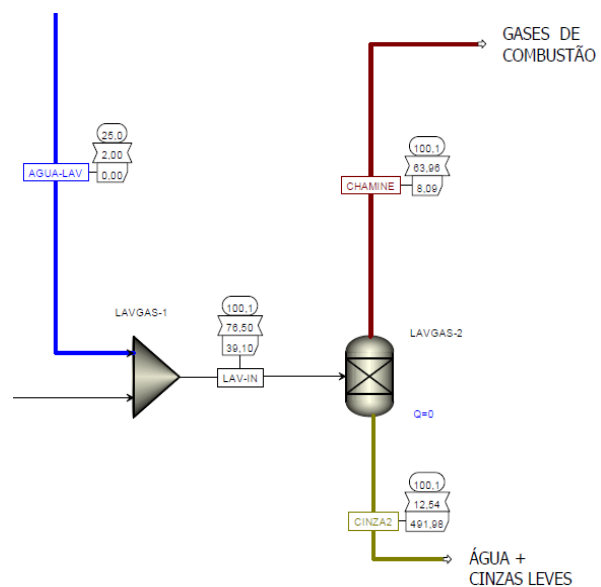


Figura 23-Componentes do lavador de gases no ambiente ASPEN



Fonte: A Autora, 2019.

4.10 Tubulão de água superior

É um corpo cilíndrico contendo em seu interior água e vapor formado pela troca térmica entre os gases da combustão e a água em circulação na caldeira. Sua principal função é separar a água do vapor (ambos saturados). Esse como o próprio nome sugere encontra-se na parte superior da caldeira e ligados ao superaquecedor por meio de tubos distribuidores realizando mais uma etapa de transferência do vapor

saturado para o estágio de vapor superaquecido após realizar a passagem pelos estágios do superaquecedor. Estes tubos contêm conexões para visores de nível, válvulas de segurança, instrumentos de indicação e controle, esses controles são de uma importância extrema para controle do nível do balão.

4.11 Tubulão de água inferior

É o elemento de ligação dos tubos para possibilitar a circulação de água na caldeira, tem por função de acumular lama formada pela reação dos produtos químicos com a água da caldeira. A água que sai deste elemento é encaminhada para tratamento. É neste componente que se encontra a válvula de descarga contínua, essa é responsável em manter os parâmetros físico-químicos das caldeiras estáveis.

4.11.1 Simulação do tubulão no Aspen Plus®

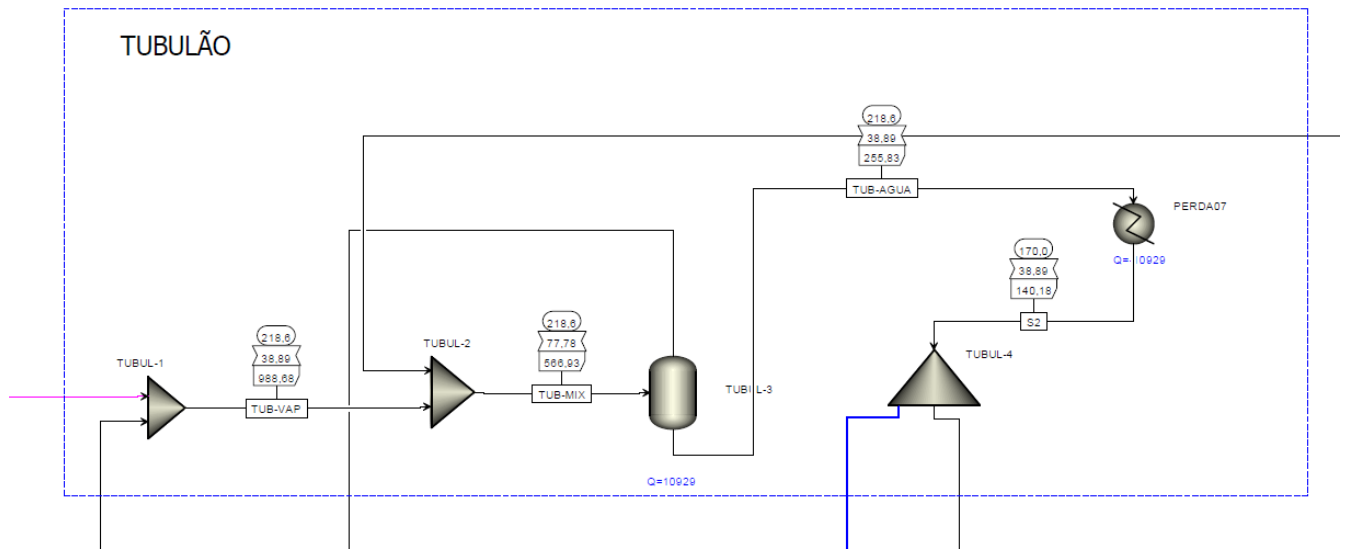
O tubulão da caldeira recebe: vapor saturado da fornalha, vapor saturado do evaporador, e água aquecida do economizador.

Sai do tubulão: vapor saturado que entrará posteriormente no superaquecedor, água saturada que alimentará a fornalha e água que alimentará o evaporador, conforme mostrado na Figura 24.

O tubulão foi emulado no Aspen Plus® como uma sequência de módulos de operações unitárias, para representar os fenômenos que acontecem no equipamento. A sequência de módulos do Aspen, para efetuar a emulação são:

- a) Um misturador (misturador 01) que recebe vapor saturado da fornalha e vapor saturado evaporador;
- b) Um misturador (misturador 02) que recebe a corrente de saída do misturador 01 e a corrente de saída de água do economizador;
- c) A corrente resultante do misturador 02 alimentará o módulo tanque de flash, que separa a corrente de entrada em duas, vapor saturado no topo, e água saturada na base;
- d) A água saturada do tanque de flash é enviada ao módulo separador, que divide essa corrente em duas. Uma parte vai como água saturada para a fornalha e a outra como água saturada para o evaporador.

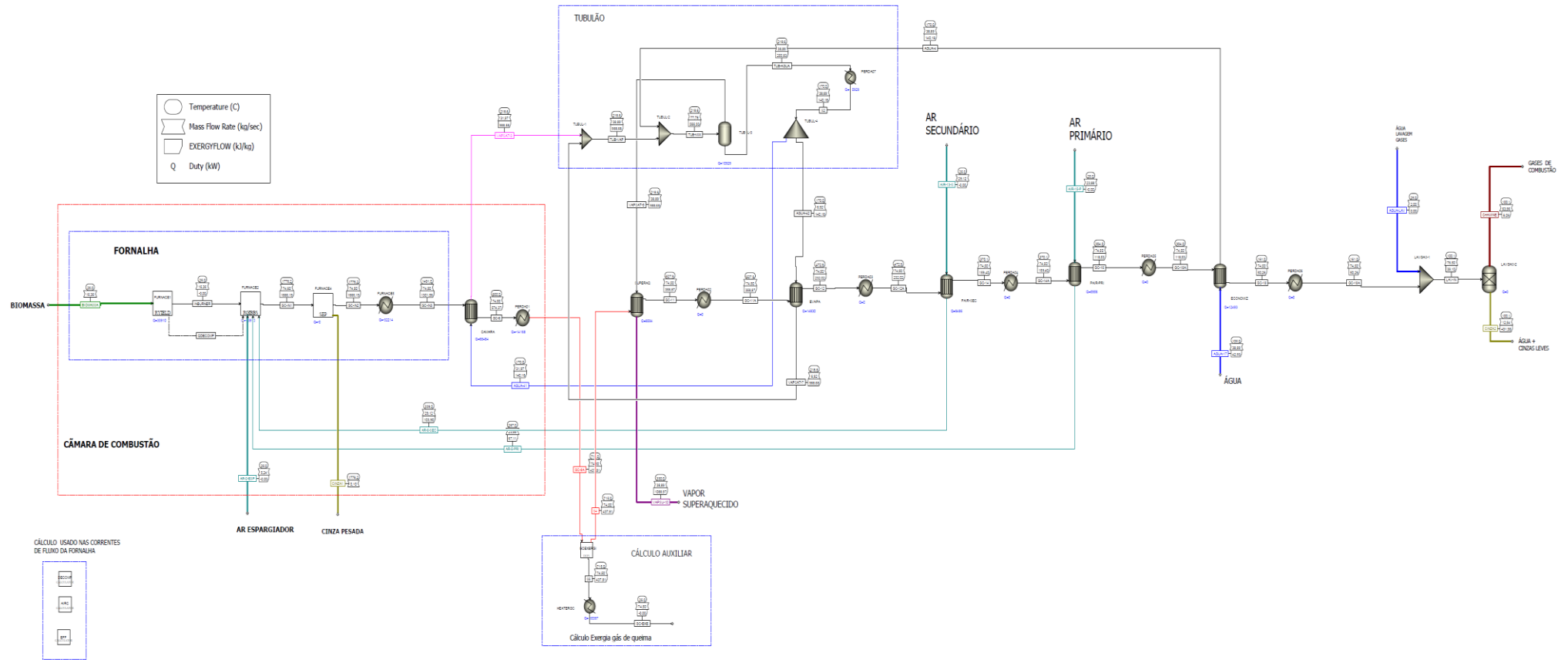
Figura 24- Componentes do TUBULÃO no ambiente Aspen Plus®



Fonte: A Autora, 2019.

A soma de todos esses módulos comporá o fluxograma global do Aspen. Um entendimento do fluxograma completo no Aspen Plus® é apresentado na Figura 25. Além dos diversos trocadores de calor descritos nos itens anteriores, alguns trocadores de calor de ajuste da temperatura da corrente de saída do equipamento foram introduzidos ao longo da corrente dos gases de combustão para representar a perda térmica dessa corrente.

Figura 25- Fluxograma global no aspenplus



Fonte: A Autora, 2019.

4.12 Caldeira Global

Para os gases de combustão (estado 18), foi considerada a temperatura na saída do economizador. A temperatura da água (estado 4) é a temperatura da água após ter passado pelo economizador, ou seja, após ter ocorrido a troca de calor entre os gases de combustão e água proveniente do desaerador. Todo o vapor produzido pela câmara de combustão e evaporador passa pelo superaquecedor saindo como vapor superaquecido (estado 10) com destino ao consumo.

Efetuada-se um balanço de massa para essa unidade de processo obtém-se a seguinte equação

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{10} \quad (89)$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_{18} \quad (90)$$

O balanço de energia é expresso por:

$$\dot{Q}_{caldeira} = \dot{m}_{bag} PCI + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{18} h_{18} \quad (91)$$

No volume de controle da caldeira global obtém-se a taxa de destruição de exergia expressa por:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{d,caldeira} = & \dot{m}_1 e_{bag}^q + \dot{m}_4 [(h_4 - h_{10}) - T_0 (s_4 - s_{10})] \\ & + \dot{m}_2 [(h_2 - h_{0,ar}) - T_0 (s_2 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_5 [(h_5 - h_{0,ar}) - T_0 (s_5 - s_{0,ar})] \\ & + \dot{m}_6 [(h_6 - h_{0,ar}) - T_0 (s_6 - s_{0,ar})] \\ & - \dot{m}_{18} [(h_{18} - h_{0,18}) - T_0 (s_{18} - s_{0,18})] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,caldeira}}\right) \dot{Q}_{caldeira} \end{aligned} \quad (92)$$

Na tabela 15 estão descritas as variáveis utilizadas no balanço de energia da caldeira global, na tabela 16 estão descritas as variáveis usadas no balanço de exergia da caldeira global.

Tabela 15- Definição de variáveis usadas no balanço de energia da caldeira global

Fornecimento de energia	$\dot{m}_1 PCI$	(93)
Energia desejada	$\dot{m}_{10}(h_{10} - h_4)$	(94)
A eficiência de primeira lei	$\varphi_{1,caldeira} = \frac{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_4)}{\dot{m}_1 PCI}$	(95)

Fonte: A Autora (2019).

Tabela 16- Definição de variáveis usadas no balanço de exergia da caldeira global

Fornecimento de exergia	$\dot{m}_1 e_{bag}^q$	(96)
Exergia recuperada	$\dot{m}_{10}(e_{f,10} - e_{f,4})$	(97)
A eficiência pela segunda lei	$\varphi_{2,caldeira} = \frac{\dot{m}_{10}(e_{f,10} - e_{f,4})}{\dot{m}_1 e_{bag}^q}$	(98)
	$e_{bag}^q =$	(99)
	$(e_{f,10} - e_{f,4}) = -[(h_{10} - h_4) - T_0(s_{10} - s_4)]$	(100)

Fonte: A Autora (2019).

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através da modelagem e simulação do software Aspen. Para as diferentes correntes do processo são calculadas entalpia, entropia e exergia para determinação das eficiências das Câmara de Combustão, Superaquecedor, Evaporador, Pré-ar primário, Pré-ar secundário, Economizador, Caldeira Global.

A discussão será dividida em duas partes:

Parte 5.1: Validação do modelo matemático.

Parte 5.2: Estudos paramétricos.

Dessa forma será possível observar o comportamento do sistema mediante a mudança das variáveis envolvidas nas análises energéticas e exergéticas.

5.1 Validação do modelo matemático

Através dos dados de entrada experimentais apresentados na tabela 17, extraídos do trabalho de Arruda (2014), foi efetuado o estudo de validação do modelo matemático proposto. Embora seja citado como simulador, o software Aspen é um ambiente de modelagem matemática, solver das equações propostas e visualização de dados. O software Aspen Plus®, quando devidamente utilizado permite a construção e solução de um modelo matemático do processo global, com a prévia seleção de:

- a) banco de dados de propriedades físico-químicas
- b) banco de equações de estado
- c) banco de equações de viscosidade e demais propriedades de compostos
- d) equações de balanço e energia, por corrente e por equipamento
- e) fixação das correntes de fluxo do processo
- f) equação de equipamentos isolados ou integrados
- g) considerações sobre cada equipamento proposto, no caso os equipamentos que em conjunto emulam uma caldeira de biomassa.

A junção dos itens citados anteriormente, de forma adequada e ordenada, compõem o modelo matemático proposto. A etapa seguinte é a utilização do solver do Aspen, que resolverá o sistema de equações algébricas não lineares, que formam o modelo matemático do processo em estudo.

Tão rigorosa seja a elaboração do modelo, tão preciso será o resultado da simulação, quando comparado com dados reais. No presente trabalho foi construído um modelo matemático no ambiente Aspen e foram utilizados dados de entrada reais de uma caldeira retirados do trabalho de Arruda (2014) para efetuar a simulação.

O modelo matemático da caldeira foi construído e validado por etapas:

- a) adoção dos principais equipamentos compondo uma caldeira
- b) interligação dessas subunidades para emulação da caldeira
- c) simulação da unidade global proposta
- d) comparação dos resultados com dados disponibilizados (dados reais)
- e) caso não adequado o resultado, incorporação de novas correntes e novas subunidades, até obtenção de uma proposição de modelo cuja solução apresente resultados próximos com os resultados apresentados na comparação, mesmas temperaturas: superaquecedor, recuperador, etc
- f) Se a resposta do modelo proposto e simulado no Aspen Plus®, está próxima da comparada, os parâmetros de modelagem adotados pelo Aspen na simulação serão os considerados como os adequados, e o modelo validado
- g) O modelo final validado será aquele composto de correntes e subunidades idealizadas e interligadas, formando a caldeira, cujos parâmetros adotados pelo Aspen, após diversas simulações, fazem com que a resposta apresentada esteja próxima dos dados reais de resposta disponibilizados na comparação.

As respostas do presente modelo proposto foram comparadas com os dados da planta real disponibilizados no trabalho de Arruda (2014). Comparação de alguns resultados do modelo mais elaborado aqui proposto com o modelo simples proposto por esse autor foi efetuado: resultados de simulação sobre eficiência da primeira e segunda lei da termodinâmica.

Após essa etapa de validação outros estudos foram efetuados para avaliar novas condições de processo e influência de parâmetros como umidade e vazão de alimentação.

Foram também avaliados por meio de diagramas de Sankey e Grassmann os fluxos energéticos obtidos na modelagem e simulação Aspen Plus®, para teste de consistência e critério de avaliação dos resultados obtidos de simulação, assim como como ferramenta para análise no estudo paramétrico.

O diagrama de Sankey é bastante utilizado para avaliação de fluxos energéticos, é de rápida compreensão e se torna uma ferramenta potente para avaliação térmica das plantas industriais. Tem como característica principal a representação dos fluxos por meio de setas. Estas se tornam mais largas a medida que os fluxos aumentam. Quanto às análises exergéticas foram utilizados diagramas de Grassmann. Segundo Kotas (2012) o diagrama de Grassmann é uma adaptação do diagrama de Sankey. A principal diferença é que nos diagramas de Grassmann a avaliação é realizada apenas com foco nas exergias envolvidas no sistema e suas respectivas perdas.

Algumas considerações foram declaradas na etapa inicial do programa. O valor do PCI do bagaço considerado na análise foi de 7100,81 kJ/kg considerando a umidade do bagaço de 50 %, esse dado foi obtido do manual da caldeira.

A tabela 23 apresenta os resultados obtidos com a simulação dos volumes de controle no software Aspen Plus® para as variáveis termodinâmicas taxa de destruição de exergia, eficiência de primeira lei da termodinâmica, eficiência de segunda lei da termodinâmica e taxa de transferência de calor perdido. Para os cálculos de exergia dos volumes de controle considerou-se como temperatura de referência $T = 298,15 \text{ K}$, pressão de referência $P = 101,32 \text{ kPa}$. É possível observar que a menor eficiência foi obtida na câmara de combustão com um valor de 59,85% com relação a primeira lei. No valor global para a caldeira a eficiência obtida foi de 79,62%, valor muito próximo do recomendado pelos fabricantes de caldeira. Os equipamentos superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador todos ficaram acima de 90% correspondentes a um valor esperado para equipamentos considerados trocadores de calor. A eficiência levando em consideração a segunda lei teve seu menor valor para a câmara de combustão sendo está de 23,75%. No valor global para a caldeira houve uma perda de 34.350,00 kW, ainda no valor global para a caldeira a destruição de exergia ficou em 73.990,00 kW. Os valores encontrados foram obtidos da simulação Aspen Plus® com os dados de entrada contidos na tabela 17. Na Tabela 18 é possível analisar uma comparação dos valores energéticos nos diferentes equipamentos que compõem a caldeira. Vale ressaltar que foram realizados simulações com reatores onde no primeiro ocorreu a decomposição da biomassa em compostos elementares. No segundo reator foi utilizado a decomposição em produtos de reação com liberação de energia e formação dos gases de combustão. Dessa forma

era esperado valores diferentes dos valores encontrados pelo Arruda (2014) analisando os equipamentos separados.

Tabela 17– Dados de entrada para realizar a simulação

Variáveis de entrada	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Vazão mássica [kg/s]
Ar primário	339	101,32	29,12
Ar secundário	267	101,32	23,88
Ar do espargedor	25	101,32	5,24
Água de alimentação	170	2255,53	38,89
Alimentação de biomassa	25	101,32	16,326
Vapor saturado	218	2255,53	38,89
Vapor superaquecido	330	2255,53	38,89

Fonte: A Autora (2019).

O maior valor para o calor perdido foi encontrado na Câmara de Combustão sendo este 27.350 kW. Avaliando a caldeira de forma global é possível observar que os valores encontrados estão próximos ficando com diferença mínima de aproximadamente 3%. No trabalho de Arruda (2014) não foi realizada avaliação do lavador de gases, dessa forma não será possível comparar os valores de calor perdido e exergia destruída para tal equipamento.

Tabela 18– Resultado encontrados para o calor perdido em cada equipamento.

(Aquino,2019) (Arruda,2014)			
ETAPA ANALISADA	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	% Diferença
Câmara de Combustão	27.350	22.370	0,18
Superaquecedor	2.390	1.622	0,32
Evaporador	1.010	1.592	-0,58
Pré-ar secundário	750	800	-0,07
Pré-ar primário	370	417	-0,13
Economizador	1.040	926	0,11
Lavador de Gases	913	-	-
Caldeira Global	55.459	53.928	0,03

Fonte: A Autora (2019).

A tabela 19 mostra os valores encontrados para a exergia destruída em cada equipamento revelando assim, a maior destruição na Câmara de Combustão. O maior valor encontrado para a exergia destruída foi na câmara de combustão o que é justificado devido as irreversibilidades presentes nas reações de combustão. Por meio

da simulação realizada com o Aspen Plus® também foi possível avaliar a exergia destruída no lavador de gases.

Tabela 19– Resultado encontrados para a exergia destruída em cada equipamento

(Aquino,2019) (Arruda,2014)			
ETAPA ANALISADA	$\dot{E}_d$ (kw)	$\dot{E}_d$ (kw)	% Diferença
Câmara de Combustão	47.760	52.410	-0,10
Superaquecedor	1.980	3.995	-1,02
Evaporador	4.370	4.216	0,04
Pré-ar secundário	830	2.585	-2,11
Pré-ar primário	1.530	1.469	0,04
Economizador	1.020	1.563	-0,53
Lavador de Gases	543	-	-
Caldeira Global	73.990	73.696	0,00

Fonte: A Autora (2019).

Na tabela 20 é possível observar os valores encontrados para as eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica. Os valores encontrados na simulação no Aspen Plus® apresentam valores próximos comparados com os valores encontrados por Arruda (2014).

Tabela 20– Resultado global da simulação

Eficiência 1º Lei				Eficiência 2º Lei		
(Aquino,2019) (Arruda,2014)				(Aquino,2019) (Arruda,2014)		
ETAPA ANALISADA	φ_1 (%)	φ_1 (%)	% Diferença	φ_2 (%)	φ_2 (%)	% Diferença
Câmara de Combustão	58,96	56,22	0,05	17,63	16,36	0,07
Superaquecedor	99,94	88,52	0,11	66,32	58,16	0,12
Evaporador	99,94	89,86	0,10	62,13	56,73	0,09
Pré-ar secundário	99,97	92,16	0,08	55,62	53,79	0,03
Pré-ar primário	99,98	93,43	0,07	53,16	52,03	0,02
Economizador	99,98	92,12	0,08	74,35	65,34	0,12
Caldeira Global	79,11	79,16	0,00	23,98	23,47	0,02

Fonte: A Autora (2019).

5.1.1 Câmara de combustão

Com as equações de balanço de massa e de energia demonstradas no capítulo 4 foi possível realizar a simulação no Aspen Plus® e obter resultados abaixo descritos.

Os valores obtidos na simulação foram utilizados para montar os diagramas de Sankey e Grassmann conforme mostrados em Figura 26 e Figura 27, respectivamente. Nessa seção serão observadas as taxas de energia dos fluxos na câmara de combustão.

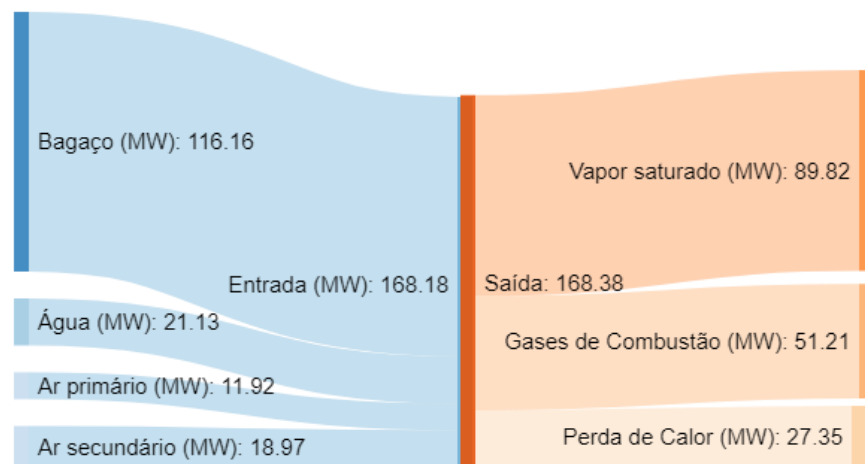
As taxas de energia que entram na câmara de combustão são:

- a) 116,16 MW de taxa de energia do fluxo de bagaço;
- b) 21,13 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação;
- c) 11,92 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário;
- d) 18,97 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário e

As taxas de energia que saem da câmara de combustão são:

- a) 89,82 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado);
- b) 51,21 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- c) 27,35 MW de taxa de calor perdido pela câmara de combustão.

Figura 26– Diagrama de sankey para avaliação da energia na câmara de combustão



Fonte: A Autora, 2019.

A Figura 27 mostra os valores correspondentes à taxa de exergia dos fluxos na câmara de combustão.

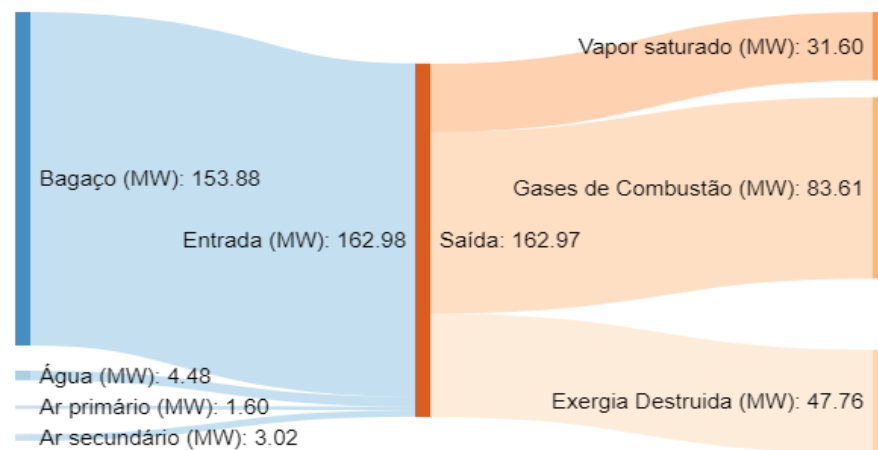
As taxas de exergia que entram na câmara de combustão são:

- a) 153,88 MW de taxa de exergia do fluxo de bagaço;
- b) 4,48 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação;
- c) 1,60 MW de taxa de exergia do fluxo de ar primário e
- d) 3,02 MW de taxa de exergia do fluxo de ar secundário.

Já as taxas de energia que saem da câmara de combustão são:

- a) 31,60 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado),
- b) 83,61 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- c) 47,76 MW de taxa de exergia destruída na câmara de combustão.

Figura 27– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída na câmara de combustão



Fonte: A Autora, 2019.

No caso da câmara de combustão já era esperado um valor alto para a destruição da exergia em virtude da reação de combustão já amplamente discutida anteriormente, nessa simulação foi encontrado um valor 29,30% de destruição de exergia comparado com toda a exergia disponível na entrada do sistema.

5.1.2 Superaquecedor

Na Figura 28 serão observadas as taxas de energia dos fluxos no superaquecedor.

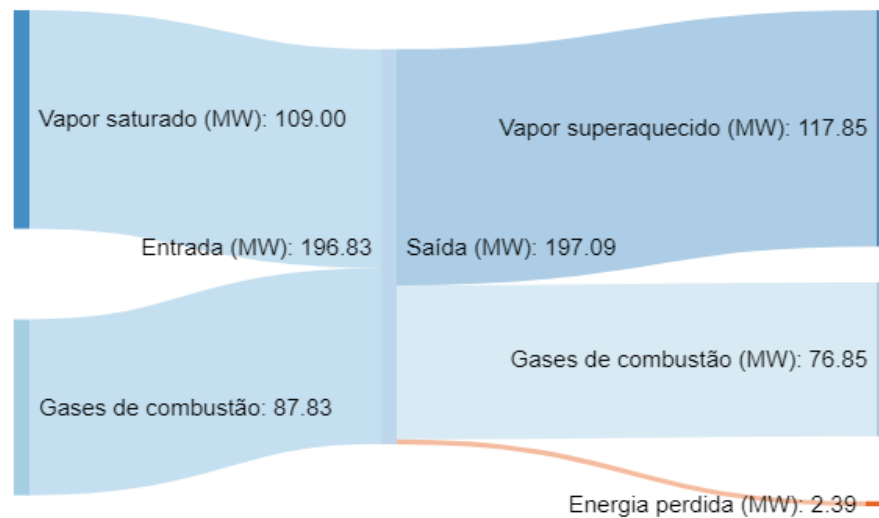
As taxas de energia que entram no superaquecedor são:

- a) 109,00 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado) e
- b) 87,63 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem do superaquecedor são:

- a) 117,85 MW taxa de energia do fluxo dos gases de combustão;
- b) 76,85 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (superaquecido) e
- c) 2,39 MW de taxa de calor perdido no superaquecedor.

Figura 28– Diagrama de sankey para avaliação da energia no superaquecedor



Fonte: A Autora, 2019.

A taxa de energia perdida no superaquecedor é baixa devido ao caráter da operação. O superaquecedor, o pré-aquecedor de ar primário, pré-aquecedor de ar secundário, o evaporador e o economizador são trocadores de calor, sua eficiência energética fica em torno de 90%, que é basicamente o valor informado pela maioria dos fabricantes.

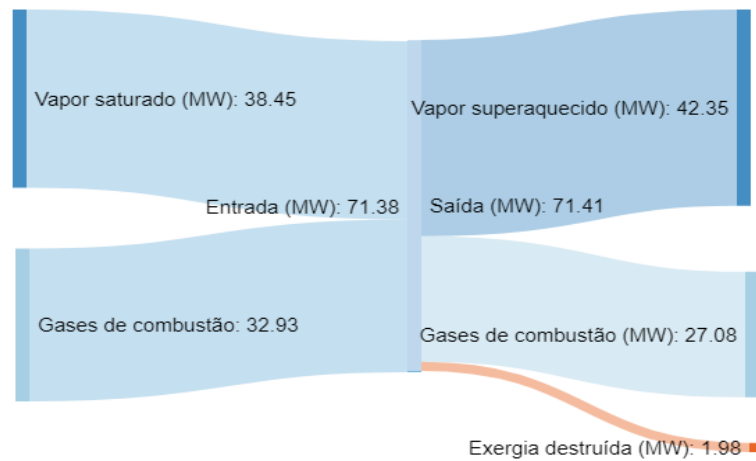
A Figura 29 correspondem à taxa de exergia dos fluxos no superaquecedor. As taxas de exergia que entram no superaquecedor são:

- a) 32,93 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- b) 38,45 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado).

Já as taxas de exergia que saem do superaquecedor são:

- a) 42,35 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (superaquecido);
- b) 27,08 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- c) 1,98 MW de taxa de exergia destruída no superaquecedor.

Figura 29– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no superaquecedor



Fonte: A Autora, 2019.

5.1.3 Evaporador

Os valores apresentados no diagrama da Figura 30 correspondem à taxa de energia dos fluxos no evaporador.

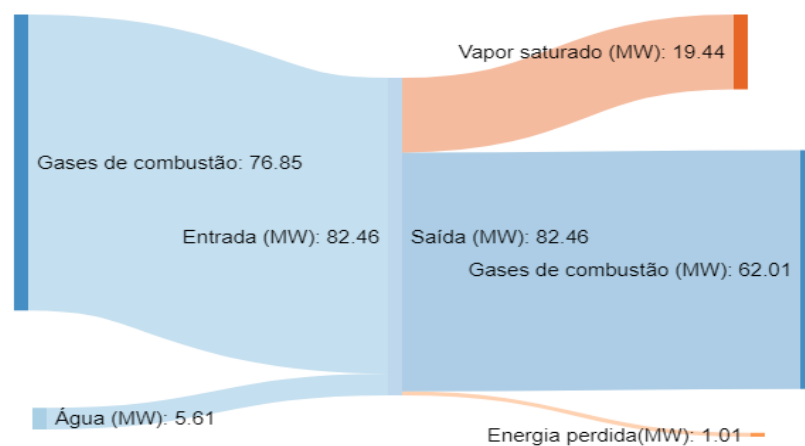
As taxas de energia que entram no evaporador são:

- a) 5,61 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação e
- b) 76,85 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem no evaporador são:

- a) 9,44 MW de taxa de energia do fluxo de vapor (saturado);
- b) 62,01 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- c) 1,01 MW de taxa de calor perdido no evaporador.

Figura 30– Diagrama de sankey para avaliação da energia no evaporador



Fonte: A Autora, 2019.

A Figura 31 apresenta os valores correspondentes à taxa de exergia dos fluxos no evaporador.

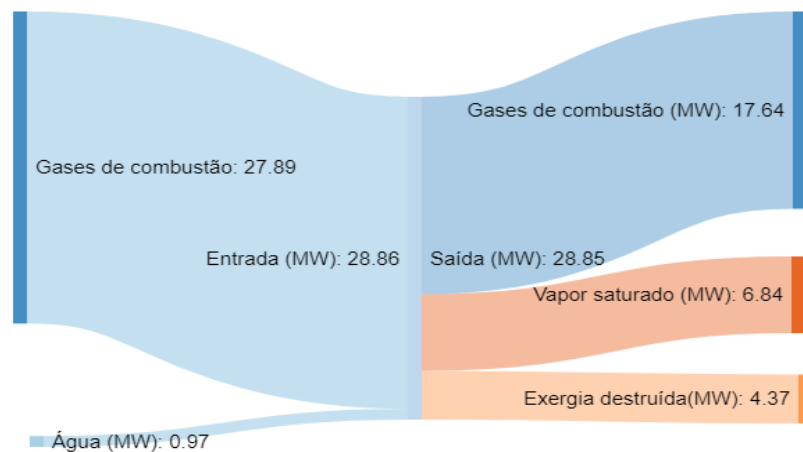
As taxas de exergia que entram no evaporador são:

- a) 0,97 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação e
- b) 27,89 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do evaporador são:

- a) 6,84 MW de taxa de exergia do fluxo de vapor (saturado);
- b) 17,64 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- c) 4,37 MW de taxa de exergia destruída no evaporador.

Figura 31– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no evaporador



Fonte: A Autora, 2019

5.1.4 Pré-ar secundário

Analisando a Figura 32 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de energia dos fluxos no pré-ar secundário.

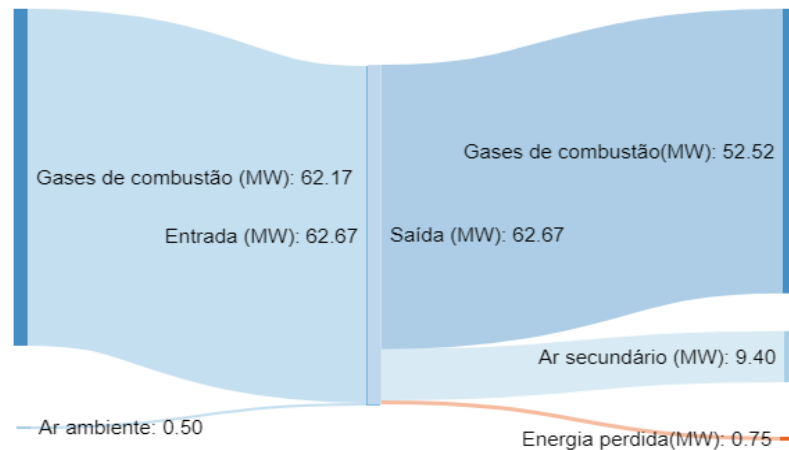
As taxas de energia que entram no pré-ar secundário são:

- a) 62,17 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- b) 0,50 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário.

Já as taxas de energia que saem do pré-ar secundário são:

- a) 9,4 MW de taxa de energia do fluxo de ar secundário;
- b) 52,52 MW de taxa de energia do fluxo de gases de combustão e
- c) 0,75 MW de taxa de calor perdido pelo pré-ar secundário.

Figura 32– Diagrama de sankey para avaliação da energia no pré-ar secundário



Fonte: A Autora, 2019.

Analizando a Figura 33 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de exergia dos fluxos no pré-ar secundário.

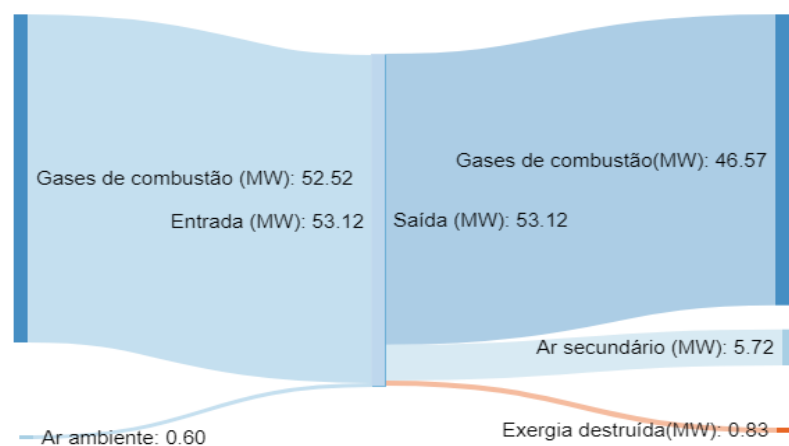
A taxa de exergia que entram no pré-ar secundário é:

- a) 52,52 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão.
- b) 0,60 MW de taxa de exergia do fluxo dos

Já as taxas de exergia que saem do pré-ar secundário são:

- a) 7,72 MW de taxa de exergia do fluxo de ar secundário;
- b) 46,57 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- c) 0,83 MW de taxa de exergia destruída no pré-ar secundário.

Figura 33– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no pré-ar secundário



Fonte: A Autora, 2019.

5.1.5 Pré-ar primário

Analisando a Figura 34 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de energia dos fluxos no pré-ar primário.

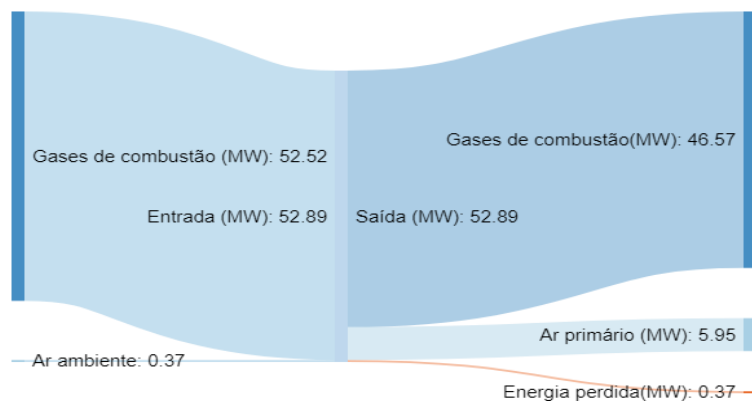
As taxas de energia que entram no pré-ar secundário são:

- a) 52,52 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- b) 0,37 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário.

Já as taxas de energia que saem do pré-ar secundário são:

- a) 5,85 MW de taxa de energia do fluxo de ar primário;
- b) 46,57 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- c) 0,37 MW de taxa de calor perdido pelo pré-ar primário.

Figura 34– Diagrama de sankey para avaliação da energia no pré-ar primário



Fonte: A Autora, 2019.

Analisando a Figura 35 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de exergia dos fluxos no pré-ar primário.

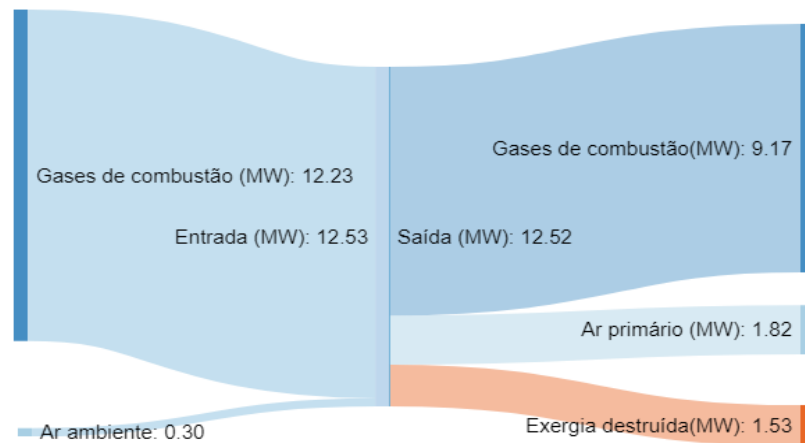
A taxa de exergia que entram no pré-ar primário é:

- a) 12,23 de MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.
- b) 0,30 de MW de taxa de exergia do fluxo

Já as taxas de exergia que saem do pré-ar primário são:

- a) 1,82 MW de taxa de exergia do fluxo de ar primário;
- b) 9,17 MW de taxa de exergia do fluxo dos gases de combustão e
- c) 1,53 MW de taxa de exergia destruída no pré-ar primário.

Figura 35– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no pré-ar *primário*



Fonte: A Autora, 2019.

5.1.6 Economizador

Analisando a Figura 36 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de energia dos fluxos no economizador.

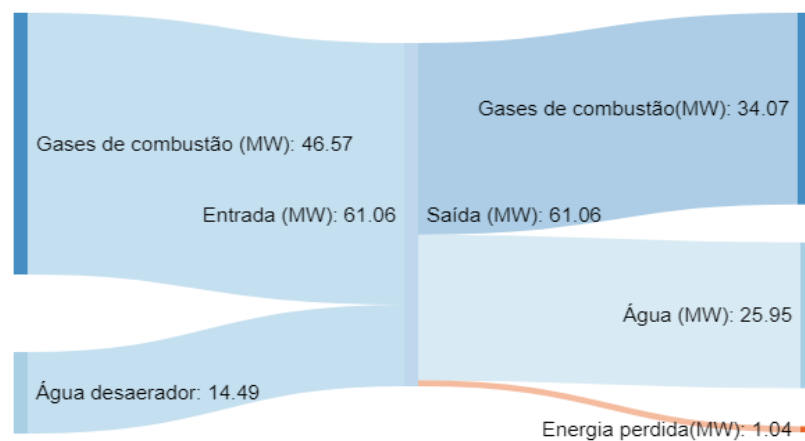
As taxas de energia que entram no economizador são:

- a) 14,49 MW de taxa de energia do fluxo de água do desaerador e
- b) 46,57 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão.

Já as taxas de energia que saem no economizador são:

- a) 25,95 MW de taxa de energia do fluxo de água de alimentação;
- b) 34,07 MW de taxa de energia do fluxo dos gases de combustão e
- c) 1,04 MW de taxa de calor perdido pelo economizador.

Figura 36– Diagrama de sankey para avaliação da energia no economizador



Fonte: A Autora, 2019.

Analisando a Figura 37 é possível verificar os valores correspondentes à taxa de exergia dos fluxos no economizador.

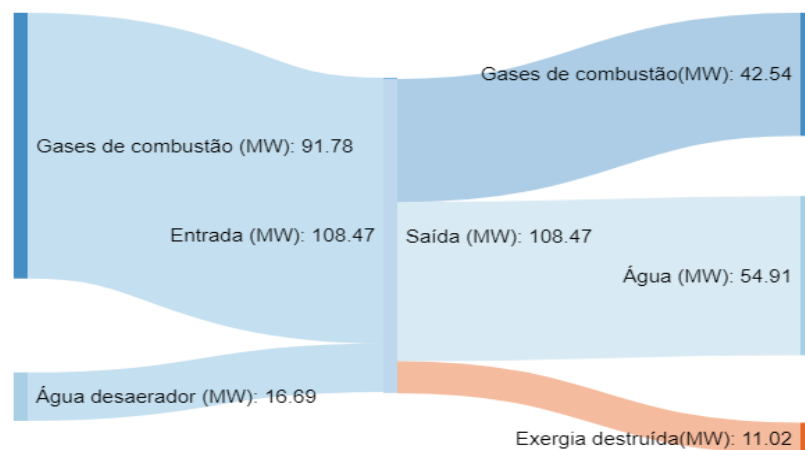
As taxas de exergia que entram no economizador são:

- a) 16,69 MW de taxa de exergia do fluxo de água do desaerador e
- b) 91,78 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão.

Já as taxas de exergia que saem do economizador são:

- a) 54,91 MW de taxa de exergia do fluxo de água de alimentação;
- b) 42,54 MW de taxa de exergia do fluxo de gases de combustão e
- c) 11,02 de taxa de exergia destruída no economizador.

Figura 37– Diagrama de grassmann para avaliação da exergia destruída no economizador



Fonte: A Autora, 2019.

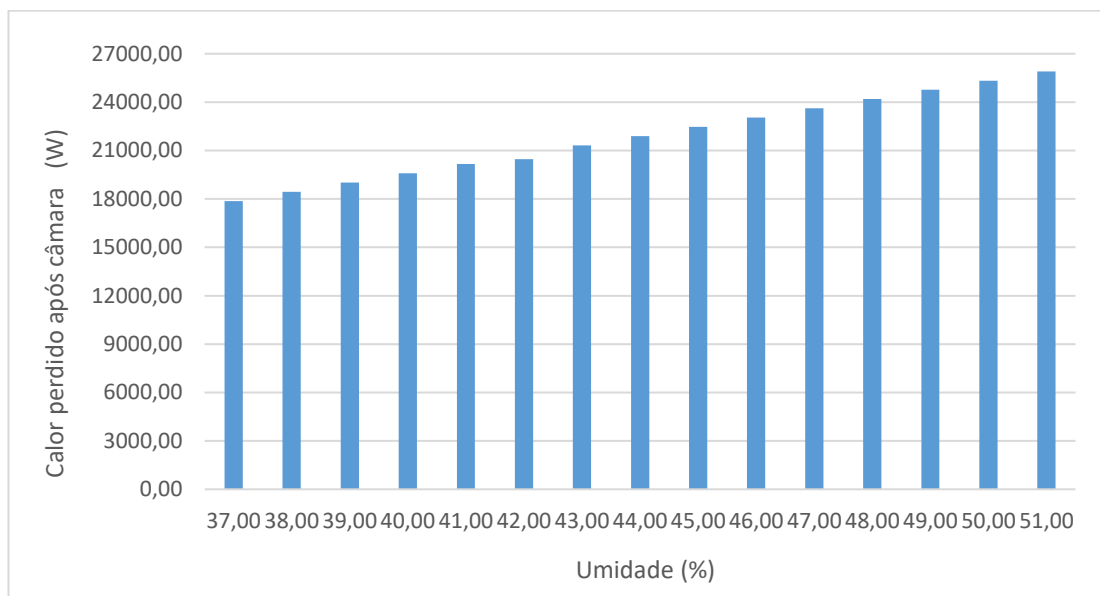
5.2 Estudos paramétricos

De posse do modelo validado foram realizadas simulações com variações dos parâmetros de operação da unidade, umidade, vazão de alimentação, em diversos possíveis cenários de proximidade com situações reais de processo.

5.2.1 Avaliação da influência da umidade do bagaço.

A Figura 38 mostra a variação do calor perdido nos gases de combustão em virtude do acréscimo de umidade no bagaço. Foram realizadas simulações com diferentes valores de umidades. É possível observar a maior quantidade de calor perdido nos gases de combustão no sistema foi obtido com umidade equivalente a 51%, sendo o valor encontrado de 25908,00 kW. Resultado coerente visto que quanto maior a umidade menor será o poder calorífico da biomassa utilizada. Os valores de umidade abaixo de 45% são característico de caldeiras que possuem sistema de secagem de bagaço, como é um sistema possível de ser implementado foi realizado as simulações até um valor de 37 % de umidade. O menor valor foi obtido com a umidade fixada em 37% sendo o calor encontrado de 17867,00 kW. Para esse estudo foi fixado a vazão mássica de bagaço de 16,36 kg/s e teor de cinzas igual a 2,2%.

Figura 38– Avaliação da variação de energia perdida na câmara de combustão mediante variação na umidade do bagaço

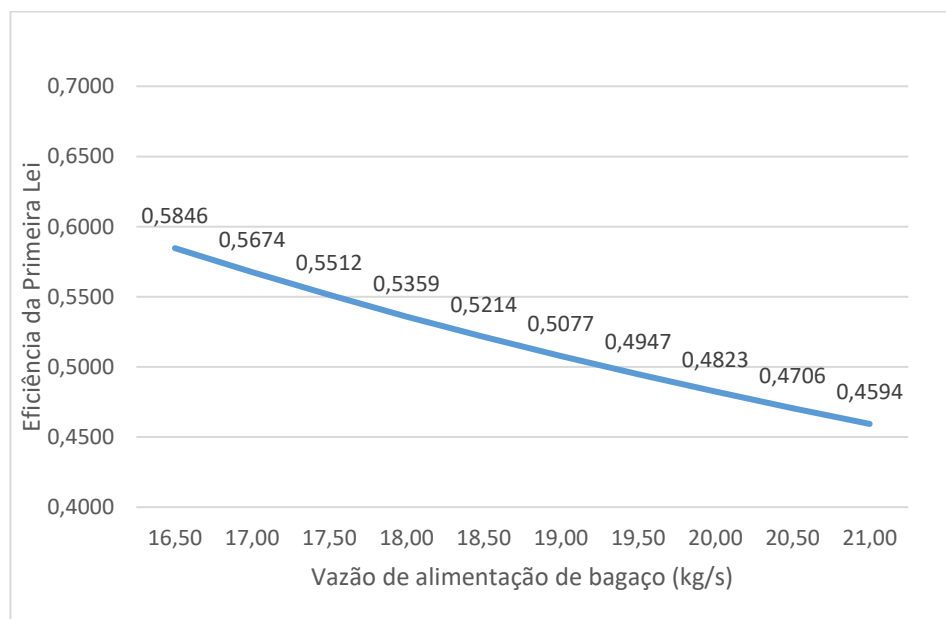


Fonte: A Autora, 2019.

5.2.2 Avaliação da influência na variação de alimentação de bagaço

A Figura 39 mostra o comportamento da eficiência energética mediante variação na vazão mássica de alimentação do bagaço. As vazões de ar primário e ar secundário foram mantidas constantes, bem como umidade do bagaço e teor de cinzas. Diversos valores de alimentação foram adotados no presente estudo. Selecionando os resultados obtidos numa condição operacional inicial de referencia com 16,50 kg/s de alimentação, pode-se destacar que o aumento da vazão, sem aumentar proporcionalmente as vazões de ar, interfere na combustão ocasionando assim perda de eficiência. A eficiência inicial foi de 58,46% com uma alimentação de 16,36kg/s, e foi reduzida para 45,94% quando a alimentação alcançou o valor de alimentação de 21,00 kg/s.

Figura 39– Avaliação da eficiência da primeira lei em virtude da variação de alimentação de bagaço.

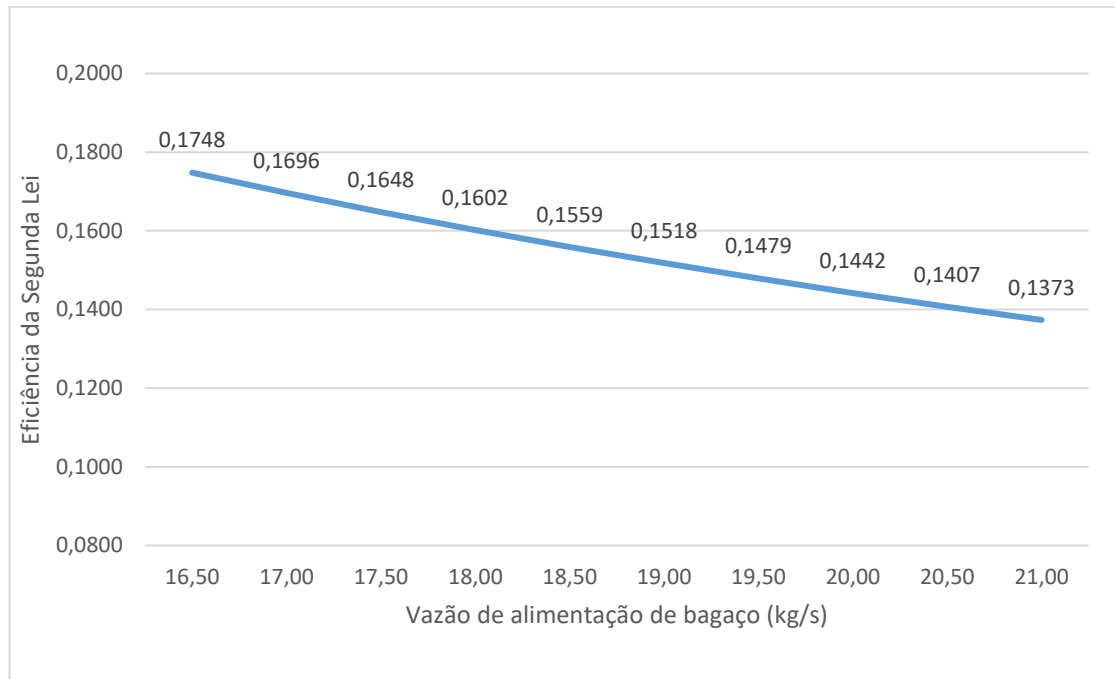


Fonte: A Autora, 2019.

A Figura 40 mostra a eficiência mediante segunda lei da termodinâmica, mediante variação na vazão mássica de alimentação do bagaço. As vazões de ar primário e ar secundário foram mantidas constantes, bem como umidade do bagaço e teor de cinzas. O melhor resultado foi obtido na condição inicial com 16,50 kg/s de alimentação, o aumento da vazão sem aumentar proporcionalmente as vazões de ar interferem na combustão ocasionando aumento das irreversibilidades e

consequentemente maior destruição de exergia. Dessa forma a eficiência na segunda lei também teve um decréscimo com o aumento da alimentação de bagaço.

Figura 40– Avaliação da eficiência da segunda lei em virtude da variação de alimentação de bagaço.



Fonte: A Autora, 2019.

5.2.3 Avaliação das emissões gasosas

A Tabela 21 demonstra a variação nas vazões das emissões gasosas mediante aumento na alimentação de bagaço. Foram fixados a umidade em 44%, o teor de cinzas no bagaço em 2,2%. Os valores de ar introduzidos também foram mantidos constantes e as simulações foram realizadas variando a alimentação de bagaço. O maior valor para emissão de CO₂ foi obtido em 19,50 kg/s, para a emissão de CO o maior valor foi também obtido com vazão de 19,50 kg/s. Houve uma redução nos valores de O₂ sendo uma comprovação que o aumento da biomassa sem aumento da introdução de oxigênio no sistema deixa a mistura rica, nesse caso a eficiência de combustão é comprometida em virtude da estequiometria da reação.

Tabela 21– Emissões gasosas em virtude da variação de alimentação

Umidade: 44% Cinzas: 2,2%	Emissões gasosas (kg/s)		
Vazão de alimentação (kg/s)	O ₂	CO ₂	CO
16,50	0,9726	19,9186	0,2388
17,00	0,6271	20,3632	0,3473
17,50	0,3309	20,7018	0,5231
18,00	0,1276	20,8450	0,8235
18,50	0,0387	20,7548	1,2722
19,00	0,0121	20,552	1,7927
19,50	0,0043	20,3314	2,3246

Fonte: A Autora, 2019.

Na Tabela 22 são observados valores para emissões gasosas mediante variação da umidade do bagaço. Para essa simulação foi fixado o valor da alimentação em 16,36 kg/s e as cinzas em 2,2%. As vazões de ar também foram preservadas conforme condição inicial do problema. Tomando por base a composição da biomassa, no problema inicial, um estudo de aumento de umidade significa menor percentual de massa de C na alimentação. Menor massa de carbono significa menor consumo de oxigênio do ar de alimentação, quando comparado ao problema inicial. Isso então justifica o aumento de O₂ na corrente de saída.

Tabela 22– Emissões gasosas em virtude da variação de umidade

Alimentação: 16,36 kg/s Cinzas: 2,2%	Emissões gasosas (kg/s)		
Umidade (%)	O ₂	CO ₂	CO
42	0,7053	20,2187	0,3957
43	0,8820	20,0191	0,2940
44	1,0748	19,7826	0,2158
45	1,2807	19,5162	0,1567
46	1,4969	19,2263	0,1125
47	1,7212	18,9182	0,0800

Fonte: A Autora, 2019.

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

A modelagem matemática e simulação computacional via Aspen Plus® se mostrou eficiente no estudo de uma caldeira típica utilizada no setor sucroalcooleiro. Os valores de eficiência foram compatíveis com os valores encontrados na literatura e com valores mencionados por fabricantes de caldeiras. A caldeira teve uma eficiência global de 79,11% na primeira lei.

É possível comprovar que dentre os equipamentos da caldeira o que apresentou maior degradação de exergia foi a câmara de combustão, o que era esperado em virtude das irreversibilidades que acompanham as reações de combustão. A destruição de exergia foi de 47,76 MW, acerca da degradação de energia a câmara teve 27,35 MW de perda de calor.

O aumento da umidade no bagaço reduziu o calor disponível, com a umidade de 51% houve o maior valor de calor perdido na Câmara de Combustão sendo este igual a 25908,00 kW e com 37% foi obtido na simulação um valor de 17867,00 kW uma redução de 31,00% no calor perdido na Câmara.

Houve redução da eficiência na primeira lei com o aumento da alimentação de bagaço e valores de alimentação de ar sendo mantidos constantes, o mesmo comportamento foi observado acerca da eficiência na segunda lei. Na primeira lei a redução foi de 58,46 % com valor de alimentação de 16,50 kg/s para 45,94% com valor de alimentação de 21,00 kg/s . Já na segunda lei a redução foi de 17,48% com valor de alimentação de 16,50 kg/s para 13,73% quando a alimentação alcançou o patamar de 21,00 kg/s.

Ainda com relação a variação da alimentação de bagaço foi observado variação nas emissões gasosas. A maior emissão de CO₂ foi de 20,3314 kg/s com alimentação de 19,50 kg/s e a emissão de CO teve seu maior valor igual a 2,3246 kg/s também com a vazão de 19,50 kg/s, com essa alimentação o O₂ teve sua menor concentração 0,0043 kg/s. Com a alimentação de 16,50 kg/s o valor para a emissão de CO₂ foi 19,9186 kg/s. A emissão de CO foi 0,2389 kg/s e para o O₂ foi 0,9726 kg/s.

A variação das emissões também foram simuladas para um cenário com aumento de umidade, neste caso houve maior produção de O₂ com 47% de umidade, sendo o valor obtido na simulação equivalente a 1,7212 kg/s. No caso de CO₂ e CO tiveram

seus maiores valores com o menor valor de umidade simulado, sendo estes 20,2187 kg/s e 0,3957 kg/s respectivamente com 42% de umidade.

Vale ressaltar que todas as eficiências de segunda lei apresentaram valores inferiores comparados com os valores encontrados na primeira lei em todos os equipamentos que compõem a caldeira.

Os equipamentos superaquecedor, evaporador, pré-ar secundário, pré-ar primário e economizador apresentaram as maiores eficiências energéticas e exergéticas.

O modelo termodinâmico simulado via Aspen Plus® se mostrou uma ferramenta importante para analisar as possíveis variações em variáveis de controle da caldeira. Com o trabalho realizado foi possível validar o modelo termodinâmico para uma caldeira convencional e prever alterações energéticas e exergéticas mediante variações paramétricas.

Para desenvolvimento de futuros trabalhos podemos citar os seguintes tópicos:

- a) Implementar novos modelos de caldeiras como por exemplo caldeiras de leito fluidizado;
- b) Avaliar a influência de diferentes tipos de combustíveis nas eficiências energéticas e exergéticas;
- c) Comparação de diferentes biomassas nas eficiências das caldeiras,
- d) Propor novas configurações para os equipamentos que constituem a caldeira;
- e) Avaliar integração energética com as demais etapas produtivas do processo de fabricação de açúcar e álcool;
- f) Realizar estudo exergoeconômico e exergoambiental após realização da integração energética.

REFERÊNCIAS

- ARRUDA FILHO, R. R. de. **Metodologia para análise energética e exergética de uma caldeira aquatubular com queima de bagaço de cana**. 2014, 88f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Bauru-SP, 2014.
- ARSHAD, M.; AHMED, S. Cogeneration through bagasse: a renewable strategy to meet the future energy needs. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 54, p. 732–737, 2016.
- ASPEN HYSYS. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 693–699, 2014.
- BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Balanco Energético Nacional 2017/ Brazilian Energy Balance 2017**. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Balanco-Energetico-Nacional-2017>. Acesso em: 16 fev. 2019.
- BASSYOUNI, M.; UL HASAN, S. W.; ABDEL-AZIZ, M.H.; ABDEL-HAMID, S.M.S.; NAVEED, S.; HUSSAIN, A.; ANI, F. N. Date palm waste gasification in downdraft gasifier and simulation using ASPEN HYSYS. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 693–699, 2014.
- CAVALCANTI, E. J. C, **Análise exergoeconômica e exergoambiental**. São Paulo: Blucker, 2016.
- CAVALCANTI, E. J. C. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated solar combined cycle system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 67, p. 507–519, 2017.
- CAVALCANTI, E. J. C. Exergoeconomic Results of Cogeneration System with a Gas-Turbine and Absorption Cooling system. **International Journal of exergy**. Final proof in April 10th, 2017.
- CAVALCANTI, E. J. C; SOUZA, G. F.; LIMA, M. S. R. Evaluation of CHP system with diesel engine based on SPECO approach. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering.. **Anais COBEM**, 2017– p. 0712.
- CAVALCANTI, E. J. C; SOUZA, G. F.; LIMA, M. S. R. Exergy analysis of a cogeneration power plant. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering. **Anais COBEM**- 2017, p.0697,.
- DANTAS, G. A.; LEGEY, L.F.L; MAZZONE, A. Energy from sugar cane bagasse in Brazil: an assessment of the productivity and cost of diferente technological routes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.21 p.356–364, 2013
- ENSINAS, A. V.; SOSA ARNAO, J. H.; SILVIA AZUCENA, N. Increasing Energetic Efficiency in Sugar, Ethanol, and Eletricity Producing Palnts, p. 583-600. *In*: CORTEZ,

L. A. B. (Coord.). **Sugarcane bioethanol — R&D for Productivity and Sustainability**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2014.

GUERRA, J.P.; CARDOSO, F. H.; NOGUEIRA, A.; KULAY, L. Thermodynamic and Environmental Analysis of Scaling up Cogeneration Units Driven by Sugarcane Biomass to Enhance Power Exports. **Energies**, v. 11, n. 1, p. 73., 2018.

HUGOT, E. **Manual de engenharia Açucareira**. São Paulo: Editora Mestre Jou, 1977. 1. ed em português.

KAMATE, S. C.; GANGAVATI, P. B. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1187–1194, 2009.

KOK, M. V.; ÖZGÜR, E. Thermal analysis and kinetics of biomass samples. **Fuel Processing Technology**, v.106, p.739–743, 2013.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. London: Exergon Publishing, 2012.

MARTINELLI JR., L. C. Geradores de Vapor – Recepção, Operação e Medidas de Segurança. **Cadernos UNIJUÍ**, Série Tecnologia Mecânica, n. 8, Ijuí, RS: Editora Unijuí, 1998.

NIKOO, M. B. ; MAHINPEY, N. Simulation of biomass gasification in fluidized bed reactor using ASPEN PLUS. **Biomass and bioenergy** v. 32, p.1245–1254, 2008.

PUIG-GAMERO, M.; ARGUDO-SANTAMARIA, J. ; VALVERDE, J. L.; SÁNCHEZ, P.; L. SANCHEZ-SILVA. Three integrated process simulation using aspen plus®: Pine gasification, syngas cleaning and methanol synthesis. **Energy Conversion and Management** v.177, p.416–427, 2018.

REIN, P. **Engenharia do Açúcar de Cana**. Berlin: Verlag Dr, alberto Bartens KG, 2013. 1 th ed.

SAHU, S. G; CHAKRABORTY, N.; SARKAR, P. Coal–biomass co-combustion: An overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** v. 39, p. 575–586, 2014.

SAIDUR, R.; BOROUMANDJAZI, G.; MEKHILEF, S.; MOHAMMED, H. A. A review on exergy analysis of biomass based fuels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 1217–1222, 2012.

SAIDUR, R. N.; AHAMED, J. U.; MASJUKI, H. H. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. **Energy Policy** v. 38, p.2188–2197, 2010.

SINATUB. Evento e cursos de tecnologias sobre agroindústrias. Ribeirão Preto-SP. 2012

SOUZA, C. C; LEANDRO, J. P.; NETO, J. F. R.; FRAINER, D. M.; CASTELÃO, R. A. Cogeneration of electricity in sugar-lacohol plant: Perspectives and viability. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 832–837, 2018.

SUN, K. **Optimization of biomass gasification reactor using Aspen Plus.**

Telemark University College, Faculty of Technology, 2014.

TURNES, S. R. **Introdução à Combustão:** conceitos e aplicações. 3. ed.

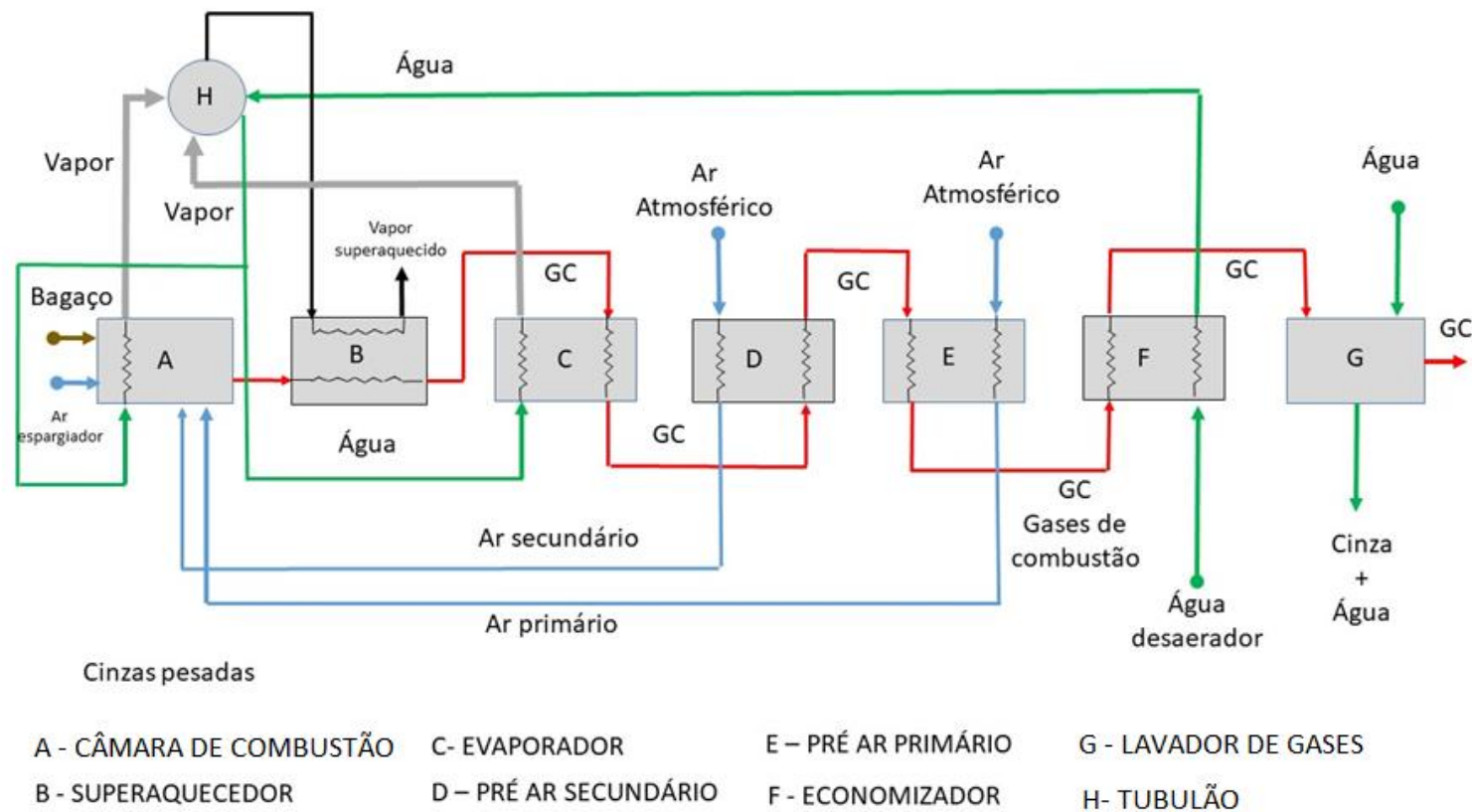
Porto Alegre: AMGH, 2013.

UNLU, D.; HILMIOGLU, N. D. Application of aspen plus to renewable hydrogen production from glycerol by steam reforming International. **Journal of Hydrogen Energy**, 2019.

WEIJUAN LAN, G. C.; XINLI ZHU, X. W.; CHUNMEI LIU, B. X. Biomass gasification-gas turbine combustion for power generationsystem model based on ASPEN PLUS. **Science of the Total Environment**, v.628–629, p.1278–1286, 2018.

ANEXO A - MÓDULOS BASE PARA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA CALDEIRA

Figura A.1 - Módulos base para simulação computacional da caldeira proposto por Arruda (2014)



Fonte: Adaptado de Arruda Filho (2014).