



Leandro Andrade Furtado

**Estudo termodinâmico, econômico e
ambiental de uma usina sucro-
energética operando com ciclo híbrido
consumindo bagaço de cana e gás
natural**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. José Alberto dos Reis Parise

Coorientador: Dr. Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro

Rio de Janeiro
Fevereiro de 2018



Leandro Andrade Furtado

**Estudo termodinâmico, econômico e ambiental de
uma usina sucro-energética operando com ciclo
híbrido consumindo bagaço de cana e gás natural**

Dissertação apresentada como requisito parcial para
obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica do Centro
Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela
Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. José Alberto dos Reis Parise

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Dr. Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro

Coorientador

Wtert Brasil Engenharia e Consultoria Ambiental LTDA

Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Sergio Leal Braga

Departamento de Engenharia Mecânica - PUC-Rio

Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior

Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ

Prof. Márcio da Silveira Carvalho

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico - PUC-Rio

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

Leandro Andrade Furtado

Graduou-se em Engenharia Mecânica no Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ) em julho de 2014. Entre 2012 e 2013 cursou o quarto ano de engenharia no Instituto politécnico de Coimbra em Portugal. Participou de diversos congressos dentro e fora do Brasil com publicações sobre ciclos termodinâmicos híbridos.

Ficha catalográfica

Furtado, Leandro Andrade

Estudo termodinâmico, econômico e ambiental de uma usina sucro-energética operando com ciclo híbrido consumindo bagaço de cana e gás natural / Leandro Andrade Furtado ; orientador: José Alberto dos Reis Parise ; coorientador: Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro. – 2018.

156 f. : il. color. ; 30 cm

Dissertação (mestrado)–Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui bibliografia

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Ciclo híbrido. 3. Biomassa. 4. Gás natural. 5. Cogeração. 6. Emissões. I. Parise, José Alberto dos Reis. II. Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. III. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Ao meu orientador José Alberto dos Reis Parise por me orientar com firmeza e seriedade durante todo o período de estudos.

Ao Professor Carlos Rodrigues Pereira Belchior por ter me apoiado desde o início do curso de Mestrado, permitindo eu dar mais este passo na minha carreira acadêmica.

Agradecimento especial ao meu coorientador Sergio Vieira Guerreiro Ribeiro por me dar uma oportunidade única de ingressar em um projeto, ligado a uma área fundamental da Engenharia Mecânica e por me orientar com muita sabedoria durante todo este período.

Ao departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio por todo o apoio e infraestrutura disponibilizada.

Aos meus familiares e amigos por terem me apoiado nestes anos de trabalho.

Resumo

Furtado, Leandro Andrade; Parise, José Alberto dos Reis; Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. **Estudo termodinâmico, econômico e ambiental de uma usina sucro-energética operando com ciclo híbrido consumindo bagaço de cana e gás natural**. Rio de Janeiro, 2018. 156 p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O crescimento da demanda por energia elétrica e investimentos governamentais em fontes renováveis incentivam produtores do setor sucro-energético no país a buscar melhorias nos processos de suas usinas. Através do aumento da produção de vapor nas caldeiras de biomassa, que operam com ciclos Rankine, é possível gerar energia elétrica excedente para comercialização. O Brasil, um dos maiores produtores de cana-de-açúcar do mundo, gera resíduos derivados da cana com alto potencial energético. Os ciclos termodinâmicos híbridos têm sido utilizados em várias usinas de biomassa no exterior utilizando como combustíveis o gás natural e resíduos sólidos urbano (waste-to-energy). Como mostrado por diferentes autores, é possível, com estes ciclos, melhorar a eficiência térmica das usinas utilizando gases quentes da exaustão de uma turbina a gás operando com gás natural. A desvantagem é que o percentual de participação do gás natural de alguns ciclos híbridos pode ser alto, tornando estes projetos economicamente inviáveis. Neste trabalho será aplicado um ciclo híbrido adaptado para usinas de cana-de-açúcar brasileiras que queimam o bagaço em caldeiras de biomassa com reaquecimento externo. Os benefícios destes ciclos termodinâmicos incluem a melhoria de eficiência da planta, acarretando a maior geração de energia elétrica e aumento da quantidade de vapor de processo produzido para a mesma quantidade de bagaço queimado originalmente. Além da melhoria da eficiência térmica, o ciclo tem como uma de suas principais vantagens o fato de não depender de grandes quantidades de gás natural, reduzindo a possibilidade de prejuízos caso haja aumento do seu preço. Por último será mostrado que, embora haja a queima deste combustível fóssil, é possível reduzir as emissões específicas de CO₂/kWh devido ao seu baixo consumo na usina aliado a elevada geração de energia elétrica.

Palavras-chave

Ciclo híbrido, biomassa, gás natural, cogeração, emissões.

Abstract

Furtado, Leandro Andrade; Parise, José Alberto dos Reis (Advisor); Ribeiro, Sergio Vieira Guerreiro. **Thermodynamic, economic and environmental study of a cogeneration sugarcane plant operating with a hybrid cycle that burns sugarcane bagasse and natural gas.** Rio de Janeiro, 2018. 156 p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

The growing electric energy demand and government investments in renewable sources motivated sugar producers in Brazil to improve the thermal efficiencies of their sugarcane plants. For this reason, to generate excess electric energy and to sell it, has become an important and extra source of revenue. This country, one of the biggest sugarcane producers in the world, employs sugar waste, with high energetic potential, in boilers operated with Rankine cycles. Thermodynamic hybrid cycles have been in use in several biomass plants abroad, using natural gas and municipal solids waste as fuels. As shown by different authors, it is possible to increase the thermal efficiency of these plants by means of the heat recovery from hot exhaust gases of a gas turbine operating with natural gas. The main disadvantage of hybrid cycles, for some cases, is the high fraction of natural gas as fuel, making these specific plants economically unfeasible. In this work, a hybrid cycle concept is presented and studied, adapted for Brazilian sugar cane plants which burn bagasse in biomass boilers with reheating systems. The benefits of these thermodynamics cycles include a thermal efficiency improvement thus allowing more power generation and higher production of process steam, for the same amount of bagasse originally burned. Besides the higher thermal efficiency, the hybrid cycle presents the advantage of not depending on large natural gas consumption. This makes the plant's economic feasibility less dependent on fluctuations on natural gas prices. Furthermore, this study shows that, although a fossil fuel is burned, it is possible to reduce CO₂/kWh specific emissions due to lower consumption of fossil fuels and to higher power generation.

Keywords

Hybrid cycle, biomass, natural gas, cogeneration, emissions.

Sumário

1 . Introdução	16
1.1. Objetivo	17
1.2. Justificativa e motivação	19
1.3. Aspectos gerais da cogeração do setor sucro-alcooleiro no Brasil	19
2 . Revisão bibliográfica	23
2.1. Ciclos híbridos	23
2.2. Ciclos com reaquecimento e regeneração	30
2.3. Usinas de cana com cogeração	33
3 . Dados da Usina – Estudo de caso	40
3.1. Visão geral da usina	40
3.2. Caldeira C67_520	44
3.3. Requisitos da Usina	48
4 . Fundamentos Teóricos	50
4.1. Equações gerais para a análise energética	50
4.2. Modelo termodinâmico da caldeira	53
4.2.1. Fornalha	56
4.2.2. Evaporador 1	61
4.2.3. Superaquecedor 2	62
4.2.4. Superaquecedor 1	64
4.2.5. Evaporador 2	65
4.2.6. Pré-aquecedor de ar	67
4.2.7. Economizador 1	68
4.2.8. Economizador 2	70
4.2.9. Des aerador e bomba de alimentação	72
4.2.10. Turbinas a vapor	73
4.3. O uso do gás natural no ciclo híbrido termodinâmico	77
4.4. Equações para a combustão dos gases	80
5 . Solução e validação do modelo	89

5.1. Dados de entrada e saída	89
5.2. Validação do modelo	96
6 . Usina híbrida	101
6.1. Operação com gás natural na safra	102
6.2. Balanço energético da caldeira C95_425 na safra	104
6.3. Operação com gás natural na entressafra	108
6.4. Balanço energético da caldeira na entressafra	109
7 . Resultados e Análises	112
7.1. Análise energética	112
7.2. Análise Econômica	116
7.3. Análise das emissões de CO ₂	121
8 . Conclusão	126
8.1. Trabalhos futuros	129
9 . Referências bibliográficas	130
10 . Anexo	138
10.1. Anexo 1	138
10.2. Anexo 2	140
10.3. Anexo 3	141
10.4. Anexo 4	143

Lista de figuras

Figura 1. Ciclos de Rankine simples (Korobitsyn, 1998)	24
Figura 2. Ciclo híbrido de Petrov et al. (2002)	25
Figura 3. Ciclo otimizado (Guerreiro Ribeiro e Sioen, 2014)	26
Figura 4. Diagrama do primeiro modelo de Franco e Giannini (2005)	28
Figura 5. Diagrama do segundo modelo de Franco e Giannini (2005)	28
Figura 6. Ciclo híbrido na usina de Zabalgardi (Carneiro, 2015)	29
Figura 7. Usina em Amsterdam: 135 bar/445°C(Hendrikus e Marcel, 2008) .	31
Figura 8. Esquema proposto por Santos e Chávez (2012).....	35
Figura 9. Modelo adotado por Rodrigues et al. (2003)	36
Figura 10. Configuração da usina atual	42
Figura 11. Esquema das caldeiras de 22 bar	43
Figura 12. Operação na entressafra	44
Figura 13. Volume de controle da Caldeira	53
Figura 14. Esquema da caldeira completa no simulador	55
Figura 15. Esquema para a Fornalha.....	56
Figura 16. Divisão do fluxo após ECO1	57
Figura 17: Evaporador 1	61
Figura 18: Superaquecedor 2	62
Figura 19. Superaquecedor 1	64
Figura 20. Evaporador 2	65
Figura 21. Pré-aquecedor de ar	67
Figura 22. Fluxo de água no ECO 1.....	68
Figura 23. Volume de controle no ECO 1.....	69
Figura 24. Economizador 2.....	70
Figura 25. Desaerador	72
Figura 26. Bomba de alimentação	73
Figura 27. Turbinas a vapor	74
Figura 28. Esquema do Ciclo Topping	77
Figura 29. Reaquecedor de vapor.....	78
Figura 30. Fluxo dos gases.....	80
Figura 31. Validação do modelo – C67_520	98
Figura 32. Diagrama esquemático da solução híbrida na safra.....	102
Figura 33. Caldeira com turbina a gás associada na Safra	105
Figura 34. Esquema para o pré-aquecimento da água	106

Figura 35. Esquema para o reaquecimento do vapor na safra.....	107
Figura 36. Diagrama esquemático da solução híbrida na entressafra.....	108
Figura 37. Caldeira com turbina a gás associada na Entressafra	109
Figura 38. Esquema para o reaquecimento do vapor na entressafra	110

Lista de tabelas

Tabela 1. Oferta de energia elétrica [Ministério de Minas e Energia, 2016]...	20
Tabela 2. Resumo da revisão bibliográfica	39
Tabela 3. Características do bagaço.....	41
Tabela 4. Composição do bagaço seco	41
Tabela 5. Estado atual das Caldeiras na safra.....	43
Tabela 6. Parâmetros do gás da C67_520.....	45
Tabela 7. Informações sobre o vapor e condensados.....	45
Tabela 8. Estado atual das turbinas a vapor TV67.....	46
Tabela 9. Propriedades termodinâmicas TV67- Entrada.....	47
Tabela 10. Propriedades termodinâmicas - Saída	47
Tabela 11. Reagentes na combustão na TG.....	82
Tabela 12. Produtos da combustão na TG.....	82
Tabela 13. Equações para reagentes da combustão no QD	83
Tabela 14. Equações para produtos da combustão no QD	84
Tabela 15. Ar de combustão	84
Tabela 16. Reagentes - mistura do gás suplementar com o ar puro	85
Tabela 17. Produtos - mistura do gás suplementar com o ar puro	85
Tabela 18. Equações para a composição final do bagaço	87
Tabela 19. Equação para os reagentes da combustão na caldeira.....	87
Tabela 20. Equações para os produtos da combustão na caldeira	88
Tabela 21. Dados de entrada – Validação do modelo da C67_520.....	96
Tabela 22. Dados de saída – Validação do modelo da C67_520.....	97
Tabela 23. Validação das emissões na caldeira C67_520	99
Tabela 24. Validação das emissões na TG.....	99
Tabela 25. Valores de entrada do combustível na safra	104
Tabela 26. Propriedades das turbinas a vapor na safra.....	108
Tabela 27. Propriedades das turbinas a vapor na entressafra.....	111
Tabela 28. Geração da nova usina com OCC.....	113
Tabela 29. Resultados da caldeira C95_425	114
Tabela 30. Eficiências da caldeira C95_425 na safra e entressafra	114
Tabela 31. Quadro comparativo.....	115
Tabela 32. Custos dos equipamentos.....	116
Tabela 33. Parâmetros para o financiamento	118
Tabela 34. Receita anual total	119

Tabela 35. Resultados do investimento	120
Tabela 36. Comparação das emissões Atual x Híbrida.....	123

Lista de abreviaturas

APH – Pré aquecedor

BG – Bagaço

BIG/GTCC - Biomass Integrated Gasification Combined Cycle Gas Turbine
(ciclos combinados com integração de sistemas de gaseificação de biomassa para produção de gás combustível)

ECO1 - Economizador 1

ECO2 - Economizador 2

EVA1 - Evaporador 1

EVA2 - Evaporador 2

GN - Gás natural

GEE - Gases de efeito estufa

OCC - Optimized Combined Cycle

QD - Queimador de duto

RH - Reaquecedor de vapor

SH1 - Superaquecedor 1

SH2 - Superaquecedor 2

TC – Tonelada de cana-de-açúcar

TG - Turbina a gás

TV - Turbina a vapor

TVAP- Turbina a vapor de contrapressão de alta pressão

TVBP- Turbina a vapor de contrapressão de baixa pressão

TVCD - Turbina a vapor de condensação

Lista de símbolos

h_i – Entalpia do ponto i [kJ/kg]

m_i - vazão do ponto i [kg/s]

PCI - poder calorífico inferior

PCS - Poder calorífico superior

p_i – Pressão do i [bar]

Q_i – Quantidade de calor do ponto i [kW]

s_i – Entropia do ponto i [kJ/kg.K]

\dot{W}_{TG} - Energia gerada na TG [MW]

T_{TG} – Período de uso da TG, em dias

$O\&M_{TG}$ – Custo de manutenção da TG

T_d – Cotação do dólar

F_t - Fluxo de caixa no tempo

T_f - Duração do financiamento em anos

B_t - Base tributável

F_b - Faturamento bruto

F_b – Faturamento bruto

F_l – Faturamento líquido

T_j – Juros do financiamento

I_{T_1} - Valor do imposto PIS/CONFIS

I_{T_2} – Valor do imposto de CSLL - Contribuição social sobre o lucro líquido

I_{T_4} - Valor do imposto de Renda - Pessoa Jurídica

T_5 – Depreciação

Abaixo a lista de subscritos:

1'- Gás de exaustão da Turbina a gás

11'- Ar externo

14 - Ar de combustão

19 - Gás após queima suplementar

19" - Gás para mistura com o ar

20 - Gás para o reaquecedor

21 - Gás após o reaquecedor

29 - Extração de vapor para reaquecimento

291 - Entrada de vapor no reaquecedor

294 - Água dessuperaquecimento para processo

295 - Extração de vapor para TAC

296 - Vazão de vapor para TAC

29' - Saída de vapor do reaquecedor

29'* - Vapor na entrada da TVBP

29'*** - Estado isentrópico da TVBP

29" - Vapor na saída da TVBP
29''' - Vapor depois do processo
29'''' - Vapor para o processo
34 - Gás após o APH
37- Gás na fornalha
38 - Gás na entrada do EVA1 e saída da fornalha
381 - Gás na entrada do SH2 e saída do EVA1
382 - Gás na entrada do SH1 e saída do SH2
39 - Gás na entrada do EVA2 e saída do SH1
40 - Gás na entrada do APH e saída do EVA2
41- Gás na entrada do ECO1 e saída do APH
42- Gás na entrada do ECO2 e saída do ECO1
43' - Extração de Vapor para TVCD
44 - Vapor na entrada da TVAP
47 – Propriedades do Bagaço
47' - Cinzas
49 - Vapor na entrada do SH1 e saída do EVA2
491 - Vapor na saída do SH1 para mistura com 49
492 - Spray na saída do EVA2
493 - Vapor na entrada do SH2 após mistura 49+491
79* - Estado isentrópico da TVAP
50 - Vapor na saída da TVAP
50' - Extração para refinaria
501 - Extração de vapor da TVAP para desaerador
502 - Vapor na entrada do desaerador
51 - Energia elétrica gerada na TVAP
51' - Energia elétrica gerada na TVBP
52 - Energia elétrica gerada na TG
53 - Energia elétrica gerada na TVCD
54* - Estado isentrópico da TVCD
54 - Saída do vapor na TVCD
59 - Gás na saída da caldeira para a chaminé
60 - Água na saída da bomba de alimentação
601 - Extração de água para desuperaquecimento
602 - Extração de água TAC
60' - Água de alimentação da caldeira após bomba
60" - Entrada de água no ECO1

- 60''' - Saída de água do ECO1
- 60'''' - By-pass do ECO1
- 61 - Água após by-pass e ECO1
- 61* - Água na entrada da fornalha
- 61*' - Água na saída da fornalha e entrada do EVA2
- 61** - Água na entrada do EVA2
- 61*** - Água na entrada do EVA1
- 61***' - Água na saída do EVA1 e entrada do EVA2
- 64 - Saída de condensado do condensador
- 65 - Saída de condensado do tanque
- 66 - Retorno do condensado após bomba
- 66' - Condensado para mistura antes do ECO2
- 66'' - Água na entrada do ECO2 após mistura
- 67 - Água na saída do ECO2 para DEA
- 70 - Água no DEA
- 71 - Água na saída do DEA e entrada da bomba de alimentação
- 71* - Estado isentrópico da bomba de alimentação
- 72 - Água de make-up
- 74 – Propriedades do GN na turbina a gás
- 76 – Propriedades do GN no queimador de duto
- 78 - Água de blowdown
- 78' - Perdas de vapor no processo
- 79 - Saída de vapor do SH2

1. Introdução

Diversas usinas de biomassa na Europa adotam ciclos híbridos termodinâmicos onde gases de exaustão provenientes de uma turbina a gás são usados para melhorar a eficiência térmica dos ciclos de vapor. Neste estudo pretende-se avaliar o potencial de geração de energia elétrica em usinas de cana-de-açúcar no Brasil, quando aplicados ciclos híbridos que utilizam gás natural e bagaço de cana como combustíveis.

O tipo de configuração será validado neste trabalho mediante o estudo de uma usina de cana-de-açúcar localizada no estado de São Paulo cujos dados termodinâmicos de sua planta foram obtidos pelo autor. Estes dados serão tratados e utilizados como parâmetros para demonstrar a capacidade de geração que essas usinas podem alcançar caso fossem adotados ciclos termodinâmicos mais eficientes.

Uma nova configuração, usando um ciclo chamado “Optimized Combined Cycle – OCC”, de Guerreiro Ribeiro e Kimberly (2010), será simulada. Outros métodos serão comentados na revisão bibliográfica, assim como a apresentação de algumas usinas de biomassa no mundo que utilizam ciclos híbridos.

O OCC, como será descrito, foi o método escolhido por consumir baixa quantidade de gás natural ao utilizar os gases de exaustão de uma turbina a gás de pequeno porte. Será dimensionada uma caldeira de biomassa onde se queimará bagaço de cana e o vapor gerado irá gerar energia elétrica em uma turbina a vapor de contrapressão de alta pressão. Em uma pressão intermediária, o vapor será extraído e reaquecido externamente em um reaquecedor absorvendo o calor rejeitado pelos gases de exaustão desta turbina a gás.

Após o reaquecimento, o gás de exaustão irá se misturar ao ar puro para pré-aquecer o ar de combustão e o vapor reaquecido seguirá para uma turbina

de contrapressão de baixa pressão, gerando vapor de processo e energia elétrica.

Em geral, nas turbinas a gás menores, os gases de escape podem não ter a energia interna necessária para reaquecer todo o vapor produzido na caldeira. Para resolver este problema pode-se aumentar a carga térmica dos gases de escape da turbina a gás mediante queima suplementar em um queimador de duto de gás natural para alcançar o superaquecimento necessário do vapor.

No entanto, a utilização dos gases de exaustão da turbina para estas finalidades não é o único benefício do método. Na verdade, um dos mais importantes ganhos é oriundo da melhoria da eficiência de ciclo a vapor.

Com o uso desta tecnologia, é possível também alcançar temperaturas superiores com superaquecimento externo, ou seja, fora da caldeira de bagaço, caso seja necessário no projeto. Isto teria vantagens tais como reduzir a corrosão em superaquecedores de caldeiras, flexibilidade no reaquecimento do vapor e préaquecimento da água de alimentação.

O ganho de eficiência energética resultará em ganhos econômicos, a partir da venda de energia elétrica excedente e em reduções de emissões específicas de gases de efeito estufa (GEE), em $\text{CO}_{2\text{eq}}/\text{kWh}$, ao gerar excedentes de energia com a mesma quantidade de bagaço fornecida em ciclos convencionais.

1.1.Objetivo

Este trabalho tem como objetivo avaliar o potencial de aplicação de sistemas de geração de energia elétrica denominados sistemas híbridos, que utilizam gás natural (GN) e bagaço de cana (BG) como combustível, em usinas de cana-de-açúcar e álcool no Brasil. Os estudos terão como base os dados reais de uma usina sucro-energética brasileira existentes.

Será comparada a condição de operação de uma usina de cana-de-açúcar ativa no sudeste brasileiro com a condição em que poderia operar

perante a adoção de ciclos híbridos termodinâmicos com gás natural. Isto será feito a partir das seguintes análises:

- Análise Energética – Balanços de massa e energia aplicados aos sistemas e processos da usina. Será abordada a melhoria de eficiência do ciclo de vapor com a utilização de ciclos híbridos com gás natural como um dos caminhos para aumentar pressão e produção de vapor, possibilitando elevar a geração de energia elétrica nas turbinas de contrapressão e condensação das usinas.

- Análise econômica – Será verificada a viabilidade econômica da implantação dos ciclos híbridos a partir da taxa interna de retorno, considerando os custos com equipamentos (caldeiras, turbinas e trocadores de calor) e custos dos combustíveis (bagaço e gás natural).

- Análise de emissões de CO₂ – Serão calculadas as emissões específicas de CO₂/kWh, a partir das quais será possível mostrar que, além do ganho energético, o aumento de eficiência permitirá a mitigação de emissões de CO₂ relacionadas à energia elétrica gerada na usina.

Para cada caso estudado serão avaliados alguns parâmetros importantes como: consumo de vapor de processo, consumo específico de vapor das turbinas a gás, de contrapressão e condensação, a energia disponibilizada pela combustão do gás natural e sua mistura com o ar de combustão para a caldeira de biomassa.

Além da capacidade de geração de energia elétrica para cumprir as metas estabelecidas nos leilões de venda de energia, é objetivo da presente pesquisa encontrar novas soluções para as usinas sucro-energéticas, torná-las sustentáveis economicamente, com menor consumo e maior capacidade de geração de energia.

1.2. Justificativa e motivação

Durante anos o bagaço de cana-de-açúcar era um grande problema ambiental para o país. A alta produção, para satisfazer o mercado nacional e internacional de açúcar e de álcool (etanol), resultava em pilhas de bagaço de grandes dimensões. Considerada como detrito, esta biomassa era mal aproveitada, sendo incinerada ou enterrada.

A possibilidade de inovação nestes sistemas, utilizando novas configurações termodinâmicas, é uma razão para esta pesquisa. Grandes usinas espalhadas pela Europa utilizam resíduos sólidos e gás natural como combustíveis em ciclos híbridos termodinâmicos com grande eficiência térmica. Viabilizar novos ciclos de funcionamento das usinas brasileiras se dá mediante o desenvolvimento tecnológico das mesmas.

O ganho na geração de energia elétrica a partir dos produtos da cana-de-açúcar é necessário para o desenvolvimento do país. A eletricidade gerada a partir do bagaço da cana-de-açúcar tem, como características fundamentais: (i) sua competitividade em termos de custos, e (ii) a capacidade de completar a demanda energética relativamente ao déficit causado com alterações nos regimes de chuva.

Testes com gás natural e biogás operando nas turbinas poderão ser feitos a partir da conclusão do presente trabalho. Com o avanço tecnológico, a oferta de biogás deverá aumentar e seu retorno financeiro condicionado ao uso. Com os preços voláteis do gás natural, a dependência desse combustível não é benéfica para as usinas. Portanto, há possibilidade de utilização do biogás, posicionando-o como uma alternativa importante no processo.

Isto pode, futuramente: (i) alterar as atuais propostas dos aterros de lixo urbano; (ii) ajudar na regulamentação dos mesmos no Brasil; e (iii) tornar as usinas menos dependentes dos preços dos combustíveis fósseis.

1.3. Aspectos gerais da cogeração do setor sucro-alcooleiro no Brasil

A cana-de-açúcar é composta pelo colmo, as folhas e os ponteiros. O colmo é levado para as usinas e dele é extraída a matéria-prima principal da indústria sucro-alcooleira: o caldo. O bagaço da cana, subproduto deste processo, é a biomassa constituída das fibras moídas da cana-de-açúcar (Neto, 2001).

Os custos de produção desta biomassa no Brasil são relativamente baixos e, com isso, a possibilidade de apresentar resultados viáveis é alta. O relatório elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) em coordenação com o Ministério de Minas e Energia (Resenha Energética Brasileira, 2017), mostra que a relevância da cana-de-açúcar para o país cresceu consideravelmente nos últimos anos. Esta ampliação na produção permite o crescimento da participação da cana na matriz energética brasileira.

Embora haja oscilação no percentual de participação, visto que há de se considerar crescimentos de outras fontes, o país apresenta valores superiores aos estabelecidos para a meta em 2030. O cálculo considera toda a energia disponibilizada no país ao longo de 2016, incluindo eletricidade e combustíveis, a partir de fontes renováveis e não renováveis. A tabela 1 apresenta a oferta de energia elétrica brasileira.

Tabela 1. Oferta de energia elétrica [Ministério de Minas e Energia, 2016].

Especificação	GWh	(%)
Hidráulica	380.911	61,5
Bagaço de cana	35.236	5,7
Eólica	33.489	5,4
Solar	85	0,0014
Outras renováveis	15.805	2,6
Óleo	12.103	2
Gás natural	56.485	9,1
Carvão	17.001	2,7
Nuclear	15.864	2,6
Outras não renováveis	11.920	1,9
Importação	40.795	6,6
Total	619.693	100

Ao analisar a tabela, verifica-se que cerca de 80% da matriz é renovável com uma alta dependência das hidrelétricas. O número, superior aos dos

últimos anos, aponta para um cenário menos dependente de combustíveis fósseis e com maior participação do uso de fontes renováveis, como a biomassa para a geração de energia elétrica.

Há grande sazonalidade na produção de energia elétrica por essa fonte, em virtude da disponibilidade dos combustíveis utilizados. A geração nos últimos anos aumenta à medida que cresce a colheita nas safras. O excesso de bagaço, mais bem administrado, permite a ampliação da geração ao se tornar disponível, em quase sua totalidade, para a geração de vapor nas caldeiras.

Ainda segundo o relatório do Ministério de Minas e Energia a capacidade instalada em usinas térmicas a biomassa no Brasil teve acréscimo de 8.362 MW nos últimos 10 anos. A previsão é de crescimento, não só pelo aumento da produção nas safras, mas também por investimentos no desenvolvimento do setor. Quanto mais eficientes as usinas se tornarem, maior será sua capacidade de geração de vapor, ou seja, maior será a energia elétrica gerada pelos turbogeradores da usina.

Um dos desafios do setor sucro-energético, além de melhorar o processo, é tornar as usinas economicamente viáveis durante todo o ano, visto que só há produção de açúcar durante a safra. À medida que aumenta a eficiência da usina, e conseqüentemente, a disponibilidade de bagaço em períodos além da safra, o setor estará apto a operar com este combustível e gerar energia o ano inteiro.

O estudo apresentado pelo Instituto Nacional de Eficiência Energética, em 2017, mostra que, além do aumento da produção, há o processo de densificação do bagaço e da palha que permitirá estender o suprimento de biomassa por períodos maiores além da safra. A região centro-sul brasileira, maior produtora, poderia gerar mais energia e reduzir a geração termoeletrica a partir de combustíveis fósseis em períodos de menor rendimento das hidrelétricas.

Atualmente usinas brasileiras estão amadurecendo a ideia de queimar a palha de cana. Diante da grande disponibilidade, poderá ser misturada ao bagaço antes de queimar na fornalha. Sua aplicação está em fase de testes

visto que a palha possui elevado teor de cloro, podendo ocasionar problemas com corrosão nas caldeiras.

Aproveitar ao máximo tudo que a cana oferece ao entrar na usina é o cenário perfeito de qualquer unidade produtiva. As usinas sofrem grande influência dos preços do mercado externo do açúcar, além do preço do etanol no mercado interno e fatores climáticos. Essas oscilações dificultam maiores investimentos em otimizações nos processos cujos desperdícios (mal aproveitamento da palha e ineficiências energéticas nos ciclos a vapor) ainda fazem parte do setor.

2. Revisão bibliográfica

Nesta revisão bibliográfica foram abordados os principais trabalhos que abrangem o tema, considerando o tipo de estudo que será realizado e seus parâmetros. Na busca por trabalhos semelhantes a este, foi feita uma revisão dos ciclos híbridos existentes. Entre as formas mais utilizadas, os modelos com gaseificação da biomassa e gás natural são os ciclos híbridos mais encontrados. Configurações com reaquecimento e regeneração, duas características que serão propostas neste trabalho, também são focos dessa revisão. Da mesma forma, trabalhos que estudam os ciclos aplicados a usinas de cana-de-açúcar brasileiras também serão estudados, visto que toda a aplicação do método deverá ser em função das propriedades e funcionamento de uma usina de cana de açúcar.

2.1.Ciclos híbridos

O objeto maior de estudo, os ciclos termodinâmicos híbridos, são estudados desde o século passado. Com o desenvolvimento da tecnologia e com a viabilização econômica, os ciclos híbridos foram implantados nas usinas mais modernas da atualidade, principalmente na Europa.

Muitos autores estudam este tipo de ciclo, que pode ser implantado em diversos formatos. No trabalho de Saran (2010) foi analisado o aproveitamento do gás natural em usinas de cana-de-açúcar brasileiras mediante a inclusão de uma turbina a gás com uma caldeira de recuperação e turbina de condensação. Isto possibilitou a operação da usina na entressafra, permitindo a geração de energia elétrica durante o ano todo. O autor ainda verificou a falta de viabilidade econômica para a instalação do sistema, ao entender que, aumentando o consumo de gás, aumentava-se o custo da geração de eletricidade.

Neto (2001) avaliou a viabilidade técnica e econômica de projetos de geração de energia elétrica utilizando como combustível a biomassa obtida da

cana-de-açúcar. A tecnologia analisada foi de cogeração, integrada a sistemas de gaseificação de biomassa para a produção de gás combustível, com e sem adição de gás natural, conhecida pela sigla BIG/GTCC, originada no inglês Biomass Integrated Gasification Combined Cycle Gas Turbine. A análise econômica foi feita por meio de modelagem baseada nos preços da energia elétrica, do gás natural e da biomassa.

Relativamente às turbinas a gás, o autor afirmou que os aspectos técnicos estão solucionados e que a utilização dos gases de baixo poder calorífico resultantes da gaseificação da biomassa é viável. A dificuldade ainda é obter um gás com menos impurezas físicas ou químicas, e, portanto, os estudos futuros devem se concentrar no processo de gaseificação da biomassa e no gaseificador em si.

Além do bagaço da cana-de-açúcar, biomassa que será utilizada neste trabalho, há diversos estudos de outros autores considerando outras fontes. Uma das mais exploradas é a incineração de resíduos sólidos urbanos. Além de permitir uma redução elevada do seu volume na sua queima, essa fonte de biomassa produz uma quantidade apreciável de calor que pode ser utilizado para gerar vapor nas caldeiras para as caldeiras a vapor (Korobitsyn, 1998). Korobitsyn (1998) mostra que é possível elevar a eficiência do ciclo de Rankine com ciclos híbridos com superaquecimento, reaquecimento e regenerativos. Devido à natureza corrosiva dos gases queimados do lixo, o vapor não deve superar 400°C na caldeira.

O aumento de temperatura pode ser obtido por um superaquecedor externo que aproveite os gases de exaustão da turbina a gás. A figura 1 mostra os casos estudados para superaquecimento, reaquecimento e regenerativo pelo autor.

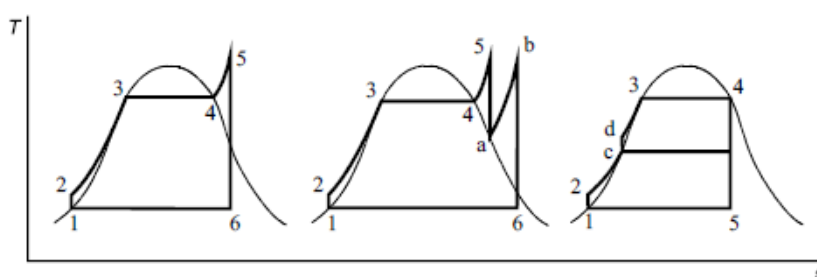


Figura 1. Ciclos de Rankine simples (Korobitsyn, 1998)

Petrov et al. (2002) estudaram diversas configurações híbridas nas quais aproveitam os gases de exaustão de uma turbina a gás para melhorar a eficiência do ciclo de vapor. A Figura 2 mostra o esquema simplificado de uma das configurações híbridas analisada.

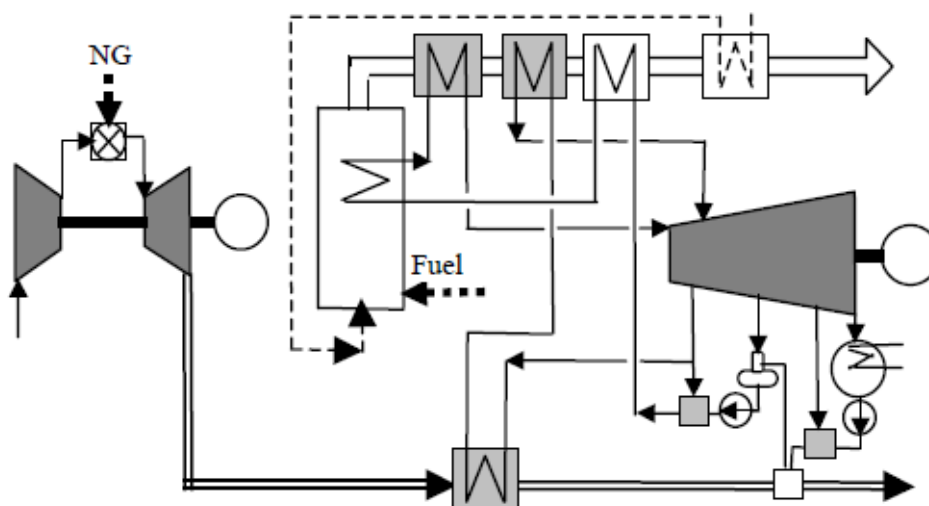


Figura 2. Ciclo híbrido de Petrov et al. (2002)

O ciclo de Petrov et al. (2002) mostra um ciclo combinado híbrido onde o gás de exaustão da turbina a gás é utilizado para reaquecer o vapor e pré-aquecer a água de alimentação do ciclo.

Resultados de diversas configurações com ciclos combinados mostram que há um aumento significativo da eficiência elétrica obtida comparada aos mesmos ciclos com ambos operando de modo independente utilizando apenas um combustível. Em grandes usinas que utilizam carvão no ciclo básico, sua eficiência aumenta, aliada ao aumento da participação do ciclo operado com gás natural (Petrov, 2003).

Wołowicz e Badyda (2015) utilizaram gases de exaustão da turbina a gás para pré-aquecer a água de alimentação, em um ciclo regenerativo para aumentar a eficiência energética do ciclo Rankine. Ao invés de extrair vapor da turbina a vapor para este fim, a energia do ciclo topping permite realizar o pré-aquecimento da água mantendo a quantidade de vapor para a turbina. Esta se

trata de mais uma configuração usada para o ganho de energia nos ciclos bottoming e que será aplicada neste trabalho.

Outro tipo de ciclo combinado foi estudado por Guerreiro Ribeiro e Kimberly (2010) e aprofundados por Guerreiro Ribeiro e Sioen (2014). A pesquisa foi dirigida para melhorar a eficiência de usinas de resíduos sólidos. O estudo consiste no aumento da pressão de vapor na caldeira de biomassa sem que o superaquecimento do vapor na caldeira ultrapasse o limite para evitar a umidade excessiva na saída da turbina de vapor.

O método, que utiliza um trocador de calor externo (SH), aproveita os gases de exaustão de uma turbina a gás (GT) para superaquecer o vapor gerado na caldeira. Portanto, é capaz de ser aplicado em qualquer usina de biomassa, incluindo plantas de cana de açúcar brasileira. A figura 3 ilustra o ciclo adotado.

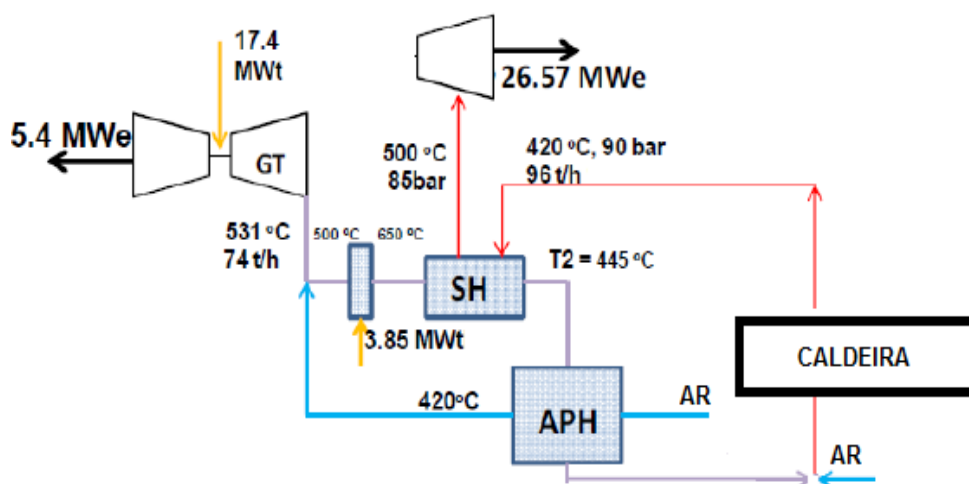


Figura 3. Ciclo otimizado (Guerreiro Ribeiro e Sioen, 2014)

No entanto muitas configurações atualmente têm suas eficiências atreladas a quantidades elevadas de gás natural injetado nas turbinas a gás. Esta dependência se torna um problema, pois as usinas passam a depender dos preços deste combustível (Guerreiro Ribeiro e Sioen, 2014).

Guerreiro Ribeiro et al. (2017) estudaram a participação do gás no ciclo híbrido em usinas de cana-de-açúcar. Com uma análise energética e econômica, mostram o potencial de aplicação do ciclo híbrido com

reaquecimento externo, turbina a gás e preaquecimento da água de alimentação. Concluíram que há viabilidade econômica para este modelo ao se adotar um baixo consumo de gás natural.

Este modelo será adotado como referência para este trabalho, utilizando os conceitos do OCC (Guerreiro Ribeiro e Kimberly, 2010; Guerreiro Ribeiro e Sioen, 2014) para avaliar o potencial de geração de energia elétrica e aumento de eficiência energética da usina.

A utilização de ciclos combinados com gás natural e biomassa apresenta diversas vantagens, como o aumento da eficiência termodinâmica do ciclo e a redução de corrosão nos superaquecedores.

Franco e Giannini (2005) avaliaram diferentes configurações com queima de biomassa e gás natural. Neste estudo os gases de exaustão são inseridos na caldeira, outro arranjo que permite o ganho de energia para a caldeira de recuperação. Com uma análise energética e exergética, os autores também apontam para um aumento de eficiência com a utilização dos ciclos híbridos.

As figuras 4 e 5 mostram os modelos de Franco e Giannini (2005) em que os gases de exaustão da turbina a gás e o gás de combustão da biomassa se encontram em uma caldeira de recuperação para a geração de vapor.

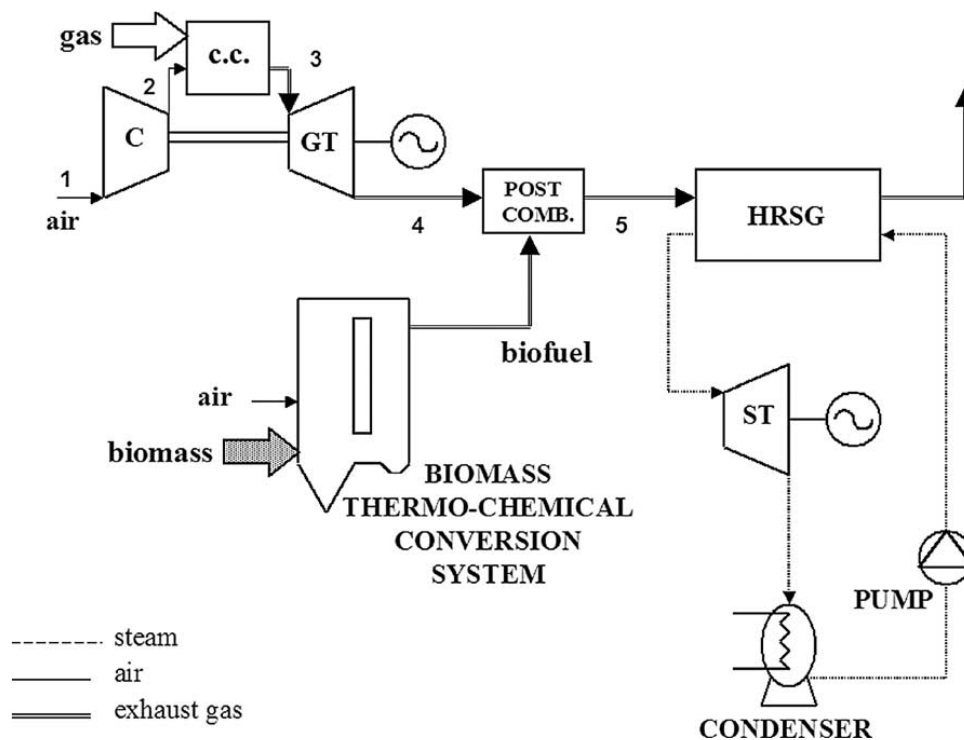


Figura 4. Diagrama do primeiro modelo de Franco e Giannini (2005)

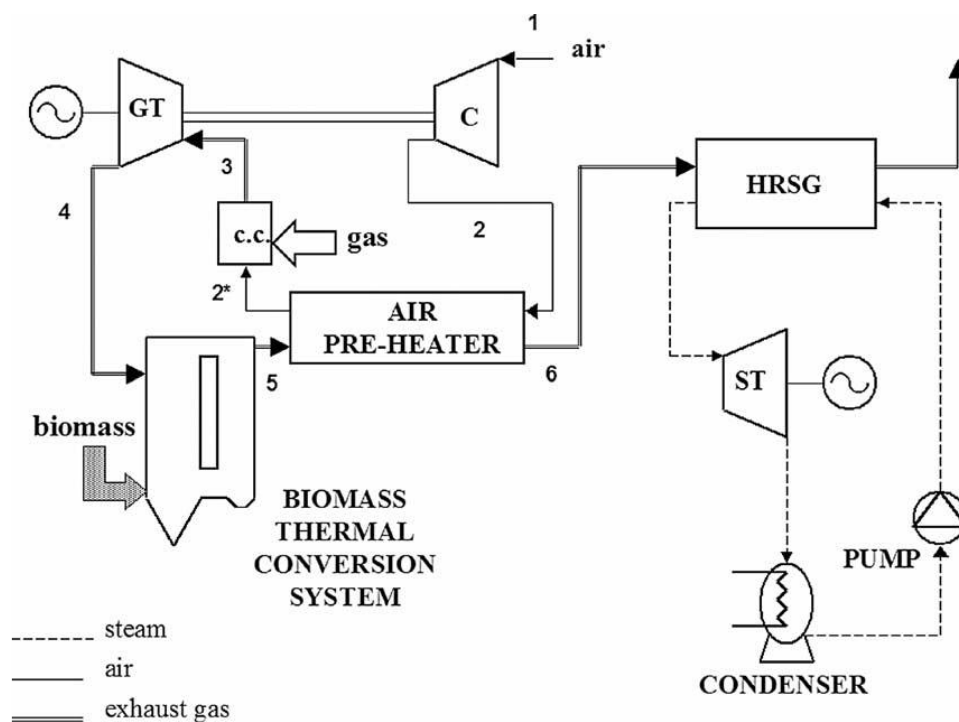


Figura 5. Diagrama do segundo modelo de Franco e Giannini (2005)

Carneiro (2015), em um estudo de caso, analisou a viabilidade termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento de resíduos sólidos urbanos (waste-to-energy). A usina estudada localiza-se em Bilbao na Espanha e com suas características de reaquecimento e pré-aquecimento da água de alimentação externamente, aproxima-se do esquema que será feito neste trabalho. A desvantagem da usina em questão é o alto consumo de gás natural, inviabilizando o projeto economicamente.

A figura 6 ilustra o ciclo adotado na usina de Zabalgarbi estudada por Carneiro (2015). Esta usina opera com 100bar/540°C em um ciclo de vapor de reaquecimento com superaquecimento externo. Apesar de uma grande eficiência termodinâmica, 70% da energia gerada vêm do gás natural.

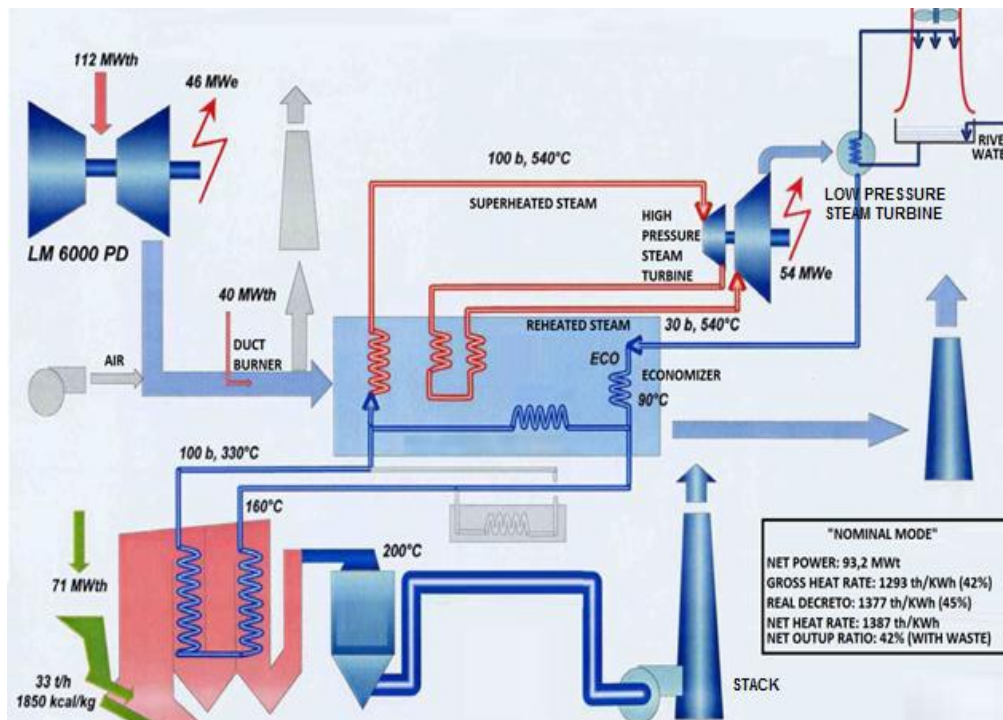


Figura 6. Ciclo híbrido na usina de Zabalgarbi (Carneiro, 2015)

As turbinas a gás são fundamentais na formação do ciclo híbrido. No entanto, há fatores que não podem ser desconsiderados em uma análise termoeconômica. A dependência da turbina a gás para a geração de energia também traz problemas operacionais quando a turbina de gás é colocada em manutenção ou devido ao mau funcionamento (Consonni e Silva, 2007).

Portanto, uma usina híbrida deve ser projetada para manter sua operação na ausência do gás natural ou desligamento das turbinas a gás.

Bohórquez (2007), em outro estudo de caso, apresentou análises energéticas, econômica e ambiental de ciclos Rankine combinados utilizando turbinas a gás. Utilizou dados de uma usina termoeletrica real que queima óleo combustível, operando com um ciclo Rankine com superaquecimento e regeneração.

Sua simulação integrou turbina a gás e caldeira de recuperação com diferentes configurações, tornando a usina híbrida e, em alguns casos, com alta eficiência, mostrando sua viabilidade econômica e ambiental, mesmo queimando combustíveis fósseis.

2.2.Ciclos com reaquecimento e regeneração

Os ciclos com reaquecimento e regeneração são estudados há décadas e praticados em diversas usinas pelo mundo. A forma com que é feito o reaquecimento é o ponto focal deste tópico, assim como para o ciclo regenerativo. Geralmente feito com extrações nas linhas de vapor superaquecido, estudos com aproveitamento de fontes quentes externas têm se tornado frequente em importantes usinas. Buscou-se, na literatura, trabalhos sobre usinas de cana, ou similares, que utilizam o reaquecimento de forma híbrida.

A usina de Amsterdam (Hendrikus e Marcel, 2008), operada com biomassa oriunda de resíduos sólidos gerados na cidade, opera com uma das maiores eficiências energéticas do mundo e segue o ciclo de operação mostrado na Figura 7 abaixo.

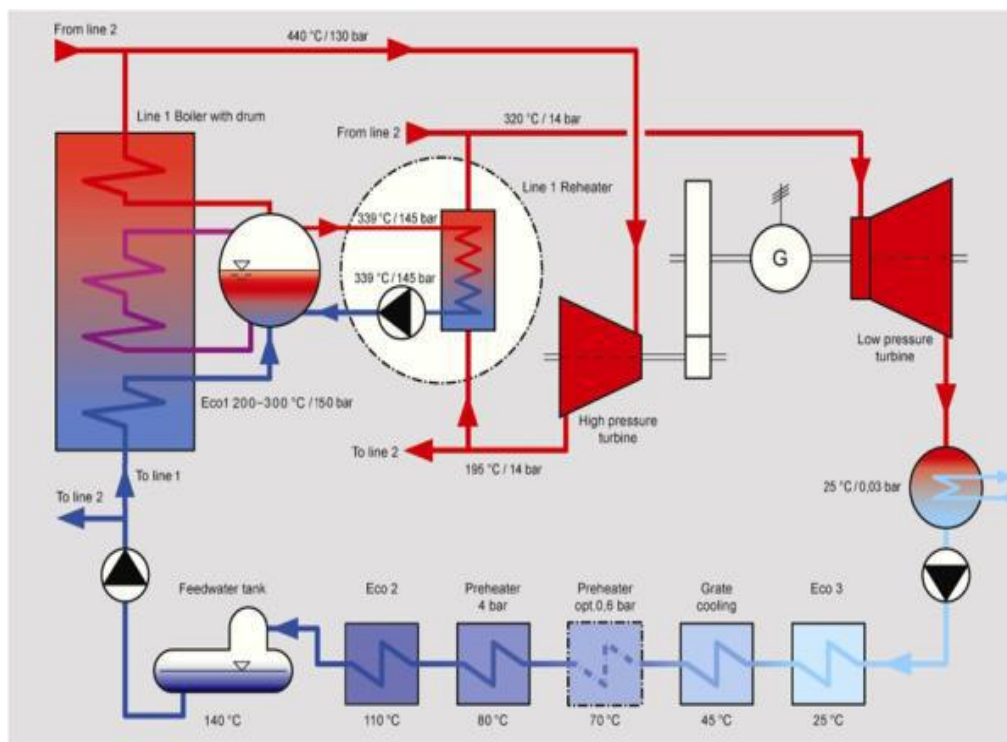


Figura 7. Usina em Amsterdam: 135 bar/445°C(Hendrikus e Marcel, 2008)

Além do reaquecimento, algumas usinas no exterior superaquecem o vapor em trocadores de calor fora da caldeira. O superaquecimento intermediário é uma tecnologia usada em usinas de energia convencionais. A razão para isto é que a corrosão nos tubos que transportam os gases de combustão da caldeira atinge preferencialmente os superaquecedores internos. Para minimizar a tubulação e perdas de carga são localizados perto da turbina (Hendrikus e Marcel, 2008).

Nadir et al. (2016) propuseram uma otimização termoeconômica variando a temperatura dos gases de exaustão de uma turbina a gás com caldeiras de recuperação operando com um, dois ou três diferentes níveis de pressão. A partir da parametrização, considerando principalmente o preço de venda de energia elétrica, taxa de juros e variáveis de projeto da caldeira, percebeu-se que, do ponto de vista termodinâmico, o ciclo de vapor para uma caldeira com 3 níveis de pressão e reaquecimento é a melhor configuração para todos os valores de temperatura de saída dos gases da turbina.

A consequência se mostra na possibilidade de produzir mais vapor, atingindo pressões mais elevadas, possibilitando produzir mais energia. No entanto, considerando o aspecto econômico, o preço da eletricidade influencia menos à medida que decresce a quantidade de níveis de pressão e reaquecimento utilizado nas caldeiras de recuperação.

Lahoda (2006) apresentou algumas usinas de biomassa na Europa que adotaram soluções altamente eficientes por meio de ciclos com reaquecimento. Dentre elas há a usina de Königs-Wusterhausen, usina de biomassa que opera desde 2003 localizada no sul de Berlim com capacidade de 20MW, gerando aproximadamente 160 milhões de MWh por ano, energia suficiente para abastecer 55 mil residências. A usina opera com uma caldeira de leito fluidizado queimando resíduos oriundos da madeira da região, produzindo 64 toneladas de vapor na pressão de 87 bar a 477°C.

Com uma eficiência elétrica da planta em torno de 35%, a usina é provida de alto rendimento no seu sistema de tratamento de gás, com baixíssima emissão, possibilitando poupar 120 mil toneladas de CO₂ por anualmente.

Há, também, a Usina de Simmering em Vienna, uma das maiores usinas de biomassa do mundo, utilizando madeira de floresta e em operação desde 2006. O foco da usina é gerar energia na base, com alta disponibilidade e rendimento a carga plena, produzindo 23,4 MWe no verão e 15,06 MWe no inverno, carga para abastecer 45 mil casas. Além disto, fornece 37,0MWt durante o inverno, gerando energia térmica para 12 mil residências. Para isto a usina consome 23,4 toneladas de madeira por hora.

O aumento da eficiência, devido ao reaquecimento do vapor, permite a planta operar o ano inteiro com uma eficiência global de 83%. Durante o verão, sem a necessidade de vapor de processo, a usina opera com a carga inteira para fornecer vapor para condensação, alcançando 36% de eficiência elétrica. Além disso, permite gerar baixas quantidades de CO₂, evitando o consumo de 32 milhões de metro cúbicos de gás natural ou a queima de 120 mil toneladas de madeira por ano.

Dando continuidade à revisão bibliográfica, não foram observados outros trabalhos com reaquecimento e regeneração em usinas de cana, mediante ciclos híbridos semelhantes ao OCC.

2.3. Usinas de cana com cogeração

Em seguida foi observado como as usinas de cana com cogeração se configuram para a geração de energia elétrica. Os ciclos de cogeração podem ser divididos em duas partes. A parte onde há a utilização de gases de exaustão de alguma máquina térmica, como fonte de calor para outras trocas térmicas após a queima de um combustível é chamada de ciclo topping. A segunda parte, ciclo bottoming, trata do ciclo padrão a vapor, que aproveita os gases de exaustão das máquinas térmicas em caldeiras de recuperação para aumentar a energia térmica do vapor, antes de serem encaminhados para as turbinas.

Sánchez Prieto (2003) realizou estudo de caso analisando a usina de Cruz Alta, localizada no interior do estado de São Paulo. O autor propôs melhorias do sistema de cogeração da usina, considerando o consumo de combustível e, índices de desempenho relacionados a sistemas de cogeração. Realizou um estudo termo econômico levando em conta custos de equipamentos e variações do preço do bagaço, taxas de juros e amortização.

Dentre suas conclusões observou que, em usinas cuja geração de energia é feita por turbina de contrapressão, o consumo e a condição do vapor de processo e a disponibilidade de combustível estão entre os principais parâmetros que influem no projeto para geração de vapor e energia.

Pellegrini et al. (2010) com análises energética, exergética e econômica estudaram a integração dos ciclos Brayton e Rankine através da gaseificação da biomassa da cana-de-açúcar. Propuseram o aproveitamento dos gases em uma caldeira de recuperação gerando vapor para energia elétrica com diferentes pressões.

Os autores compararam usinas operando com ciclos Rankine supercríticos (pressões muito elevadas) com ciclos com gaseificação da

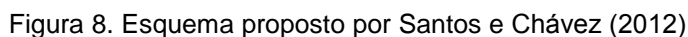
biomassa integrado com turbinas a gás, mostrando que ciclos supercríticos são ótimas alternativas para o futuro das usinas sucro-alcooleiras brasileiras.

Fiomari (2004) realizou análise energética e exergética de usinas sucro-alcooleiras avaliando o desempenho de cinco plantas de potência a vapor que consideram caldeiras de baixa pressão e caldeiras de alta pressão com turbina de extração-condensação e com acionamento mecânico. Baseando-se nas leis da termodinâmica e aplicando alguns índices de desempenho baseados na primeira lei, alguns parâmetros importantes relevantes ao ciclo foram avaliados, tais como: consumo de vapor de processo, consumo específico de vapor das turbinas, e potência elétrica ou mecânica gerada a partir de uma determinada quantidade de bagaço queimado na caldeira.

Observou-se que as turbinas de extração-condensação têm alta eficiência quando comparada com outras turbinas de contra-pressão e de simples estágio. A eficiência da usina é, portanto, sensível à variação da taxa de condensação do vapor produzido.

Larson et al. (2010) apresentaram um estudo de caso de uma usina localizada em Cuba, onde foi mostrado o potencial de aplicação da gaseificação da biomassa da cana-de-açúcar em ciclos combinados. Mediante análise energética e econômica, mostraram a alta viabilidade da implantação do sistema de gaseificação justificada pelo respectivo ganho de eficiência da usina.

Santos e Chávez (2012) também estudaram a combinação de ciclos Bratyon e Rankine através da utilização dos gases de exaustão provenientes da queima da biomassa. Com uma análise energética e exergética, consideraram aspectos geométricos para compreender a influência da configuração das caldeiras nos ciclos combinados. A figura 8 mostra o esquema proposto pelos autores, com múltiplas extrações de vapor da turbina (com grandes dimensões) para o ciclo regenerativo.



Sendo uma tendência para os próximos anos à venda do excedente de energia elétrica, cresce a importância do aumento desta geração a partir do ganho de eficiência dos ciclos termodinâmicos. No entanto, percebe-se, pela breve revisão acima, que não há (no âmbito do conhecimento do autor) usinas de cana que utilizam ciclos híbridos para a cogeração de energia elétrica e vapor.

Alguns autores estudam ciclos híbridos com a aplicação da biomassa mediante sua gaseificação. Sendo um equipamento de alto rendimento termodinâmico (95%) e custo de capital relativamente baixo, as turbinas a gás passaram a ser intensamente utilizadas nos países desenvolvidos para a produção combinada de calor e eletricidade (Zylbersztajn e Coelho, 1999).

Os mesmos autores também concluíram que o rendimento termodinâmico nestes ciclos aumenta significativamente (de 30% em média para até 40%, 45%), devido à utilização dos gases de exaustão da turbina a gás na caldeira de recuperação. Com isso a gaseificação combinada a ciclos a vapor tradicionais se mostra como uma das próximas opções para as usinas.

Rodrigues et al. (2003) propuseram a queima de gás proveniente da gaseificação de biomassas misturado com gás natural em turbinas a gás. Entenderam que, com misturas em torno de 50%, é possível o ganho de eficiência com poucas modificações na turbina a gás.

O uso do ciclo topping com gás vindo da mesma fonte de biomassa do “bottoming” permite a redução do consumo de gás natural do ciclo “topping”, sendo este um tópico importante, visto que uma elevada dependência do gás natural prejudica o retorno econômico das usinas. A figura 9 mostra o esquema adotado pelos autores.

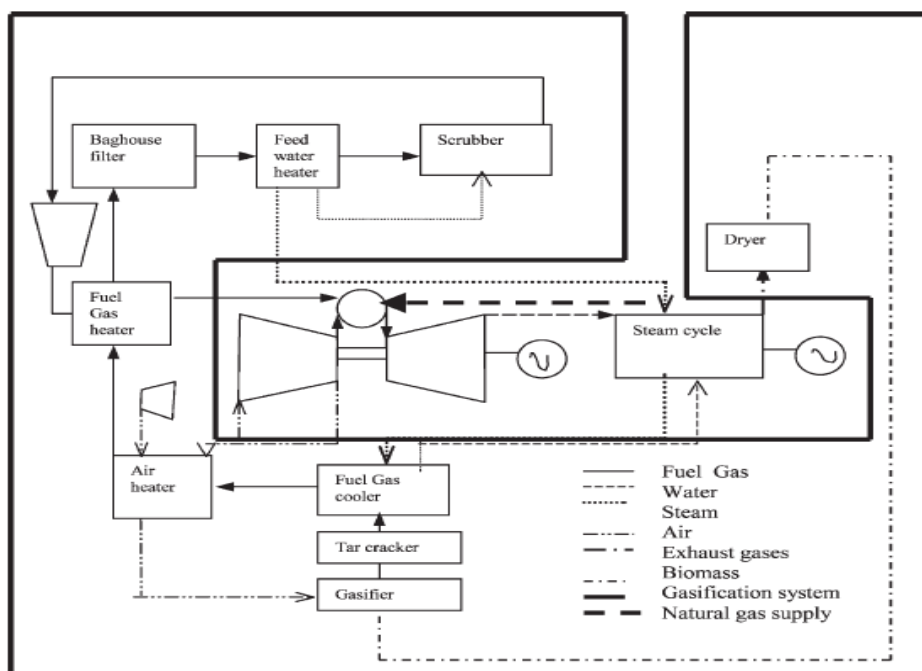


Figura 9. Modelo adotado por Rodrigues et al. (2003)

Pihl et al. (2009) propuseram a integração da biomassa gaseificada em uma usina existente de gás natural, tornando o ciclo mais eficiente que o

original. Parametrizando diversas configurações, com reaquecimento e pré-aquecimento da água de alimentação, observaram, assim como Wołowicz e Badyda (2015), Petrov (2003) e, Guerreiro Ribeiro e Kimberly (2010), que os ciclos híbridos serão sempre mais eficientes que os mesmos ciclos operando de modos independentes.

Pihl et al. (2010) confirmam os trabalhos mencionados no parágrafo anterior e inclui uma análise econômica para verificar a viabilidade dos ciclos híbridos. Para cada caso híbrido estudado, variou o percentual de biomassa e gás natural na usina. Embora mais eficientes, considerando os investimentos maiores em relação a plantas comuns, os híbridos dependem dos preços dos combustíveis e de venda de energia elétrica para se tornarem viáveis.

O conceito do Optimized Combined Cycle (Guerreiro Ribeiro e Kimberly, 2010) não faz uso do recurso da gaseificação. No entanto, necessita de pouca quantidade de gás natural necessários para aumentar a eficiência de combustão na caldeira. Com o OCC, 75% ou mais da energia líquida vem do aumento da eficiência do ciclo, permitindo que o gás natural possa ser substituído por combustíveis que não estão geralmente disponíveis em grandes quantidades, como o biogás. É uma característica importante, uma vez que as plantas de cana de açúcar brasileira podem auferir alguma quantidade de biogás disponível que será mais bem aproveitada.

Como mencionado anteriormente, a exaustão de uma turbina a gás pequena pode não ter a energia térmica necessária para obter todos os benefícios do método. A inclusão do queimador de duto para elevar "artificialmente" a energia térmica misturada aos gases de exaustão da turbina a gás misturada torna o processo mais flexível e simples, visto que o método utiliza baixas quantidades de gás natural nesta queima.

O consumo de gás natural no queimador de duto pode ser reduzido ainda mais com o pré-aquecimento do ar externo através da mistura do gás, após o superaquecimento, com o ar ambiente.

Neste trabalho, considerando-se os ciclos híbridos estudados e aplicando-se o método de OCC (Guerreiro Ribeiro e Kimberly, 2010; Guerreiro Ribeiro e Sioen, 2014), será analisado o potencial do uso destes ciclos nas

usinas de cana-de-açúcar brasileiras, considerando parâmetros, que após esta revisão bibliográfica foram pouco estudados quando aplicados todos na mesma usina simultaneamente.

Tais parâmetros incluem a necessidade de baixo consumo de gás natural ("gas share"). Para tornar o ciclo viável deve-se encontrar um formato em que a quantidade de gás natural no ciclo seja reduzida, para evitar que o aumento de preço do gás influencie negativamente no retorno financeiro. Outro fator será a demanda de vapor de processo variável das usinas em ciclos com reaquecimento e regenerativos.

Concluindo esta revisão bibliográfica, e admitindo as eventuais limitações em verificar todos os trabalhos existentes até hoje, não foram encontrados trabalhos que aplicassem métodos semelhantes ao OCC, para ciclos com reaquecimento e regenerativos em usinas de cana de açúcar.

Em relação a estudos sobre emissões de CO₂ em usinas, há diversas pesquisas sobre emissões em plantas movidas a biomassa com cogeração ou outras fontes. No entanto, visto que não há trabalhos com a aplicação do OCC com as características mencionadas, o estudo sobre a redução de emissões de gases de efeito estufa será outra abordagem original considerada.

A aproximação destas características justifica o objeto deste trabalho, confirmando sua relevância e originalidade. Com o estudo de caso de uma unidade em operação situada no estado de São Paulo, será possível mostrar o ganho de eficiência, com baixa emissão específica de CO_{2eq}/kWh mesmo com desvios do vapor para atender processos da cana e a utilização de um combustível fóssil (gás natural). A lista mostrada na tabela 2 resume esta revisão bibliográfica.

Tabela 2. Resumo da revisão bibliográfica

#	Autor	Ano	País	Ciclos Combinados híbridos	2 ou + Combustíveis	Derivados da Cana-de-açúcar	Análises: Energética + Econômica + Ambiental	Validação: Analítica / numérica	Estudo de Caso	Reaquecimento	Regenerativo	Queima direta sem Gaseificação	Caldeira e Turbina a gás integrados	Mistura de diferentes combustíveis
1	Panchal et al.	2016	Índia			x		x				x		
2	Passolungo et al.	2010	Brasil			x			x					
3	Laroda et al.	2006	Alemanha						x			x		
4	Ribeiro et al.	2017	Brasil	x	x	x			x		x	x		
5	Phl et al.	2009	Suecia	x	x			x			x	x		x
6	Güntürk, M., Öztop, H.	2016	Turquia					x				x		
7	Nadiri et al.	2016	Algeria									x		
8	Wienese, A.	2001	África do sul			x		x				x		
9	Santos & Chavez	2012	Brasil			x						x		
10	Wolowicz & Badyda	2015	Polónia	x	x			x				x		
11	Phl et al.	2010	Suecia	x	x							x		
12	M. Rodrigues et al.	2003	Brasil	x	x	x						x		x
13	Kam et al.	2009	USA											
14	Larson et al.	2010	USA			x			x				x	
15	Holstebz & Silva	2012	Brasil			x						x		
16	Guerra et al.	2014	Brasil			x			x			x		
17	Deshmukh et al.	2013	USA			x							x	
18	Jurado et al.	2003	Espanha											
19	Franco & Casarosa	2002	Itália											
20	Bocci et al.	2007	Itália			x							x	
21	Santos & Chavez	2012	Brasil			x							x	
22	Invernizzi et al.	2007	Itália					x						
23	A. Franco, N. Giannini	2005	Itália	x	x								x	
24	Franco & Russo	2002	Itália											
25	Pellegrini et al.	2010	Brasil			x								
26	Seabra & Macedo	2011	Brasil			x								
27	Dantas et al.	2013	Brasil			x								
28	Khaliqa & Kaushik	2004	Índia											
29	Leitze, A.	2005	Alemanha					x						
30	Petrov & Hunyadi	2002	Portugal	x	x				x					
31	Petrov et al.	2002	USA	x	x			x					x	
32	Petrov et al.	2003	USA	x	x			x					x	
33	Cameiro, L.	2015	Brasil	x	x									
34	Neito	2001	Brasil	x	x	x		x						x
35	Fiomari	2004	Brasil											
36	Prieto	2003	Brasil			x		x						
37	Satrah	2010	Brasil	x	x	x		x						
38	Petrov	2003	Suecia	x	x									
39	Korobitsyn	1998	Holanda	x	x			x						x
40	Bohórquez	2007	Brasil	x	x									x
41	Dantas, D. N.	2010	Brasil			x								
42	Nazrul Islam et al.	2014	Bangladesh											
43	Eboh et al.	2017	Suecia											
44	Saidur et al.	2010	Malásia											
45	Ribeiro & Sioen	2014	Brasil	x	x			x						x
46	Hendrikus & Marcel	2008	USA											
47	Ribeiro & Kimberlin	2010	USA	x	x									
48	Zyberstein & Coelho	1989	Brasil										x	
49	Macedo et al.	2004	Brasil			x								
50	Wright et al.	2010	Reino Unido	x										x
51	Sebastian et al.	2010	Espanha	x										
52	Basu et al.	2010	Canadá	x										x
53	Furado, L.A.	2017	Brasil	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

3. Dados da Usina – Estudo de caso

Neste estudo de caso será apresentada usina real, localizada na cidade de Olímpia, estado de São Paulo. A planta atualmente produz, a partir dos derivados da cana-de-açúcar, o açúcar, etanol e energia elétrica.

3.1. Visão geral da usina

Esta usina tem a capacidade de moagem de 4.200.000 toneladas de cana por ano e é equipada com tecnologia de ponta e equipamentos modernos. Dispõe de alta flexibilidade para produzir açúcar, etanol e energia elétrica. Durante uma visita técnica foi possível definir diversos pré-requisitos para o projeto do ciclo híbrido.

A planta apresenta um ritmo de produção de cana-de-açúcar em torno de 21.000 t/d (875t/h), traduzindo em torno de 260t/h de bagaço com período de safra em torno de 200 dias. Sabe-se que, durante períodos de chuvas ou em casos de problemas técnicos, a moagem e a produção perdem eficiência.

No entanto, para efeito dos cálculos, serão considerados 200 dias efetivos de moagem e produção de vapor. A entressafra dura 120 dias, período quando não há moagem. Porém, devido à demanda da refinaria, há a necessidade de geração de vapor.

O bagaço obtido na usina apresenta boas características para queima. De acordo com a usina, cerca de 30% da cana extraída se torna bagaço útil para a queima. Com um estoque de segurança em torno de 2,0%, utiliza-se todo o restante para a geração de vapor nas caldeiras. A tabela 3 abaixo mostra as características do bagaço.

Tabela 3. Características do bagaço

Total de cana	875 t/h
Bagaço/cana	30 %
Bagaço produzido	260 t/h
Estoque de segurança	2%
Bagaço líquido	254,8 t/h

As características do bagaço seco, equivalente a 46% do bagaço total, foram indicadas pela usina e mostradas na tabela 4.

Tabela 4. Composição do bagaço seco

Componente	(% em peso)
C	48,1
H	6,5
O	43,9
Cinzas	1,5

O bagaço é queimado em quatro caldeiras: uma a 67bar/520°C (C67_520), a segunda a 62bar/480°C (C62_480) e duas caldeiras operando a 22 bar/310°C (C22_310_1 e C22_310_2). Como não há queima de palha, não será considerado nos cálculos o potencial deste produto da cana. Além disso, não havendo consumo na separação de palha, não há gasto de energia elétrica para esta operação.

As linhas de vapor usadas na planta são geradas em três níveis de pressão, sendo suficiente para produzir todo o vapor de processo necessário para a usina e gerar energia em turbinas a vapor de contrapressão, turbinas para acionamentos mecânicos e turbinas de condensação. A figura 10 ilustra o esquema atual da planta.

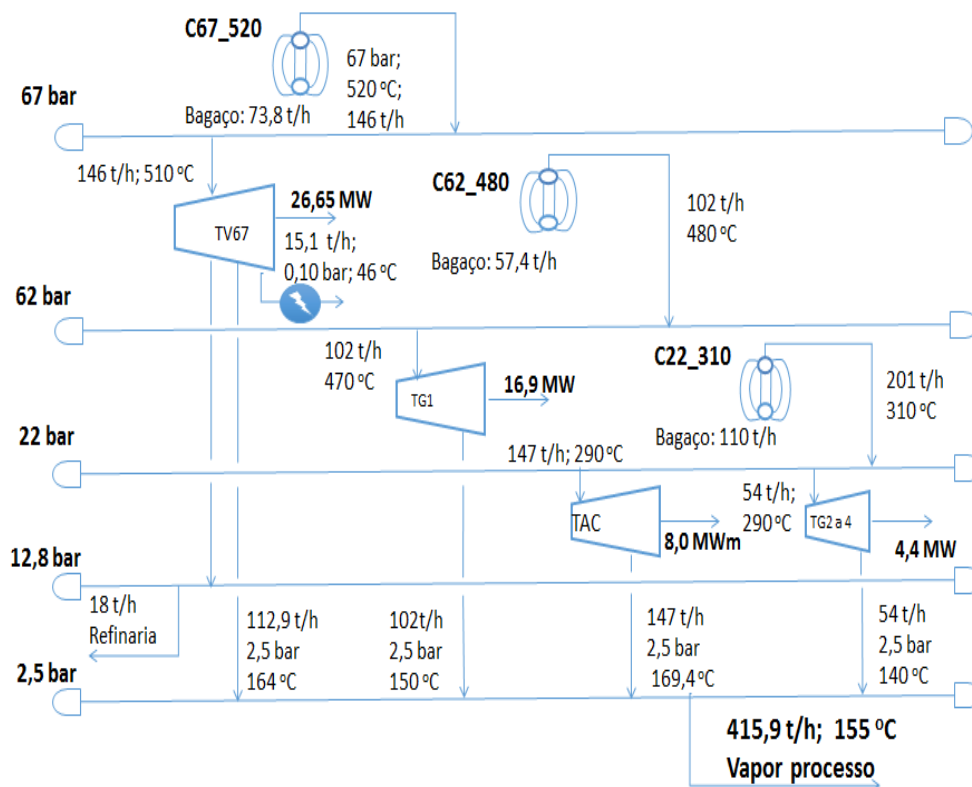


Figura 10. Configuração da usina atual

O vapor a 67 bar passa por uma turbina de condensação (TV67) e gera 26,65MWe com extração de parte do vapor para o processo a 2,5 bar/164°C. O vapor gerado em caldeiras de 22 bar e 62 é utilizado em turbinas de contrapressão para os acionamentos mecânicos necessários para o funcionamento da usina, aproximadamente de 8,0 MWm.

O vapor gerado nas turbinas de contrapressão das caldeiras C22_310 e C62_480 é usado como vapor de processo e gera, no total, aproximadamente 21,3MWe. A planta deve gerar 416 t/h de vapor de processo no mínimo a 130° C. Além disso a usina consome cerca de 23MWe, diminuindo o excedente para a venda.

A produção adicional de 18t/h de vapor de processo decorrente da extração do vapor da C67_520 é usada para absorver as flutuações na demanda da refinaria que podem chegar a 40 t/h gerando, momentaneamente, menos energia na turbina a vapor de 22 bar. Caso não seja utilizado, este vapor adicional de 2,5 bar é condensado. A necessidade de se gerar sempre o dobro da demanda média de vapor para a refinaria acontece também na entressafra.

Neste caso, a usina compra bagaço e gera o vapor em uma das caldeiras de 22 bar.

São duas caldeiras de 22 bar responsáveis por fornecer 150 t/h de vapor para acionamentos mecânicos e energia elétrica para a usina na safra. A figura 11 abaixo ilustra o esquema adotado na usina.

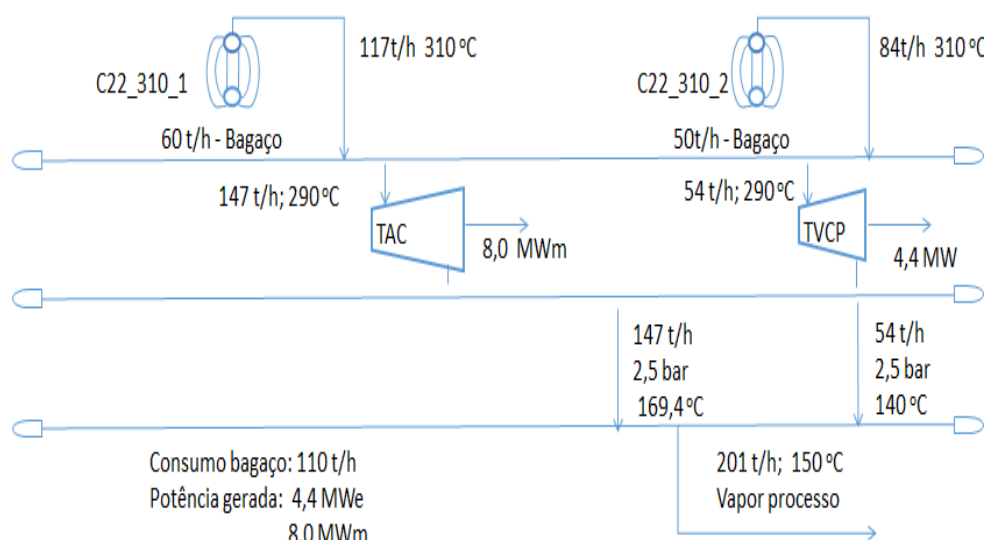


Figura 11. Esquema das caldeiras de 22 bar

Limitada pela quantidade de bagaço disponível para queima, as caldeiras devem operar sempre com capacidade máxima. A eficiência da caldeira é menor quando se esvazia a caldeira, ou seja, ao reduzir a produção, a relação vapor/bagaço produzido também irá reduzir. A tabela 5 apresenta o estado atual das caldeiras.

Tabela 5. Estado atual das Caldeiras na safra

Caldeira	Consumo de combustível [t/h]	Produção de vapor [t/h]
Caldeira 67_520	73,8	146
Caldeira 62_480	57,4	102
Caldeira 22_310_1	60	84
Caldeira 22_310_2	50	117
Total	241,2	449

Durante a entressafra o ciclo do vapor se resume ao ciclo mostrado na figura 12, onde a geração do vapor a 12,8 bar para a área de refino é feita pelas caldeiras a 22 bar. A energia elétrica consumida nesse período é comprada da rede e gira em torno de 4 MWe. A usina deve fornecer vapor para a refinaria durante todos os dias da entressafra.

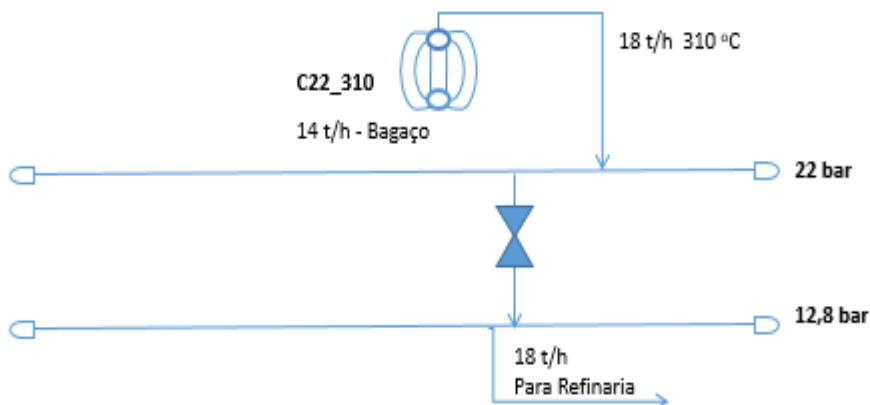


Figura 12. Operação na entressafra

Em resumo, a produção de vapor de processo total na safra é aproximadamente 449 t/h, onde 416 t/h é vapor para o processo, 18 t/h é vapor de média pressão para a refinaria e o restante é condensado, sendo parte do vapor de processo eventualmente reduzido em casos de picos de demanda da refinaria durante a safra. A quantidade de vapor para as turbinas a vapor de condensação é de 15,1 t/h, perfazendo, portanto, o total de 449 t/h de vapor produzido e 47,95MWe gerado.

3.2. Caldeira C67_520

Após visitas à usina foram obtidos os dados termodinâmicos referentes à caldeira C67_520. As principais informações serão descritas neste capítulo e o conteúdo completo no Anexo 1. Para os cálculos da usina foi considerado o consumo total como o consumo real da usina, desprezando possíveis vazamentos e perdas. O bagaço gerado apresenta 54% de umidade e gera 1,5% de cinzas. O PCI é um valor médio, visto que a qualidade do bagaço varia conforme condições climáticas, e de armazenamento. A tabela 6 abaixo mostra as propriedades obtidas da C67_520.

Tabela 6. Parâmetros do gás da C67_520

Umidade	54,00%
Cinzas	1,53%
Poder Calorífico Inferior	6.735 kJ /kg
Temperatura do gás na fornalha	1298 °C
Temperatura de saída do gás	153 °C
Vazão de gás na caldeira	319,7 t/h

Em seguida serão detalhadas as principais informações do vapor motriz da caldeira. A tabela 7 apresenta informações sobre o vapor e condensados.

Tabela 7. Informações sobre o vapor e condensados

Vapor e Condensados	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]
Vapor de Processo	2,5	130	2722,36	7,07
Vapor após Processo	2,5	110	461,42	1,42
Vapor de Média Pressão	22	290	2993,04	6,67
Água de Make-up	5,0	97	407,61	1,27
Retorno de Condensado	5,0	86	361,72	1,14
Vapor para Refinaria	12,8	308	3051,23	7,01
Água Alimentação	73	110	466,54	1,41
Vapor Motriz – TV67	67	520	3462,16	6,88

Os turbogeradores a vapor da usina, conforme mencionado, geram energia elétrica para o consumo próprio da planta, com excedente disponível para exportação. Este excedente é de vital importância econômica para a usina, pois além de manter a autossuficiência, a usina é credenciada a participar de leilões de energia, garantindo uma fonte de receita extra cada vez mais explorada.

No presente cenário são as duas turbinas de contrapressão operando na safra. O ciclo a vapor com turbinas de contrapressão é usado para processos para cogeração, ou seja, o vapor produzido nas caldeiras gera energia elétrica e posteriormente é extraído a uma pressão superior à de

condensação, com o intuito de aproveitar a carga térmica do vapor para outros fins. Este vapor pode acionar as turbinas para acionamentos mecânicos, requisitados para a produção de açúcar e etanol. Após passar pela turbina, este ainda poderá ser aproveitado em outros processos da usina.

Já os ciclos a vapor com turbinas de condensação e extração são capazes de gerar mais energia, através da condensação total ou parcial do vapor ao final da realização do trabalho na turbina. A diferença principal desta em relação à de contrapressão é a existência de um condensador na exaustão da turbina.

A turbina de contrapressão, portanto, apresenta maior flexibilidade para cogeração e a de condensação melhor aplicada para gerar energia elétrica. A tabela 8, a seguir, resume o quadro atual da turbina TV67 da usina.

Tabela 8. Estado atual das turbinas a vapor TV67

TV67	Alta pressão	Baixa pressão	Condensação
Alimentação [t/h]	146	128	15,1
Escape [t/h]	146	112,9	15,1
Extração [t/h]	18	15,1	-
Geração [MWe]	15,14	9,65	1,81

O gerenciamento do vapor de processo na usina passa a ter mais complexidade. Gerar vapor em turbinas de contrapressão, embora necessário para gerar o vapor de processo, não é eficiente, em se tratando de geração de energia elétrica. As turbinas de condensação podem produzir mais energia por condensar o vapor até 0,1 bar, aproximadamente, concorrendo com as turbinas de contrapressão que só expandem o vapor até 2,5 bar.

A demanda de vapor de processo é função da produtividade da cana, que é dependente de fatores como duração e produção da safra, eficiência do processo, preços do açúcar, refinaria, etc.

Há de se ratificar que a fonte de renda primária da usina é oriunda da cana. No entanto esta fonte só existe durante a safra. A entressafra é um dos objetos a ser explorado nessa pesquisa justamente pelo potencial de

aproveitamento do vapor que não será mais demandado pelo processo. As eficiências das turbinas a vapor estão diretamente ligadas à geração da usina. Seus valores, assim como as propriedades termodinâmicas na entrada da TV67 para a operação atual, foram obtidos e apresentados na tabela 9.

Tabela 9. Propriedades termodinâmicas TV67- Entrada

TV67	Eficiência Isentrópica	P[bar]	T [°C]	Título	h_{entrada} [kJ/kg]
Alta pressão	82%	67	520	1	3454,97
Baixa pressão	81%	12,8	308	1	3061,39
Condensação	90%	12,8	154	0,90	2773,78

A eficiência de acionamentos de acordo com a usina, em base mecânica, aponta para 98,5% no redutor e 98,0% no gerador, sendo a eficiência combinada adotada para os cálculos (redutor e gerador) de 96,5%. A tabela 10 apresenta as propriedades termodinâmicas de saída nos turbogeradores.

Os estudos do processo da usina apontam para um consumo médio de energia elétrica no processo durante safra atualmente de 23 MW. Portanto, a partir deste consumo durante toda a safra, o que a usina gera de excedente é disponibilizado para a venda nos leilões de energia.

Tabela 10. Propriedades termodinâmicas - Saída

Turbogerador	P [bar]	T [°C]	h_{ise} [kJ/kg]	h_{saida} [kJ/kg]
Alta pressão	12,8	308	2973,78	3061,39
Baixa pressão	2,5	155	2707,63	2773,07
Condensação	0,1	46	2227,73	2226,56

Uma possibilidade levantada neste estudo foi a proposta para a eletrificação total da planta, ou seja, a substituição das turbinas de acionamento mecânico por turbogeradores mais eficientes. Embora haja perdas na conversão da energia elétrica para mecânica, a demanda de energia elétrica para este processo é menor, ou seja, aumentaria a disponibilidade de vapor para maior geração de energia elétrica para exportação. No entanto esta

alternativa teria que abranger toda a usina contrariando a proposta do trabalho em realizar o mínimo possível de alteração na planta original.

Percebe-se também que as caldeiras operam sob ciclos Rankine simples com contrapressão ou condensação, não havendo reaquecimento e pré-aquecimento da água de alimentação com um ciclo regenerativo. A ausência destas características torna o ciclo ineficiente de modo a produzir menos vapor para a quantidade de bagaço disponível. Além disso, não há consumo de outros combustíveis para a produção de vapor. O diesel, combustível fóssil, é utilizado em outros setores da usina como o de transporte.

Com a tendência das usinas sucro-alcooleiras, incluindo esta, em participar de leilões de energia, aumenta-se a procura por configurações mais eficientes com baixos investimentos. Embora investimentos em caldeiras com vazões e pressões superiores às existentes sejam maiores, o retorno se torna garantido devido ao aumento de eficiência global da caldeira.

Diante da demanda fixa de vapor de processo, o crescente excedente de energia elétrica permitirá o retorno do investimento. A possibilidade de compra de bagaço é viável e, caso haja capacidade de maior geração, a hipótese pode ser considerada.

3.3.Requisitos da Usina

Os estudos, portanto, devem seguir as premissas da usina ao escolher a melhor configuração. Com o modelo matemático a seguir pretende-se obter o melhor resultado em termos de eficiência energética considerando os limites impostos pela usina. Os itens da lista de premissas para o estudo de caso são:

- 1 - Potência elétrica máxima para exportação de 45 MWe devido à limitação atual da linha de transmissão;
- 2 - Consumo de vapor da refinaria de açúcar amorfo todos os dias na safra e entressafra de 18t/h;
- 3 – Necessidade de aproximadamente 416 t/h de vapor consumido no processo das moendas todos os dias da safra;

- 4 - Consumo de vapor para gerar 8,0MW mecânico para as turbinas de acionamento mecânico durante todos os dias da safra;
- 5 - Vapor de processo a 2,5 bar, acima da temperatura de saturação;
- 6 - Manutenção da reserva técnica de bagaço (2,0%);
- 7 - Manter caldeiras de C67_520 (caldeira nova, recentemente adquirida);
- 8 - Indicações para troca das Caldeiras C62_480 e C22_310 bar (operando com pressão reduzida devido a presença de trincas gerando cerca de 30% a menos energia do que o valor de projeto);
- 9 - Flexibilidade para atingir picos de até 10 t/h extra de vapor a 12,8 bar para a Refinaria;
- 10 - Consumo interno de 23MWe na safra e 4MWe na entressafra.

A partir desta lista será simulada uma usina híbrida seguindo o modelo matemático descrito no próximo capítulo.

4. Fundamentos Teóricos

Neste capítulo serão apresentadas as equações do modelo matemático para obter a solução do sistema proposto. O balanço energético dos sistemas e processos térmicos deste trabalho consideram os fundamentos termodinâmicos e suas leis para o cálculo de eficiências dos ciclos e transferência de calor.

Serão apresentadas as equações de balanço de massa e energia dos equipamentos atuantes no sistema híbrido. A ordem de descrição dos equipamentos seguirá o fluxo dos gases provenientes da queima de bagaço na caldeira. Após a descrição do modelo matemático, será mostrada a solução numérica e a validação do modelo.

4.1. Equações gerais para a análise energética

. Nos sistemas e processos térmicos onde variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, a 1ª Lei da Termodinâmica, ou equação de conservação de energia, se resume a:

$$\dot{Q}_{V.C} = \dot{W}_{V.C} + \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (4.1)$$

onde:

h_e : Entalpia específica na entrada do volume de controle [kJ/kg];

h_s : Entalpia específica na saída do volume de controle [kJ/kg];

$\dot{Q}_{V.C}$: Taxa de transferência de calor para o volume de controle [kW];

$\dot{W}_{V.C}$: Potência gerada no volume de controle [kW];

\dot{m}_e : Vazão mássica entrando no volume de controle [kg/s];

\dot{m}_s : Vazão mássica saindo do volume de controle [kg/s];

A quantidade de calor total fornecida no ciclo, a quantidade de calor fornecida pela queima de bagaço e pelo gás natural, a potência gerada pelas

usinas no ciclo híbrido e no caso original são dadas, nesta ordem, pelas equações abaixo.

$$\dot{Q}_H = (PCI_{47} \times \dot{m}_{47}) + \dot{Q}_{74} + \dot{Q}_{76} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{47} = (PCI_{47} \times \dot{m}_{47}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{GN} = \dot{Q}_{74} + \dot{Q}_{76} \quad (4.4)$$

$$P_{CH} = W_e^{TVCD} + W_e^{GT} + W_e^{TVCP} \quad (4.5)$$

$$P_r = W_e^{TVCD} + W_e^{TVCP} \quad (4.6)$$

Onde:

\dot{Q}_H - Quantidade de calor total fornecida ao ciclo [MW_t];

\dot{Q}_{47} - Quantidade de calor total fornecida ao ciclo pelo bagaço [MW_t];

PCI_{47} - Poder calorífico inferior do bagaço [kJ/kg];

\dot{Q}_{GN} - Quantidade de calor total fornecido pelo gás natural [MW_t];

\dot{Q}_{74} - Calor fornecido pelo gás inserido na turbina a gás [MW_t];

\dot{Q}_{76} - Calor fornecido pelo gás inserido no queimador de duto [MW_t];

W_e^{TVCD} - Energia gerada na turbina de condensação [MW_e];

W_e^{TG} - Energia gerada na turbina a gás natural [MW_e];

W_e^{TVCP} - Energia gerada na turbina de contrapressão [MW_e];

P_{CH} - Energia total gerada no ciclo híbrido [MW_e];

P_R - Energia total gerada no ciclo real [MW_e].

A eficiência energética bruta para o ciclo híbrido e o ciclo real é dada pelas equações (4.7) e (4.8).

$$\eta_{CH} = \frac{P_{CH}}{\dot{Q}_H} \quad (4.7)$$

$$\eta_R = \frac{P_R}{\dot{Q}_{47}} \quad (4.8)$$

A potência elétrica excedente, portanto, é a diferença entre o caso real e o novo ciclo híbrido simulado, dada pela equação (4.9):

$$P_E = P_{CH} - P_R \quad (4.9)$$

O cálculo para obter a eficiência de ciclos termodinâmicos híbridos foi estudado por alguns autores como Korobtsyn (1998) e Petrov et al. (2002). Para a melhor análise da contribuição do gás natural na usina é fundamental que haja as parcelas de eficiência do ciclo bottoming movido a bagaço (η_{BG}) e a eficiência do ciclo topping movido a gás natural (η_{NG}). Seguem, respectivamente, ambas as equações propostas:

$$\eta_{BG} = \frac{W_{ST}}{(\dot{Q}_{47} + \dot{Q}_{74} \cdot (1 - \eta_{TG}) + \dot{Q}_{76})} \quad (4.10)$$

$$\eta_{NG} = \frac{W_{74} + (\dot{Q}_{GN} - W_{74}) \cdot \eta_{BG}}{(\dot{Q}_{GN})} \quad (4.11)$$

Onde:

\dot{W}_{ST} – Energia elétrica total gerada nas turbinas a vapor [MW_e];

\dot{W}_{74} – Energia elétrica total gerada na turbina a gás [MW_e];

η_{TG} – Eficiência da turbina a gás em ciclo aberto.

O calor inserido a mais no ciclo, decorrente da implantação do ciclo híbrido, é dado pela equação 4.4. Este valor tem sua importância para avaliar o percentual de participação do gás natural no processo em relação ao total inserido no sistema e, com isso, entender as flutuações dos custos do ciclo no caso de variações no preço do gás, já que com percentuais maiores, aumenta-se a influência do gás na usina. A equação (4.12) apresenta o percentual de participação do gás natural.

$$\alpha_{ng} = \frac{\dot{Q}_{GN}}{\dot{Q}_H} \quad (4.12)$$

A partir da definição das equações termodinâmicas, aplicam-se conceitos de transferência de calor no modelo. Cada trocador de calor do sistema será dimensionado a partir do produto entre o coeficiente global de transferência de calor de cada equipamento e sua área (condutância térmica). Por simplificação do modelo, os trocadores utilizados no ciclo terão seus escoamentos contracorrente. As equações a seguir mostram:

$$\dot{Q}_{TC} = \frac{(U.A)(\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.13)$$

$$\Delta T_a = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (4.14)$$

$$\Delta T_b = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (4.15)$$

onde:

\dot{Q}_{TC} - Taxa de transferência de calor do trocador de calor [kW];

U - Coeficiente global de transferência de calor [kW/m²°C];

A - Área para transferência de calor [m²].

$T_{q,e}$ - Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor [°C];

$T_{f,s}$ - Temperatura do fluido frio na saída do trocador de calor [°C];

$T_{q,s}$ - Temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor [°C];

$T_{f,e}$ - Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor [°C];

4.2. Modelo termodinâmico da caldeira

Relativamente ao modelo adotado, cada equipamento do sistema terá seu volume de controle analisado. Para a caldeira, de modo geral, é considerado um regime permanente, sem variação de massa interna do volume de controle, ou seja, apenas o fluxo de massa que entra e sai são considerados. A Figura 13 abaixo mostra o volume de controle da caldeira considerado:

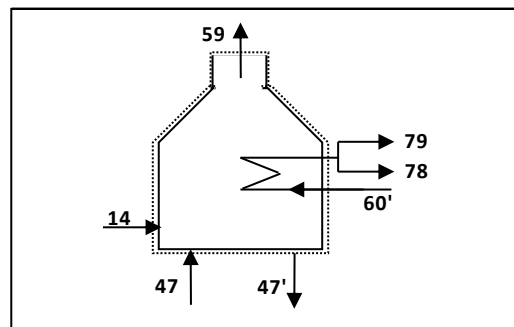


Figura 13. Volume de controle da Caldeira

Resumidamente, admitindo apenas a caldeira como o volume de controle, os balanços de massa para o vapor e o gás são, respectivamente:

$$\dot{m}_{60'} = \dot{m}_{79} + \dot{m}_{78} \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{47} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{59} + \dot{m}_{47r} \quad (4.17)$$

onde:

\dot{m}_{60r} - Vazão mássica de água de alimentação entrando na caldeira [kg/s];

\dot{m}_{47} - Vazão mássica de bagaço entrando na caldeira [kg/s];

\dot{m}_{14} - Vazão mássica de ar de combustão entrando na caldeira [kg/s];

\dot{m}_{79} - Vazão mássica de vapor produzido saindo da caldeira [kg/s];

\dot{m}_{78} - Vazão mássica de água de blowdown saindo da caldeira [kg/s];

\dot{m}_{47r} - Cinzas geradas na combustão saindo da caldeira [kg/s].

\dot{m}_{59} - Vazão mássica de gás saindo da caldeira [kg/s].

Em seguida serão apresentadas as equações para o modelo da caldeira e equipamentos adjacentes. Cada ponto representa o estado termodinâmico do fluido na respectiva localização e será detalhado nos tópicos a seguir. A figura 14 a seguir apresenta o modelo completo da caldeira e todo o sistema híbrido que será descrito e simulado:

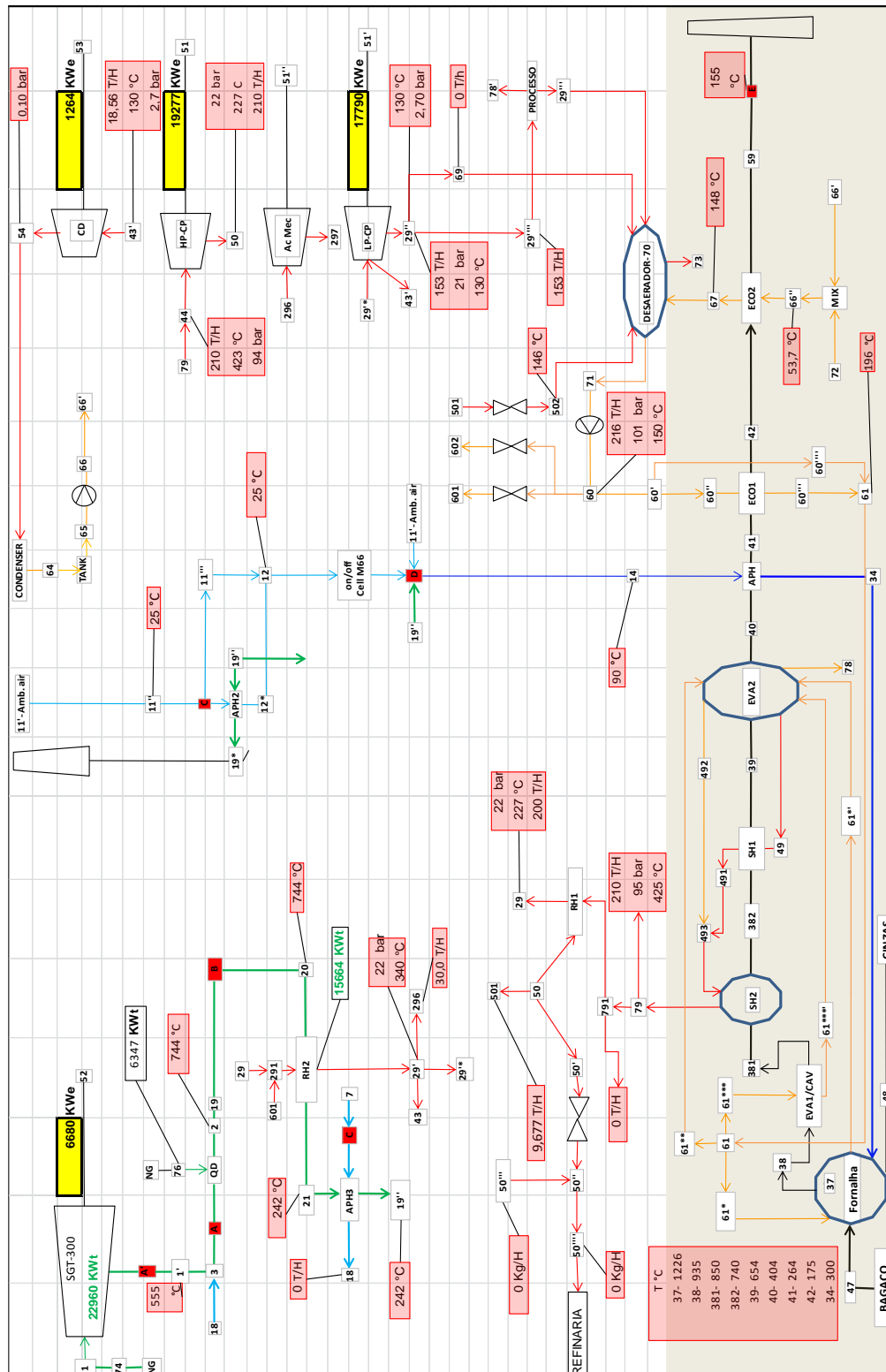


Figura 14. Esquema da caldeira completa no simulador

A ordem do detalhamento dos trocadores de calor será, conforme mencionado, no sentido do fluxo dos gases da caldeira, iniciando-se com a injeção de combustível (bagaço de cana) na fornalha. O gás gerado na queima passará pelo evaporador 1, depois pelo superaquecedor 2, superaquecedor 1,

evaporador 2, pré-aquecedor de ar, economizadores 1 e 2 até ser eliminado na chaminé (linha 59).

4.2.1. Fornalha

Para a queima de bagaço na fornalha define-se o volume de controle utilizado para o balanço de massa e energia. A figura 15 apresenta o esquema utilizado para fornalha da caldeira:

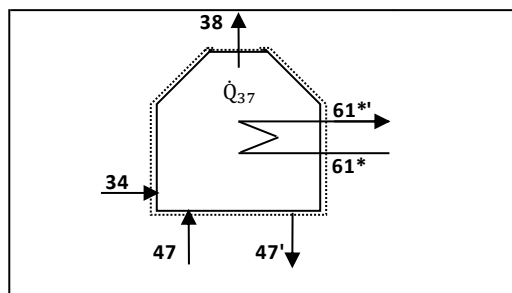


Figura 15. Esquema para a Fornalha

As equações a seguir apresentam os balanços de massa da água e do gás, respectivamente:

$$\dot{m}_{61*} = \dot{m}_{61*'}$$

(4.18)

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{14}$$

(4.19)

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{47} + \dot{m}_{34} - \dot{m}_{47'}$$

(4.20)

onde:

$\dot{m}_{61*'}$ - Vazão mássica de água de alimentação saindo do volume de controle da fornalha [kg/s];

\dot{m}_{37} - Vazão mássica de gás no volume de controle da fornalha [kg/s];

\dot{m}_{34} - Vazão mássica de ar de combustão no volume de controle da fornalha [kg/s].

Parte da água que sai do economizador (\dot{m}_{61*}) passa pela fornalha, um controle de segurança nas caldeiras, necessário para evitar possíveis temperaturas extremas na fornalha e demais equipamentos. Após passar pela fornalha, a água saturada se dirige ao EVA2. Outra parte (\dot{m}_{61***}) segue em

direção ao evaporador 1 (EVA1), onde sairá saturado antes de seguir também para o EVA2. A figura 16 apresenta o fluxo após o ECO1.

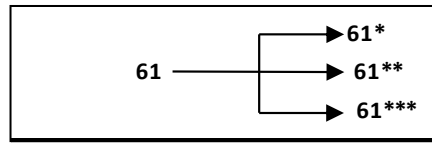


Figura 16. Divisão do fluxo após ECO1

A equação a seguir mostra divisão da vazão de água após o ECO1:

$$\dot{m}_{61} = \dot{m}_{61*} + \dot{m}_{61**} + \dot{m}_{61***} \quad (4.21)$$

\dot{m}_{61} - Vazão mássica de água subresfriada na saída do ECO1 [kg/s];

\dot{m}_{61*} - Vazão mássica de água subresfriada na saída do ECO1 para a FORNALHA [kg/s];

\dot{m}_{61**} - Vazão mássica de água subresfriada na saída do ECO1 para o EVA1 [kg/s];

\dot{m}_{61***} - Vazão mássica de água subresfriada na saída do ECO1 para o EVA2 [kg/s].

É importante frisar que a vazão de gás na caldeira, após a combustão e eliminadas as cinzas, por conservação de massa, se manterá constante até sua saída na chaminé, ou seja, após a combustão do bagaço não há variação do fluxo até sua saída e por simplificação do modelo não haverá perdas de carga no lado deste gás. Portanto, o modelo irá respeitar a seguinte condição:

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38} = \dot{m}_{381} = \dot{m}_{382} = \dot{m}_{39} = \dot{m}_{40} = \dot{m}_{41} = \dot{m}_{42} = \dot{m}_{59} \quad (4.22)$$

\dot{m}_{38} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle da fornalha [kg/s];

\dot{m}_{381} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do EVA1 [kg/s];

\dot{m}_{382} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do SH2 [kg/s];

\dot{m}_{39} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do SH1 [kg/s];

\dot{m}_{40} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do EVA2 [kg/s];

\dot{m}_{41} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do APH [kg/s];

\dot{m}_{42} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do ECO1 [kg/s];

\dot{m}_{59} - Vazão mássica de gás saindo do volume de controle do ECO2 para a chaminé [kg/s].

A temperatura do gás será obtida após obter-se a entalpia do gás na saída de cada trocador de calor da caldeira, utilizando a equação 4.23 (Kitto e Stultz, 2005).

$$h = 2,36. (aT_F^2 + bT_F + c) \quad (4.23)$$

onde:

h - Entalpia específica do componente [kJ/kg];

T_F – Temperatura do componente [°F].

Com a equação (4.23) relaciona-se a temperatura dos gases com a entalpia obtendo todas as temperaturas após cada troca de calor dos gases no sistema. Os coeficientes a , b e c são extraídos da tabela 1 do Anexo 1, para cada componente do gás.

Nos cálculos será considerado um percentual de possíveis perdas por bagaço não queimado na fornalha, ou seja, a massa de bagaço disponível na combustão será:

$$\dot{m}_{47} = \dot{m}_{BG} - \dot{m}_R \quad (4.24)$$

Onde:

\dot{m}_{BG} - Vazão mássica de bagaço gerada pela cana [kg/s];

\dot{m}_R - Vazão mássica de bagaço perdida por bagaço não queimado [kg/s].

A massa de bagaço de cana é obtida através do percentual de bagaço fornecido pela cana-de-açúcar, descontando a parte para reserva técnica, seguindo a equação abaixo:

$$\dot{m}_{BG} = \dot{m}_{CANA} \cdot \phi_{BG} \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_{CANA} = \dot{m}_T - \dot{m}_{RES} \quad (4.26)$$

Onde:

\dot{m}_T - Total de cana de açúcar produzida na usina [kg/s];

$\dot{m}_{CAN A}$ - Vazão mássica de cana disponível [kg/s];

ϕ_{BG} - Percentual de bagaço fornecido pela cana de açúcar;

\dot{m}_{RES} - Vazão mássica de cana para a reserva técnica [kg/s].

Sabe-se que o calor disponível para a caldeira é a soma da energia disponibilizada na queima do bagaço com o ar de combustão, desprezando a energia relacionada às cinzas geradas na combustão e um percentual de perdas na fornalha, dada pela equação a seguir:

$$\dot{Q}_{37} = \dot{m}_{37} \cdot h_{37} = \dot{m}_{47} \cdot PCI_{BG} \cdot (1 - \phi_{FORNALHA}) + \dot{m}_{34} h_{34} \quad (4.27)$$

Onde:

h_{37} - Entalpia específica do gás após a queima [kJ/kg];

$\phi_{FORNALHA}$ - Percentual de perda na fornalha;

h_{34} - Entalpia específica do ar de combustão [kJ/kg].

A caldeira considerada opera com excesso de ar de combustão. Este será estimado posteriormente. O poder calorífico inferior deverá ser calculado ou obtido. Este é de fato a energia utilizada no modelo durante a queima do combustível. Com valores maiores é possível aumentar a quantidade de calor disponível na caldeira.

Após a análise energética da caldeira C67_520, o PCI pode ser calculado sabendo-se a quantidade de bagaço e ar de combustão queimada por unidade de tempo usado para produzir o vapor nas características fornecidas. Em outras palavras, conhecidos a quantidade de calor inserida, a eficiência da caldeira, o estado termodinâmico da água e do gás na entrada e saída da caldeira, chega-se à estimativa do PCI. A equação abaixo mostra:

$$\eta_{CAL} = \frac{\dot{m}_{79}(h_{79} - h_{60f})}{\dot{m}_{BG} \cdot PCI_{BG}} \quad (4.28)$$

Onde:

h_{79} - Entalpia específica do vapor na saída da caldeira [kJ/kg];

h_{60r} - Entalpia específica da água de alimentação [kJ/kg];

η_{CAL} - Eficiência da caldeira.

A segunda forma para obter o PCI é consequência da redução do poder calorífico superior ao ceder energia para a evaporação da água formada pelo hidrogênio na base seca, dada pela equação a seguir:

$$PCI_{BG} = PCS_{BG} - h_{eva}^{water} \quad (4.29)$$

Para calcular o poder calorífico superior do combustível, em MJ/kg, temos a equação abaixo (Munir et al., 2009) considerando a composição do bagaço disponível na usina:

$$PCS_{BG} = 0.3491\%_C + 1.1783\%_H + 0.1005\%_S - 0.0151\%_N - 0.1034\%_O - 0.0211\%_{CINZAS} \quad (4.30)$$

Onde h_{eva}^{water} é a entalpia de evaporação da água formada pelo hidrogênio na base seca.

A temperatura do gás na fornalha T_{37} é a temperatura máxima dos gases após a combustão. O gás cede calor por radiação e convecção. Sua temperatura antes de entrar no primeiro evaporador (EVA1) é obtida em função da disponibilidade de transferência de calor por convecção (\dot{Q}_{38}). Para obter esse valor utilizam-se as equações a seguir:

$$\dot{Q}_{37} = \dot{Q}_{38} + \dot{Q}_{rad} \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{38} = \dot{m}_{38} \cdot h_{38} \quad (4.32)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{61*} (h_{61*'} - h_{61*}) \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \cdot A \cdot F \cdot (T_{37}^4 - T_{49}^4) \quad (4.34)$$

Onde:

h_{38} - Entalpia específica do gás após perdas por radiação [kJ/kg];

$h_{61*'} -$ Entalpia específica do líquido saturado após passar pela fornalha [kJ/kg];

h_{61*} - Entalpia específica do líquido após ECO1 para a fornalha [kJ/kg];

T_{37} - Temperatura máxima do gás na fornalha [°C];

T_{49} - Temperatura de saturação do líquido [°C];

A - Área da superfície [m²];

F - Fator de forma;

σ - Constante de Stefan-Boltzmann [W/m².K⁴].

Como controle de segurança para evitar temperaturas extremas na parede, certa quantidade de água passará na fornalha. Após a combustão do bagaço na fornalha da caldeira o gás se encaminha para o EVA1.

4.2.2.Evaporador 1

A equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle para o EVA1 é dado na equação a seguir. O gás (38) ao entrar no EVA1 cede calor a água (61***') e segue para o SH2. O líquido saturado dirige-se ao EVA2 (61***').

$$\dot{m}_{61***} = \dot{m}_{61***'} \quad (4.35)$$

A figura 17 abaixo ilustra o evaporador 1.

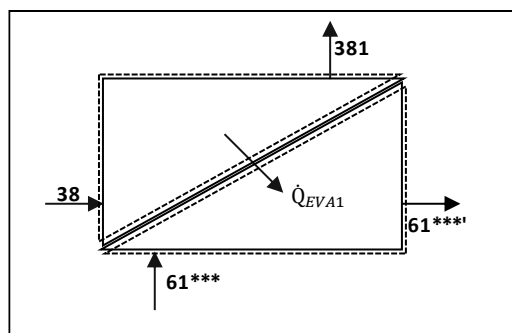


Figura 17: Evaporador 1

A equação para o balanço de energia é dada por:

$$\dot{Q}_{EVA1} = \dot{m}_{61***}(h_{61***'} - h_{61***}) \quad (4.36)$$

$$\dot{Q}_{EVA1} = \dot{m}_{381}(h_{38} - h_{381}) \quad (4.37)$$

Onde:

$h_{61***'}$ - Entalpia específica da água saturada na saída do EVA1 [kJ/kg];

h_{38} - Entalpia específica do gás na entrada do EVA1 [kJ/kg];

h_{381} - Entalpia específica do gás na saída do EVA1 [kJ/kg].

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado a partir das equações abaixo:

$$\dot{Q}_{EVA1} = \frac{(U.A)_{EVA1} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.38)$$

$$\Delta T_a = T_{38} - T_{61***} \quad (4.39)$$

$$\Delta T_b = T_{381} - T_{61***} \quad (4.40)$$

Onde:

T_{38} - Temperatura do gás na entrada do EVA1 [°C];

T_{381} - Temperatura do gás na saída do EVA1 [°C];

T_{61***} - Temperatura da água na entrada do EVA1 [°C];

T_{61***} - Temperatura da água na saída do EVA1 [°C];

4.2.3. Superaquecedor 2

A caldeira possui dois superaquecedores e superaquece o vapor de maneira controlada e parcial. Este controle será feito mediante a injeção de água saturada (spray), após a saída do vapor no superaquecedor 1 (SH1). O gás que sai do EVA1 segue primeiro pelo SH2, onde fornece calor para o vapor superaquecer até a temperatura final de saída do vapor da caldeira. A figura 18 abaixo ilustra o superaquecedor 2.

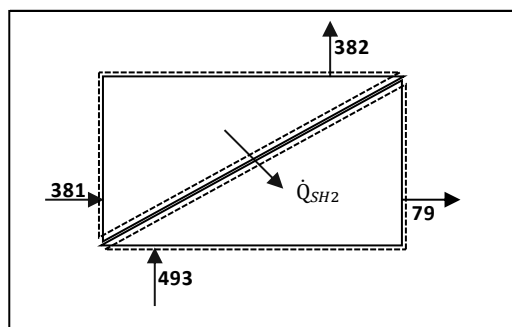


Figura 18: Superaquecedor 2

A equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle do SH2 é:

$$\dot{m}_{493} = \dot{m}_{79} \quad (4.41)$$

$$\dot{m}_{493} = \dot{m}_{492} + \dot{m}_{491} \quad (4.42)$$

Onde:

\dot{m}_{79} - Vazão mássica de vapor na saída do SH2 [kg/s];

\dot{m}_{493} - Vazão mássica de vapor após mistura com spray [kg/s];

\dot{m}_{491} - Vazão mássica de vapor após SH1 [kg/s];

A transferência de calor entre o gás e o vapor é dada segundo a equação (4.43). Para determinar a entalpia do vapor na entrada, após mistura do vapor produzido no SH1 com o spray de controle, temos as equações:

$$\dot{m}_{493}h_{493} = \dot{m}_{492}h_{492} + \dot{m}_{491}h_{491} \quad (4.43)$$

$$\dot{Q}_{SH2} = \dot{m}_{493}(h_{79} - h_{493}) \quad (4.44)$$

$$\dot{Q}_{SH2} = \dot{m}_{382}(h_{381} - h_{382}) \quad (4.45)$$

Onde:

h_{491} - Entalpia específica do vapor na saída do SH1 [kJ/kg];

h_{492} - Entalpia específica do spray na saída do EVA2 [kJ/kg];

h_{493} - Entalpia específica do vapor na entrada do SH2 [kJ/kg];

h_{79} - Entalpia específica do vapor na saída da caldeira [kJ/kg];

h_{381} - Entalpia específica do gás na entrada do SH2 [kJ/kg];

h_{382} - Entalpia específica do gás saída do SH2 [kJ/kg];

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através das equações abaixo.

$$\dot{Q}_{SH2} = \frac{(U.A)_{SH2} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.46)$$

$$\Delta T_a = T_{381} - T_{79} \quad (4.47)$$

$$\Delta T_b = T_{382} - T_{493} \quad (4.48)$$

Onde:

T_{381} - Temperatura do gás na entrada do SH2 [°C];

T_{382} - Temperatura do gás na saída do SH2 [°C];

T_{493} - Temperatura da água na entrada do SH2 [°C];

T_{79} - Temperatura da água na saída do SH2 [°C].

4.2.4. Superaquecedor 1

O gás que passa pelo SH2 segue para o SH1, onde é feito o primeiro superaquecimento do vapor saturado, vindo do EVA2 (h_{49}). A equação a seguir mostra a equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle do SH1:

$$\dot{m}_{49} = \dot{m}_{491} \quad (4.49)$$

A figura 19 abaixo ilustra o esquema do SH1.

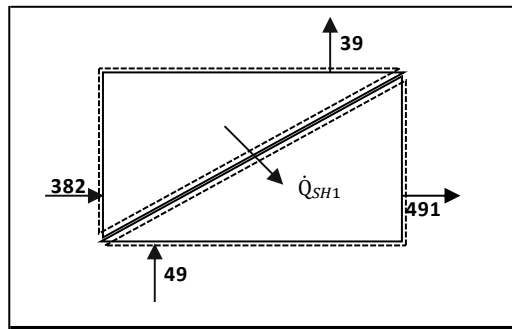


Figura 19. Superaquecedor 1

A equação para a transferência de calor entre o gás e o vapor é:

$$\dot{Q}_{SH1} = \dot{m}_{49}(h_{491} - h_{49}) \quad (4.50)$$

$$\dot{Q}_{SH1} = \dot{m}_{39}(h_{382} - h_{39}) \quad (4.51)$$

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através das equações abaixo

$$Q_{SH1} = \frac{(U.A)_{SH1}(\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.52)$$

$$\Delta T_a = T_{382} - T_{491} \quad (4.53)$$

$$\Delta T_b = T_{39} - T_{49} \quad (4.54)$$

Onde:

T_{382} - Temperatura do gás na entrada do SH1 [°C];

T_{39} - Temperatura do gás na saída do SH1 [°C];

T_{49} - Temperatura da água na entrada do SH1 [°C];

T_{491} - Temperatura da água na saída do SH1 [°C];

4.2.5.Evaporador 2

O segundo e principal evaporador da caldeira, o EVA2 garante que toda água colocada na caldeira saia dela saturada antes de entrar no SH1. O gás, após transferir calor no EVA2, segue para o APH. A figura 20 abaixo ilustra o evaporador 2.

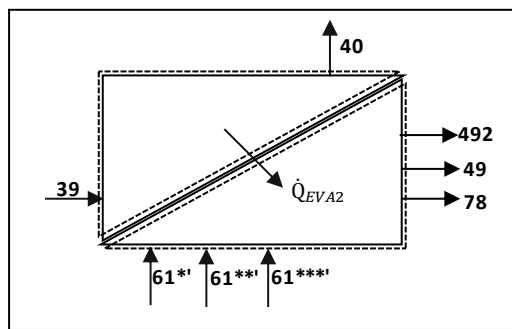


Figura 20. Evaporador 2

A equação abaixo apresenta o balanço de massa no volume de controle do EVA2:

$$\dot{m}_{61*} + \dot{m}_{61**} + \dot{m}_{61***} = \dot{m}_{78} + \dot{m}_{49} + \dot{m}_{492} \quad (4.55)$$

Onde:

\dot{m}_{49} - Vazão mássica de vapor na saída do EVA2 para o SH1 [kg/s];

\dot{m}_{492} - Vazão mássica de spray na saída do EVA2 [kg/s];

\dot{m}_{78} - Vazão mássica de blowdown na saída do EVA2 [kg/s].

O ponto 78 representa um percentual de água perdida no processo, conhecido como “blowdown”. Trata se da quantidade de água com acúmulo de impurezas devido a tratamentos químicos e sua liberação é essencial para

prevenir concentrações de elementos que possam causar corrosão nos equipamentos. Esta quantidade será recuperada no processo através da água de “make-up”.

A equação para a troca de calor é dada por:

$$\dot{Q}_{EVA2} = \dot{m}_{61*'}h_{61*'} + \dot{m}_{61**}h_{61**} + \dot{m}_{61***'}h_{61***'} - \dot{m}_{78}h_{78} - \dot{m}_{49}h_{49} - \dot{m}_{492}h_{492} \quad (4.56)$$

$$\dot{Q}_{EVA2} = \dot{m}_{39}(h_{39} - h_{40}) \quad (4.57)$$

Onde:

h_{39} - Entalpia específica do gás na entrada do EVA2 [kJ/kg];

h_{40} - Entalpia específica do gás na saída do EVA2 [kJ/kg].

$h_{61*'}-$ Entalpia específica do líquido saturado após FORNALHA na entrada do EVA2 [kJ/kg];

h_{61**} - Entalpia específica do líquido subresfriado após o ECO1 na entrada do EVA2 [kJ/kg];

$h_{61***'}-$ Entalpia específica do líquido saturado após EVA1 na entrada do EVA2 [kJ/kg];

h_{78} - Entalpia específica da água de blowdown saída do EVA2 [kJ/kg];

h_{49} - Entalpia específica do vapor saída do EVA2 [kJ/kg];

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através da equação (4.58).

$$\dot{Q}_{EVA2} = \frac{(U.A)_{EVA2} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.58)$$

$$\Delta T_a = T_{39} - T_{49} \quad (4.59)$$

$$\Delta T_b = T_{40} - T_{61*'} \quad (4.60)$$

Onde:

T_{39} - Temperatura do gás na entrada do EVA2 [°C];

T_{40} - Temperatura do gás na saída do EVA2 [°C];

$T_{61*'}-$ Temperatura da água na entrada do EVA2 [°C];

T_{49} - Temperatura da água na saída do EVA2 [°C].

4.2.6. Pré-aquecedor de ar

O gás então entra no APH para pré-aquecer o ar de combustão da caldeira. O ar de combustão pré-aquecido segue para a fornalha e o gás se dirige ao primeiro economizador (ECO1) onde fornecerá energia para a água de alimentação. A figura 21 abaixo ilustra o pré-aquecedor de ar 1.

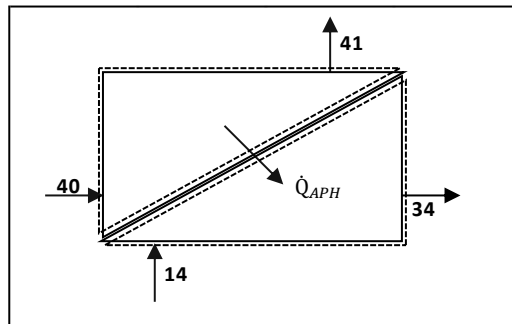


Figura 21. Pré-aquecedor de ar

O ar de combustão que entrará na caldeira pode ou não estar misturado com os gases da TG, variando assim sua composição. A vazão que atua no volume de controle do APH é:

$$\dot{m}_{34} = \dot{m}_{14} \quad (4.61)$$

Onde:

\dot{m}_{34} - Vazão mássica de ar de combustão na saída do APH para a Fornalha [kg/s].

O balanço de massa e energia do pré-aquecedor é dado pelas equações abaixo mostra:

$$\dot{Q}_{APH} = \dot{m}_{34}(h_{34} - h_{14}) \quad (4.62)$$

$$\dot{Q}_{APH} = \dot{m}_{40}(h_{40} - h_{41}) \quad (4.63)$$

onde:

h_{14} - Entalpia específica do ar de combustão antes do APH [kJ/kg];

h_{41} - Entalpia específica do gás após o APH [kJ/kg].

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através das equações abaixo:

$$\dot{Q}_{APH} = \frac{(U.A)_{APH} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.65)$$

$$\Delta T_a = T_{40} - T_{34} \quad (4.66.a)$$

$$\Delta T_b = T_{41} - T_{14} \quad (4.67.b)$$

Onde:

T_{40} - Temperatura do gás na entrada do APH [°C];

T_{41} - Temperatura do gás na saída do APH [°C];

T_{14} - Temperatura do ar de combustão na entrada do APH [°C];

T_{34} - Temperatura do ar de combustão na saída do APH [°C].

4.2.7.Economizador 1

Após pré-aquecer o ar o gás passará pelo economizador (ECO1). É neste trocador que é pré-aquecida a água de alimentação. O gás seguirá para o segundo economizador (ECO2). A figura 22 ilustra o fluxo em torno do economizador.

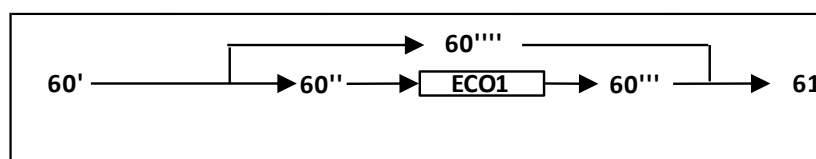


Figura 22. Fluxo de água no ECO 1

Para fins de controle da operação há uma válvula de by-pass que limita x% da quantidade de líquido que entra no ECO1. Este controle está associado volume de água e gás no equipamento para a troca de calor influenciando diretamente no seu tamanho e custo (variação da condutância térmica) do EVA1. A figura 23 abaixo ilustra o volume de controle do ECO 1.

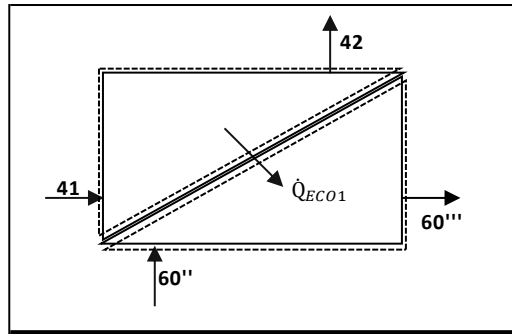


Figura 23. Volume de controle no ECO 1

As equações a seguir mostram a vazão de água no volume de controle do ECO1:

$$\dot{m}_{60'} = \dot{m}_{60''} + \dot{m}_{60''''} \quad (4.68)$$

$$\dot{m}_{60'''} = \dot{m}_{60''} \quad (4.69)$$

$$\dot{m}_{60''''} = x_{ECO1} \cdot \dot{m}_{60'} \quad (4.70)$$

$$\dot{m}_{60'} = \dot{m}_{61} \quad (4.71)$$

onde:

x_{ECO1} - Percentual de água que passa pela válvula de by-pass;

$\dot{m}_{60'}$ - Vazão mássica de água de alimentação na entrada da Caldeira [kg/s];

$\dot{m}_{60''}$ - Vazão mássica de água de alimentação na entrada do ECO1 [kg/s];

$\dot{m}_{60'''}$ - Vazão mássica de água de alimentação na saída do ECO1 [kg/s];

$\dot{m}_{60''''}$ - Vazão mássica de água de alimentação pela válvula de by-pass [kg/s];

\dot{m}_{61} - Soma da vazão mássica de água após ECO1 e by-pass [kg/s];

A transferência de calor no ECO1 é dada pela equação abaixo:

$$\dot{Q}_{ECO1} = \dot{m}_{60'}(h_{60''} - h_{60'}) \quad (4.72)$$

$$\dot{Q}_{ECO1} = \dot{m}_{41}(h_{41} - h_{42}) \quad (4.73)$$

Onde:

$h_{60''}$ - Entalpia específica da água de alimentação após ECO1 [kJ/kg];

$h_{60'}$ - Entalpia específica da água de alimentação antes do APH [kJ/kg];

h_{42} - Entalpia específica do gás na saída do APH [kJ/kg].

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através da equação (4.61).

$$\dot{Q}_{ECO1} = \frac{(U.A)_{ECO1}(\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.74)$$

$$\Delta T_a = T_{41} - T_{60''} \quad (4.75)$$

$$\Delta T_b = T_{42} - T_{60'} \quad (4.76)$$

onde:

T_{41} - Temperatura do gás na entrada do ECO1 [°C];

T_{42} - Temperatura do gás na saída do ECO1 [°C];

$T_{60'}$ - Temperatura da água na entrada do ECO1 [°C];

$T_{60''}$ - Temperatura da água na saída do ECO1 [°C].

4.2.8.Economizador 2

O gás então encaminha para o economizador 2, onde irá fazer o pré-aquecimento da água para o desaerador. Trata-se do último fornecimento de energia por parte do gás antes de seguir para a chaminé. Neste trocador o gás será responsável por aquecer uma mistura entre o condensado bombeado ($m_{66'}$ – oriundo da turbina de condensação) e a água de make-up (m_{72} - reposição de água da caldeira). A figura 24 a seguir ilustra o volume de controle do ECO 2.

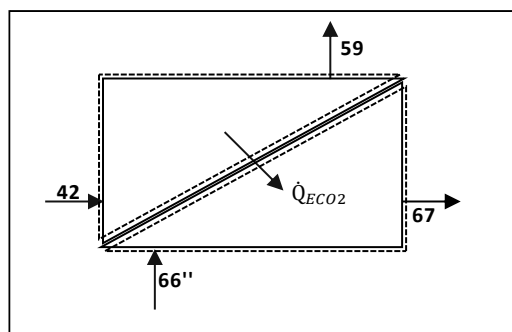


Figura 24. Economizador 2

As equações para o volume de controle do ECO2 são:

$$\dot{m}_{67} = \dot{m}_{66''} \quad (4.77)$$

$$\dot{m}_{66''} = \dot{m}_{66'} + \dot{m}_{72} \quad (4.78)$$

$$\dot{m}_{72} = \dot{m}_{60'} - \dot{m}_{79} \quad (4.79)$$

onde:

$\dot{m}_{66'}$ - Vazão mássica de condensado após condensador [kg/s];

\dot{m}_{72} - Vazão mássica de água de make-up [kg/s];

\dot{m}_{67} - Vazão mássica de água para o desaerador após passar pelo ECO2 [kg/s];

$\dot{m}_{66''}$ - Vazão mássica de água na entrada do ECO1 [kg/s].

A transferência de calor no ECO2 é dada pela equação abaixo:

$$\dot{Q}_{ECO2} = \dot{m}_{42} (h_{42} - h_{59}) \quad (4.80)$$

$$\dot{Q}_{ECO2} = \dot{m}_{67} (h_{67} - h_{66''}) \quad (4.81)$$

Onde:

h_{42} - Entalpia específica do gás antes do ECO2 [kJ/kg];

h_{59} - Entalpia específica do gás após o ECO2 [kJ/kg];

$h_{66''}$ - Entalpia específica da água de alimentação antes do ECO2 [kJ/kg];

h_{67} - Entalpia específica da água para o desaerador após passar pelo ECO2 [kJ/kg].

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado através da equação 4.69:

$$\dot{Q}_{ECO2} = \frac{(U.A)_{ECO2} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.82)$$

$$\Delta T_a = T_{42} - T_{66''} \quad (4.83)$$

$$\Delta T_b = T_{59} - T_{67} \quad (4.84)$$

Onde:

T_{42} - Temperatura do gás na entrada do ECO2 [°C];

T_{59} - Temperatura do gás na saída do ECO2 [°C];

$T_{66''}$ - Temperatura da água na entrada do ECO2 [°C];

T_{67} - Temperatura da água na saída do ECO2 [°C].

4.2.9. Desaerador e bomba de alimentação

Um dos principais equipamentos do sistema, o desaerador tem grande importância no ganho de eficiência do ciclo bottoming ao auxiliar no pré-aquecimento da água de alimentação, além do seu principal objetivo ao atuar na remoção de gases (Srinivas, 2009). No caso do ciclo termodinâmico híbrido irá receber vapor extraído da TVAP. A figura 25 apresenta o volume de controle do desaerador

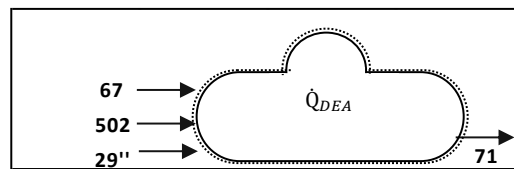


Figura 25. Des aerador

Para o volume de controle no desaerador o balanço de massa é:

$$\dot{m}_{71} = \dot{m}_{67} + \dot{m}_{502} + \dot{m}_{29'''} \quad (4.85)$$

Onde:

\dot{m}_{71} - Vazão mássica de água de alimentação após DEA [kg/s];

\dot{m}_{502} - Extração de vapor da TVAP [kg/s];

$\dot{m}_{29'''}-$ Vazão mássica de vapor depois do processo [kg/s].

A transferência de calor no DEA é dada pelas equações abaixo:

$$\dot{Q}_{DEA} = \dot{m}_{71}h_{71} \quad (4.86)$$

$$\dot{Q}_{DEA} = (\dot{m}_{67}h_{67} + \dot{m}_{502}h_{502} + \dot{m}_{29'''}h_{29'''}) \quad (4.87)$$

Onde:

h_{71} – Entalpia específica da água de alimentação após DEA [kJ/kg];

h_{502} - Entalpia específica do vapor extraído para o DEA [kJ/kg];

$h_{29''}$ - Entalpia específica do vapor de processo para o DEA [kJ/kg].

Com relação à bomba de alimentação, o líquido saturado na saída do desaerador segue direto para a bomba. A figura 26 apresenta o esquema para a bomba de alimentação.

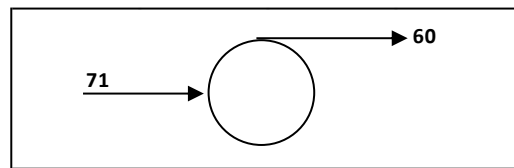


Figura 26. Bomba de alimentação

A entalpia da água após ser bombeada na bomba de alimentação é obtida mediante o cálculo de eficiência da bomba, seguindo a equação abaixo.

$$h_{60} = \frac{((h_{71'} - h_{71}) + h_{71} \cdot \eta_B)}{\eta_B} \quad (4.88)$$

Onde:

h_{71} - Entalpia específica da água de alimentação na entrada da bomba [kJ/kg];

h_{60} - Entalpia específica da água de alimentação na saída da bomba [kJ/kg];

$h_{71'}$ - Entalpia específica da água de alimentação em um processo isentrópico da bomba [kJ/kg];

η_B - Eficiência isentrópica da bomba.

4.2.10. Turbinas a vapor

Serão três tipos de turbinas a vapor responsáveis pela geração de energia elétrica no ciclo termodinâmico. A figura 27 apresenta o esquema considerado para as três turbinas a vapor do modelo.

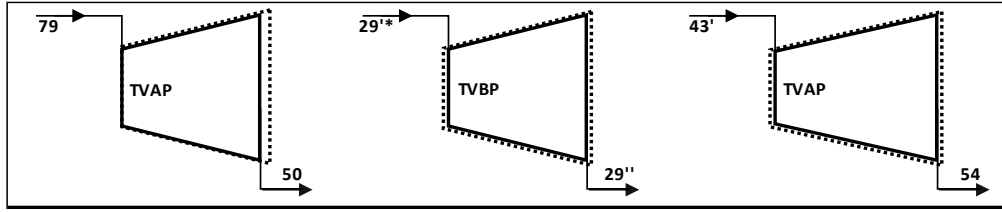


Figura 27. Turbinas a vapor

Os balanços de massa para o volume de controle da turbina de contrapressão de alta pressão (TVAP), baixa pressão (TVBP) e turbina a vapor de condensação (TVCD) são, respectivamente:

$$\dot{m}_{79} = \dot{m}_{50} \quad (4.89)$$

$$\dot{m}_{29'*} = \dot{m}_{29''} \quad (4.90)$$

$$\dot{m}_{43'} = \dot{m}_{54} \quad (4.91)$$

Onde:

\dot{m}_{50} - Vazão mássica de vapor na saída da TVAP [kg/s];

$\dot{m}_{29'*}$ - Vazão mássica de vapor na entrada da TVBP [kg/s];

$\dot{m}_{29''}$ - Vazão mássica de vapor na saída da TVBP [kg/s];

$\dot{m}_{43'}$ - Vazão mássica de vapor na entrada da TVCD [kg/s];

\dot{m}_{54} - Vazão mássica de condensado na saída da TVCD [kg/s].

A vazão disponível para cada turbina é obtida após as extrações necessárias para atender às demandas de outros processos. As vazões de vapor na TVAP, TVBP e TVCD são representadas pelas equações (4.79), (4.80) e (4.81) a seguir, respectivamente.

$$\dot{m}_{79} = \dot{m}_{50} \quad (4.92)$$

$$\dot{m}_{29'*} = \dot{m}_{50} - \dot{m}_{502} - \dot{m}_a \quad (4.93)$$

$$\dot{m}_{43'} = \dot{m}_{29''} - \dot{m}_{29'''} - \dot{m}_b \quad (4.94)$$

Onde:

\dot{m}_a - Extração de vapor para outros processos da usina após TVAP [kg/s];

\dot{m}_b - Extração de vapor para outros processos da usina após TVBP [kg/s].

Sabe-se a geração de energia elétrica considerando o estado termodinâmico do vapor a plena carga na entrada, assim como seu estado na saída das turbinas de contrapressão e condensação. A energia elétrica gerada pela TVAP e a entalpia do vapor na saída seguem as a equações abaixo, respectivamente:

$$h_{50} = h_{79} - \eta_{TVAP} (h_{79} - h_{79*}) \quad (4.95)$$

$$W_{TVAP} = \dot{m}_{79} \cdot (h_{44} - h_{50}) \cdot \eta_{GER-AP} \quad (4.96)$$

Onde:

h_{79} - Entalpia específica do vapor na entrada da TVAP [kJ/kg];

h_{50} - Entalpia específica do vapor na saída da TVAP [kJ/kg];

h_{79*} - Entalpia específica do vapor em um processo isentrópico da TVAP [kJ/kg];

η_{TVAP} - Eficiência isentrópica da TVAP;

η_{GER-AP} - Eficiência do gerador da TVAP.

Após ser reaquecido, o vapor gera energia elétrica na TVBP. Com a entalpia do vapor na hipótese de uma expansão isentrópica, calcula-se a entalpia do vapor real na saída e a energia elétrica gerada da TVBP considerando sua eficiência isentrópica e a eficiência do turbo-gerador:

$$h_{29''} = h_{29'*} - \eta_{TVBP} (h_{29'*} - h_{29'**}) \quad (4.97)$$

$$W_{TVBP} = \dot{m}_{29'*} \cdot (h_{29'*} - h_{29''}) \cdot \eta_{GER-BP} \quad (4.98)$$

Onde:

$h_{29'*}$ - Entalpia específica do vapor na entrada da TVBP [kJ/kg];

$h_{29''}$ - Entalpia específica do vapor na saída da TVBP [kJ/kg];

η_{TVBP} - Eficiência isentrópica da TVBP;

η_{GER-BP} - Eficiência do gerador da TVBP.

A entalpia do vapor em uma expansão isentrópica, considerando o título da mistura é:

$$h_{29'} = h_f - x_{BP} \cdot (h_g - h_f) \quad (4.99)$$

Onde:

$h_{29'}$ - Entalpia específica do vapor em um processo isentrópico da TVBP [kJ/kg];

h_f - Entalpia específica da água na fase líquida [kJ/kg];

h_g - Entalpia específica da água na fase de vapor na saída da TVBP [kJ/kg];

x_{BP} - Título da mistura na TVBP.

A energia elétrica gerada da TVCD e entalpia do vapor na saída seguem as equações abaixo, respectivamente:

$$W_{TVCD} = \dot{m}_{43'} \cdot (h_{54} - h_{43'}) \cdot \eta_{GER-CD} \quad (4.100)$$

$$h_{54} = h_{43'} - \eta_{TVCD} (h_{43'} - h_{54*}) \quad (4.101)$$

Onde:

$h_{43'}$ - Entalpia específica do vapor na entrada da TVBP [kJ/kg];

h_{54} - Entalpia específica do vapor na saída da TVBP [kJ/kg];

η_{TVCD} - Eficiência isentrópica da TVBP;

η_{GER-CD} - Eficiência do gerador da TVCD.

A entalpia do vapor em uma expansão isentrópica, considerando o título da mistura é:

$$h_{54*} = h_{f'} - x_{CD} \cdot (h_{g'} - h_{f'}) \quad (4.102)$$

Onde:

h_{54*} - Entalpia específica do vapor em um processo isentrópico da TVBP [kJ/kg];

$h_{f'}$ - Entalpia específica da água na fase líquida [kJ/kg];

h_{g1} - Entalpia específica da água na fase de vapor na saída da TVBP [kJ/kg];

x_{CD} - Título da mistura na TVCD.

4.3.O uso do gás natural no ciclo híbrido termodinâmico

O gás de exaustão fruto da queima de gás natural na turbina a gás (TG) será utilizado para o reaquecimento de vapor e pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira. Antes de entrar no reaquecedor (RH) o mesmo será aquecido através da queima suplementar de gás natural no queimador de duto (QD) entre a TG e o RH. Em seguida irá pré-aquecer o ar de combustão ao ser misturado com o ar ambiente. A figura 28 apresenta o esquema para o ciclo topping.

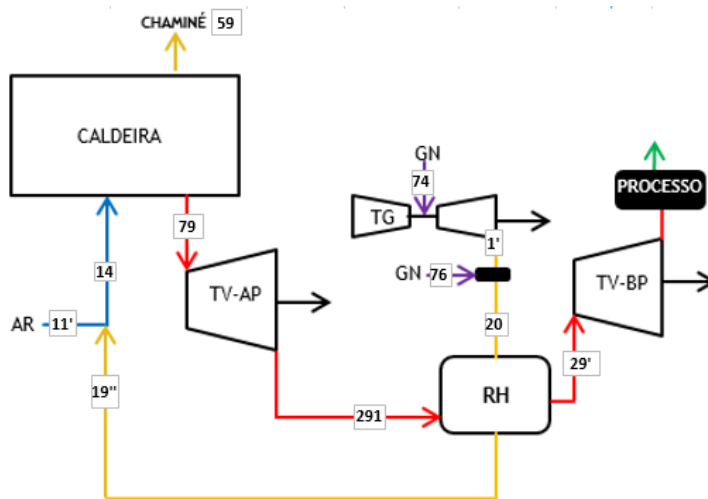


Figura 28. Esquema do Ciclo Topping

O balanço de massa durante o percurso dos gases de exaustão segue as equações abaixo:

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{1'} + \dot{m}_{76} \quad (4.103)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (4.104)$$

Onde:

$\dot{m}_{1'}$ - Vazão mássica de gás de exaustão da TG [kg/s];

\dot{m}_{76} - Vazão mássica de gás inserido na queima suplementar [kg/s];

\dot{m}_{19} - Vazão mássica dos gases de exaustão após a queima suplementar [kg/s];

O vapor, ao sair da TVAP, será reaquecido no RH ao trocar calor com o gás após a queima suplementar. A Figura 29 mostra o esquema que será adotado.

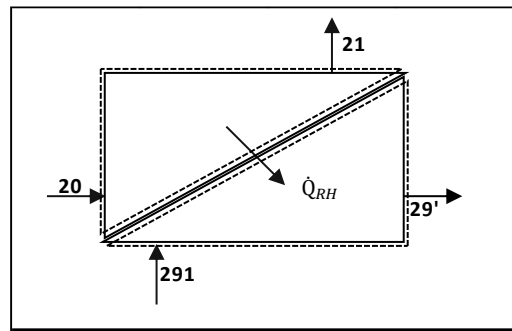


Figura 29. Reaquecedor de vapor

A vazão de vapor se mantém constante neste volume de controle, conforme equação:

$$\dot{m}_{291} = \dot{m}_{29} + \dot{m}_{601} \quad (4.105)$$

$$\dot{m}_{291} = \dot{m}_{29'} \quad (4.106)$$

\dot{m}_{291} - Vazão mássica de vapor para reaquecimento no RH [kg/s];

$\dot{m}_{29'}$ - Vazão mássica de vapor reaquecido no RH [kg/s];

\dot{m}_{601} - Extração de água desuperaquecida para TAC.

A transferência de calor no RH é dada pela equação (4.107) e (4.108).

$$\dot{Q}_{RH} = \dot{m}_{21} (h_{20} - h_{21}) \quad (4.107)$$

$$\dot{Q}_{RH} = \dot{m}_{291} (h_{29'} - h_{291}) \quad (4.108)$$

Onde:

h_{20} - Entalpia específica do gás antes do RH [kJ/kg];

h_{21} - Entalpia específica do gás após o reaquecimento [kJ/kg];

$h_{29'}$ - Entalpia específica do vapor antes de reaquecê-lo [kJ/kg];

h_{291} - Entalpia específica do vapor após reaquecê-lo [kJ/kg].

A entalpia do gás antes do RH é obtida após a queima suplementar de gás natural no queimador de duto, seguindo a equação:

$$\dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{76}h_{76} + \dot{m}_{1'}h_{1'} \quad (4.109)$$

Onde:

$h_{1'}$ - Entalpia específica de gás de exaustão da TG [kJ/kg];

h_{76} - Entalpia específica disponível pelo gás natural suplementar [kJ/kg];

O produto entre o coeficiente global de troca de calor e a área de troca de calor do equipamento pode ser determinado a partir da equação (4.110):

$$\dot{Q}_{RH} = \frac{(U.A)_{RH} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (4.110)$$

$$\Delta T_a = T_{20} - T_{29}, \quad (4.111)$$

$$\Delta T_b = T_{21} - T_{291} \quad (4.112)$$

Onde:

T_{20} - Temperatura do gás na entrada do RH [°C];

T_{21} - Temperatura do gás na saída do RH [°C];

T_{291} - Temperatura do vapor na entrada do RH [°C];

T_{29} - Temperatura do vapor na saída do RH [°C].

Após o reaquecimento do vapor a energia do gás é aproveitada para pré-aquecer o ar de combustão. Isto é feito através da mistura do ar ambiente com o gás de exaustão da turbina a gás como descrito anteriormente.

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{11'} + \dot{m}_{21} \quad (4.113)$$

Onde $\dot{m}_{11'}$ é a vazão do ar ambiente [kg/s]. Para as simulações sem o ciclo híbrido, não ocorre esta mistura visto que o ar é pré-aquecido apenas no APH, logo:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{11'} \quad (4.114)$$

O balanço de massa e energia do pré-aquecedor, ao se utilizar os gases de exaustão, é dado pela equação (4.101), abaixo. Para as simulações sem o ciclo híbrido utiliza-se a equação (4.102).

$$\dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{11'}h_{11'} + \dot{m}_{19''}h_{19''} \quad (4.115)$$

$$\dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{11'}h_{11'} \quad (4.116)$$

Onde $h_{11'}$ é a Entalpia do ar ambiente [kJ/kg] e o estado termodinâmico 19'' é o mesmo estado do 21.

4.4. Equações para a combustão dos gases

Nesta seção será mostrado o cálculo para a queima dos combustíveis envolvidos no sistema. A descrição do modelo será a partir do gás de escape da TG que, ao queimar com metano em queimador de duto, adquire outra composição. Em seguida, este gás aumenta seu percentual de O_2 ao se misturar com o ar externo antes de entrar na caldeira. Dentro da caldeira este gás se torna o ar de combustão com o bagaço. A figura 30 apresenta o fluxo dos gases.

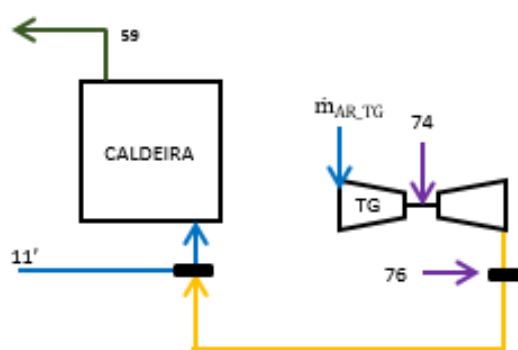


Figura 30. Fluxo dos gases

A composição do gás da TG é obtida a partir do modelo e validada com o catálogo do fabricante. São obtidos valores próximos considerando-se possíveis diferenças na composição do gás, a começar pela simplificação deste

combustível, que será constituído apenas por metano puro. O balanço de massa associado ao volume de controle da TG segue a equação (4.117) abaixo.

$$\dot{m}_{1'} = \dot{m}_{74} + \dot{m}_{AR_TG} \quad (4.117)$$

$$\dot{m}_{74} = \frac{\dot{Q}_{74}}{PCI_{74}} \quad (4.118)$$

Onde:

\dot{m}_{74} - Vazão mássica de gás natural na TG [kg/s];

$\dot{m}_{1'}$ - Vazão mássica de gás de exaustão da TG [kg/s];

\dot{Q}_{74} – Quantidade de calor inserida na TG [kWt];

PCI_{74} - Poder calorífico inferior do Metano na TG [kJ/kg].

As equações a seguir mostram o cálculo da combustão do gás natural na turbina a gás:



$$Z_{AR_TG} = z_{N_2_AR}N_2 + z_{O_2_AR}O_2 + z_{CO_2_AR}CO_2 + z_{H_2O_AR}H_2O + z_{Ar_AR}Ar + z_{SO_2_AR}SO_2 \quad (4.120)$$

$$Z_{GAS_TG} = z_{N_2_TG}N_2 + z_{O_2_TG}O_2 + z_{CO_2_TG}CO_2 + z_{H_2O_TG}H_2O + z_{Ar_TG}Ar + z_{SO_2_TG}SO_2 \quad (4.121)$$

$$z_{T_TG} = z_{N_2_TG} + z_{O_2_TG} + z_{CO_2_TG} + z_{Ar_TG} + z_{SO_2_TG} + z_{H_2O_TG} \quad (4.122)$$

Onde:

Z_{AR_TG} - Composição do ar para a TG;

Z_{GAS_TG} - Composição do gás de exaustão da TG;

z_{i_TG} - Número de mols do componente i na composição;

z_{T_TG} - Somatório do número de mols dos componentes i.

Os coeficientes para o balanceamento da equação são:

$$S_{AR} = 2/[y_{O_2_AR}] \quad (4.123)$$

$$X_{AR_TG} = \frac{\frac{\dot{m}_{AR_TG}}{\dot{m}_{74}}}{\frac{Z_{AR_TG} \cdot S_{AR_TG}}{M_{74}}} \quad (4.124)$$

Onde:

M_{74} - Massa molar do metano na TG;

X_{AR_TG} - Excesso de ar da TG;

S_{AR_TG} - Constante para ajuste estequiométrico da combustão.

As tabelas 11 e 12 a seguir apresentam as equações para cada elemento i, respectivamente para os reagentes e produtos da combustão na TG.

Tabela 11. Reagentes na combustão na TG

Elemento i	y_{i_AR} [%mol]	z_{i_TG} [mol]
N_2	$y_{N_2_AR}$	$z_{N_2_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{N_2_AR}$
O_2	$y_{O_2_AR}$	$z_{O_2_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{O_2_AR}$
CO_2	$y_{CO_2_AR}$	$z_{CO_2_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{CO_2_AR}$
Ar	y_{Ar_AR}	$z_{Ar_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{Ar_AR}$
SO_2	$y_{SO_2_AR}$	$z_{SO_2_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{SO_2_AR}$
H_2O	$y_{H_2O_AR}$	$z_{H_2O_AR} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{SO_2_AR}$

Tabela 12. Produtos da combustão na TG

Elemento i	z_{i_TG} [mol]	Produtos - y_{i_TG} [%mol]
N_2	$z_{N_2_TG} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{N_2_AR}$	$y_{N_2_TG} = \frac{z_{N_2_TG}}{z_{T_TG}}$
O_2	$z_{O_2_TG} = S_{AR_TG} \cdot (X_{AR_TG} - 1) \cdot y_{O_2_AR}$	$y_{O_2_TG} = \frac{z_{O_2_TG}}{z_{T_TG}}$
CO_2	$z_{CO_2_TG} = 1 + (S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{CO_2_AR})$	$y_{CO_2_TG} = \frac{z_{CO_2_TG}}{z_{T_TG}}$
Ar	$z_{Ar_TG} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{Ar_AR}$	$y_{Ar_TG} = \frac{z_{Ar_TG}}{z_{T_TG}}$
SO_2	$z_{SO_2_TG} = S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{SO_2_AR}$	$y_{SO_2_TG} = \frac{z_{SO_2_TG}}{z_{T_TG}}$
H_2O	$z_{H_2O_TG} = (2 + S_{AR_TG} \cdot X_{AR_TG} \cdot y_{SO_2_AR})$	$y_{H_2O_TG} = \frac{z_{H_2O_TG}}{z_{T_TG}}$

Onde:

y_i - Percentual em mols do elemento i.

Após obter a composição do gás de exaustão da TG inicia-se a mistura com o gás suplementar. As equações a seguir mostram o cálculo da combustão do gás natural no queimador de duto.



$$Z_{\text{GAS_QD}} = z_{\text{N}_2\text{-QD}}\text{N}_2 + z_{\text{O}_2\text{-QD}}\text{O}_2 + z_{\text{CO}_2\text{-QD}}\text{CO}_2 + z_{\text{H}_2\text{O-QD}}\text{H}_2\text{O} + z_{\text{Ar-QD}}\text{Ar} + z_{\text{SO}_2\text{-QD}}\text{SO}_2 \quad (4.126)$$

$$Z_{\text{GAS_SUP}} = z_{\text{N}_2\text{-SUP}}\text{N}_2 + z_{\text{O}_2\text{-SUP}}\text{O}_2 + z_{\text{CO}_2\text{-SUP}}\text{CO}_2 + z_{\text{H}_2\text{O-SUP}}\text{H}_2\text{O} + z_{\text{Ar-SUP}}\text{Ar} + z_{\text{SO}_2\text{-SUP}}\text{SO}_2 \quad (4.127)$$

$$z_{\text{T_SUP}} = z_{\text{N}_2\text{-SUP}} + z_{\text{O}_2\text{-SUP}} + z_{\text{CO}_2\text{-SUP}} + z_{\text{Ar-SUP}} + z_{\text{SO}_2\text{-SUP}} + z_{\text{H}_2\text{O-SUP}} \quad (4.128)$$

$$S_{\text{AR_QD}} = 2/[y_{\text{O}_2\text{-AR}}] \quad (4.129)$$

Onde:

$Z_{\text{GAS_QD}}$ - Composição do gás antes do QD;

$Z_{\text{GAS_SUP}}$ - Composição do gás após o QD;

$z_{\text{T_QD}}$ - Somatório do número de mols dos componentes i do gás após o QD;

$S_{\text{AR_QD}}$ - Constante para ajuste estequiométrico da combustão;

$X_{\text{AR_QD}}$ - Constante para a combustão no QD;

O coeficiente $X_{\text{AR_QD}}$ - será em função do balanceamento da combustão ao considerar a quantidade fixa de gás da TG para a quantidade de metano queimado. As tabelas 13 e 14 a seguir apresentam as equações para cada elemento i, respectivamente para os reagentes e produtos da combustão no QD.

Tabela 13. Equações para reagentes da combustão no QD

Elemento	$y_{i_TG}[\%mol]$	$z_{i_QD}[mol]$
N_2	$y_{\text{N}_2\text{-TG}}$	$z_{\text{N}_2\text{-QD}} = S_{\text{QD}} \cdot X_{\text{QD}} \cdot y_{\text{N}_2\text{-TG}}$
O_2	$y_{\text{O}_2\text{-TG}}$	$z_{\text{O}_2\text{-QD}} = S_{\text{QD}} \cdot X_{\text{QD}} \cdot y_{\text{O}_2\text{-TG}}$
CO_2	$y_{\text{CO}_2\text{-TG}}$	$z_{\text{CO}_2\text{-QD}} = S_{\text{QD}} \cdot X_{\text{QD}} \cdot y_{\text{CO}_2\text{-TG}}$

Ar	y_{Ar_TG}	$z_{Ar_QD} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{Ar_TG}$
SO ₂	$y_{SO_2_TG}$	$z_{SO_2_QD} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{SO_2_TG}$
H ₂ O	$y_{H_2O_TG}$	$z_{H_2O_QD} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{SO_2_TG}$

Tabela 14. Equações para produtos da combustão no QD

Elemento i	$z_{i_SUP}[\text{mol}]$	Produtos - $y_{i_SUP}[\%\text{mol}]$
N ₂	$z_{N_2_SUP} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{N_2_TG}$	$y_{N_2_SUP} = \frac{z_{N_2_SUP}}{z_{T_SUP}}$
O ₂	$z_{O_2_SUP} = S_{QD} \cdot (X_{QD} - 1) \cdot y_{O_2_TG}$	$y_{O_2_SUP} = \frac{z_{O_2_SUP}}{z_{T_SUP}}$
CO ₂	$z_{CO_2_SUP} = 1 + (S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{CO_2_TG})$	$y_{CO_2_SUP} = \frac{z_{CO_2_SUP}}{z_{T_SUP}}$
Ar	$z_{Ar_SUP} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{Ar_TG}$	$y_{Ar_SUP} = \frac{z_{Ar_SUP}}{z_{T_SUP}}$
SO ₂	$z_{SO_2_SUP} = S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{SO_2_TG}$	$y_{SO_2_SUP} = \frac{z_{SO_2_SUP}}{z_{T_SUP}}$
H ₂ O	$z_{H_2O_SUP} = 2 + (S_{QD} \cdot X_{QD} \cdot y_{H_2O_TG})$	$y_{H_2O_SUP} = \frac{z_{H_2O_SUP}}{z_{T_SUP}}$

Conforme dito anteriormente, para atender à vazão de ar de combustão com a entalpia necessária para a queima na caldeira injeta-se ar puro. A mistura deste gás com o ar puro é dada pelas equações:

$$Z_{GAS_SUP} + Z_{AR_AC} \rightarrow Z_{GAS_AC} \quad (4.130)$$

$$S_{AR_AC} = \frac{\dot{m}_{14} - \dot{m}_{19}}{1 \text{ mol de ar puro}} \quad (4.131)$$

$$m_{T_AC} = m_{N_2_AC} + m_{O_2_AC} + m_{CO_2_AC} + m_{Ar_AC} + m_{SO_2_AC} + m_{H_2O_AC} \quad (4.132)$$

Onde:

Z_{AR_AC} - Composição do ar de combustão em mols;

S_{AR_AC} - Quantidade de ar puro necessária em mols

m_{T_AC} - Massa total da mistura do gás suplementar com ar puro [kg].

A tabela 15 apresenta a composição do ar para a combustão.

Tabela 15. Ar de combustão

Elemento i	$y_{i_AR} [\%]$	$z_{i_AC} [\text{mol}]$
N_2	$y_{N_2_AR}$	$z_{N_2_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{N_2_AR}$
O_2	$y_{O_2_AR}$	$z_{O_2_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{O_2_AR}$
CO_2	$y_{CO_2_AR}$	$z_{CO_2_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{CO_2_AR}$
Ar	y_{Ar_AR}	$z_{Ar_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{Ar_AR}$
SO_2	$y_{SO_2_AR}$	$z_{SO_2_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{SO_2_AR}$
H_2O	$y_{H_2O_AR}$	$z_{H_2O_AC} = S_{AR_AC} \cdot y_{SO_2_AR}$

Com a quantidade de ar puro para a combustão na caldeira, mistura-se com o gás suplementar, como mostram as tabela 16 e 17 a seguir.

Tabela 16. Reagentes - mistura do gás suplementar com o ar puro

Elemento	$z_{GAS_SUP} [\text{mol}]$	$m_{SUP} [\text{kg}]$	$z_{i_AC} [\text{mol}]$	$m_{AC} [\text{kg}]$
N_2	$z_{N_2_SUP}$	$m_{N_2_SUP} = [M_{N_2}] \cdot z_{N_2_SUP}$	$z_{N_2_AC}$	$m_{N_2_AC} = [M_{N_2}] \cdot z_{N_2_AC}$
O_2	$z_{O_2_SUP}$	$m_{O_2_SUP} = [M_{O_2}] \cdot z_{O_2_SUP}$	$z_{O_2_AC}$	$m_{O_2_AC} = [M_{O_2}] \cdot z_{O_2_AC}$
CO_2	$z_{CO_2_SUP}$	$m_{CO_2_SUP} = [M_{CO_2}] \cdot z_{CO_2_SUP}$	$z_{CO_2_AC}$	$m_{CO_2_AC} = [M_{CO_2}] \cdot z_{CO_2_AC}$
Ar	z_{Ar_SUP}	$m_{Ar_SUP} = [M_{Ar}] \cdot z_{Ar_SUP}$	z_{Ar_AC}	$m_{Ar_AC} = [M_{Ar}] \cdot z_{Ar_AC}$
SO_2	$z_{SO_2_SUP}$	$m_{SO_2_SUP} = [M_{SO_2}] \cdot z_{SO_2_SUP}$	$z_{SO_2_AC}$	$m_{SO_2_AC} = [M_{SO_2}] \cdot z_{SO_2_AC}$
H_2O	$z_{H_2O_SUP}$	$m_{H_2O_SUP} = [M_{H_2O}] \cdot z_{H_2O_SUP}$	$z_{H_2O_AC}$	$m_{H_2O_AC} = [M_{H_2O}] \cdot z_{H_2O_AC}$

Tabela 17. Produtos - mistura do gás suplementar com o ar puro

Elemento	$m_{AC} [\text{kg}]$	Produtos $v_{AC} [\% \text{em massa}]$
N_2	$m_{N_2_AC} = m_{N_2_SUP} + m_{N_2_AR}$	$v_{N_2_AC} = \frac{m_{N_2_AC}}{m_{T_AC}}$
O_2	$m_{O_2_AC} = m_{O_2_SUP} + m_{O_2_AR}$	$v_{O_2_AC} = \frac{m_{O_2_AC}}{m_{T_AC}}$
CO_2	$m_{CO_2_AC} = m_{CO_2_SUP} + m_{CO_2_AR}$	$v_{CO_2_AC} = \frac{m_{CO_2_AC}}{m_{T_AC}}$
Ar	$m_{Ar_AC} = m_{Ar_SUP} + m_{Ar_AR}$	$v_{Ar_AC} = \frac{m_{Ar_AC}}{m_{T_AC}}$
SO_2	$m_{SO_2_AC} = m_{SO_2_SUP} + m_{SO_2_AR}$	$v_{SO_2_AC} = \frac{m_{SO_2_AC}}{m_{T_AC}}$
H_2O	$m_{H_2O_AC} = m_{H_2O_SUP} + m_{H_2O_AR}$	$v_{H_2O_AC} = \frac{m_{H_2O_AC}}{m_{T_AC}}$

As equações de combustão mostradas até aqui foram inseridas desta forma de modo a facilitar a operação do modelo no EXCEL. A partir dos percentuais de cada componente, em massa, converte-se novamente para a base molar. Em seguida, os percentuais fixos de cada componente do bagaço, humidade e cinzas são obtidos e inseridos. O volume de controle mostrado anteriormente para a fornalha será utilizado para a queima do ar de combustão com o bagaço. As equações para a combustão são:

$$Z_{BG} + Z_{GAS_AC} \rightarrow Z_{GAS_CAL} \quad (4.133)$$

$$Z_{BG} = C_{\alpha_1} H_{\alpha_2} O_{\alpha_3} \quad (4.134)$$

$$Z_{GAS_AC} = z_{N_2_R} N_2 + z_{O_2_TG} O_2 + z_{CO_2_R} CO_2 + z_{H_2O_R} H_2O + z_{Ar_R} Ar + z_{SO_2_R} SO_2 \quad (4.135)$$

$$Z_{GAS_CAL} = z_{N_2_CAL} N_2 + z_{O_2_TG} O_2 + z_{CO_2_CAL} CO_2 + z_{H_2O_CAL} H_2O + z_{Ar_CAL} Ar + z_{SO_2_CAL} SO_2 \quad (4.136)$$

$$Z_{T_CAL} = z_{N_2_CAL} + z_{O_2_CAL} + z_{CO_2_CAL} + z_{Ar_CAL} + z_{SO_2_CAL} + z_{H_2O_CAL} \quad (4.137)$$

$$S_{BG} = \frac{[(\alpha_1 + (\frac{\alpha_2}{4}) + (\frac{\alpha_3}{2}))]}{y_{O_2_AC}} \quad (4.138)$$

Onde:

Z_{BG} - Composição do bagaço de cana;

Z_{GAS_AC} - Composição do ar de combustão;

Z_{GAS_CAL} - Composição do gás na caldeira;

z_{i_TG} - Número de mols do componente i da composição;

S_{BG} - Constante para ajuste estequiométrico da combustão.

Deve-se obter a composição final do bagaço para a queima, visto que foi informada pela usina apenas a composição do bagaço em base seca e o percentual de cinzas produzidas pela queima desta biomassa na fornalha da caldeira C67_520. Diante disso, deve-se primeiramente calcular a composição em base úmida utilizando as equações abaixo:

$$y_{T_BG} = y_C + y_H + y_N + y_O + y_{CINZA} + y_{H_2O_BG} \quad (4.139)$$

$$y_{T_S} = y_C + y_H + y_N + y_O \quad (4.140)$$

$$y_{T_SC} = y_C + y_H + y_N + y_O + y_{CINZA} \quad (4.141)$$

$$M_{BG} = \frac{(\alpha_1 \cdot M_C)}{y_{C_S}} \quad (4.142)$$

Onde:

M_{BG} - Massa molar do bagaço de cana seco $[\frac{g}{mol_{BG_S}}]$;

y_{i_S} - Percentual do componente i na base seca sem cinzas;

y_{i_SC} - Percentual do componente i na base seca com cinzas;

A tabela 18 apresenta as equações para obter a composição do bagaço em função de cada componente.

Tabela 18. Equações para a composição final do bagaço

i	Combustível (%)	Combustível seco sem cinzas y_{BG_S}	Combustível seco com cinzas	$C_{\alpha_1}H_{\alpha_2}O_{\alpha_3} + z_{H_2O_BG}H_2O$
C	y_C	$y_{C_S} = y_C/y_{T_S}$	$y_{C_SC} = y_C/y_{T_SC}$	α_1
H	y_H	$y_{H_S} = y_H/y_{T_S}$	$y_{H_SC} = y_H/y_{T_SC}$	$\alpha_2 = \frac{(y_{H_S} \cdot M_{BG})}{M_H}$
O	y_O	$y_{O_S} = y_O/y_{T_S}$	$y_{O_SC} = y_O/y_{T_SC}$	$\alpha_3 = \frac{(y_{O_S} \cdot M_{BG})}{M_O}$
Cinzas	y_{CINZA}	-	$y_{CINZA_SC} = y_O/y_{T_SC}$	-
H ₂ O (Humidade)	$y_{H_2O_BG}$	-	-	$z_{H_2O_BG} = \frac{M_{BG} \cdot y_{H_2O_BG}}{y_{T_S} \cdot M_{H_2O}}$

A partir da formula encontrada para o bagaço, obtém-se o balanceamento da combustão com o ar de combustão da caldeira conforme mostram as tabelas 19 e 20.

Tabela 19. Equação para os reagentes da combustão na caldeira

i	y_{i_AC} [%]	z_{i_BG} [mol]
N_2	$y_{N_2_AC}$	$z_{N_2_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{N_2_AC}$
O_2	$y_{O_2_AC}$	$z_{O_2_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{O_2_AC}$
CO_2	$y_{CO_2_AC}$	$z_{CO_2_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{CO_2_AC}$
Ar	y_{Ar_AC}	$z_{Ar_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{Ar_AC}$
SO_2	$y_{SO_2_AC}$	$z_{N_2_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{N_2_AC}$
H_2O	$y_{H_2O_AC}$	$z_{H_2O_R} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{N_2_H_2O} + z_{H_2O_BG}$

Tabela 20. Equações para os produtos da combustão na caldeira

Elemento i	z_{i_CAL} [mol]	Produtos - y_{i_SUP} [%mol]
N_2	$z_{N_2_SUP} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{N_2_AC}$	$y_{N_2_CAL} = \frac{z_{N_2_CAL}}{z_{T_CAL}}$
O_2	$z_{O_2_CAL} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{O_2_AC} - \alpha_1 + (\alpha_3/2) - (\alpha_2/4)$	$y_{O_2_CAL} = \frac{z_{O_2_CAL}}{z_{T_CAL}}$
CO_2	$z_{CO_2_CAL} = (S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{CO_2_AC}) + \alpha_1$	$y_{CO_2_CAL} = \frac{z_{CO_2_CAL}}{z_{T_CAL}}$
Ar	$z_{Ar_CAL} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{Ar_AC}$	$y_{Ar_CAL} = \frac{z_{Ar_CAL}}{z_{T_CAL}}$
SO_2	$z_{SO_2_CAL} = S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{SO_2_AC}$	$y_{SO_2_CAL} = \frac{z_{SO_2_CAL}}{z_{T_CAL}}$
H_2O	$z_{H_2O_CAL} = (S_{BG} \cdot X_{BG} \cdot y_{H_2O_AC}) + \frac{\alpha_2}{2} + z_{H_2O_BG}$	$y_{H_2O_CAL} = \frac{z_{H_2O_CAL}}{z_{T_CAL}}$

Onde:

X_{BG} - Excesso de ar da caldeira.

Com a composição do gás da caldeira e a entalpia na saída de cada trocador de calor, todas as temperaturas do gás ao longo do seu fluxo são obtidas.

5. Solução e validação do modelo

Após definir as equações de balanço de massa e energia inicia-se o processo de solução do sistema. Para garantir o bom funcionamento do modelo é feita a validação dos dados utilizando os valores obtidos da caldeira C67_520 da usina.

O cálculo é feito de modo iterativo, visto que o modelo deverá obedecer às premissas da usina. Os valores de entrada do modelo estão de acordo com as informações fornecidas no capítulo 3 e, para validá-los, o resultado da simulação será comparado com os resultados atuais da usina.

5.1.Dados de entrada e saída

Os dados de entrada e saída serão detalhados de modo a seguir os passos para a modelagem dos fluxos de vapor e gás da caldeira e turbinas. Diante da grande quantidade de valores obtidos e inseridos não será possível descrever neste capítulo todos os valores, ou seja, para maior clareza do leitor, estes serão mostrados nas tabelas com os estados termodinâmicos encontradas no anexo 3.

Nas tabelas estão todas as pressões, temperaturas, entalpias e entropia de cada ponto de operação do ciclo híbrido termodinâmico, onde os dados grifados na cor vermelha representam dados de entrada e os demais, na cor preta, são os dados de saída.

Combustível da Caldeira - A usina fornece a quantidade de moagem da cana-de-açúcar, o percentual de bagaço gerado pela cana e a reserva técnica de segurança, todos dados de entrada no modelo. O percentual de cinzas, perdas na fornalha e o poder calorífico inferior (PCI) são inseridos de acordo com o balanço das caldeiras existentes. Estes tornar-se-ão dados de entrada para a caldeira do ciclo híbrido.

Uma das principais condições de contorno do sistema, a temperatura de saída dos gases na chaminé, não deve ser menor que a estipulada pela usina (varia de acordo com os materiais utilizados na saída da caldeira e com os limites para evitar a condensação dos gases na chaminé). Portanto, nas simulações a temperatura deverá ser sempre superior a 140°C.

Vapor de processo – Dimensiona-se a caldeira de forma a atingir a quantidade de vapor para o processo com a quantidade de bagaço disponível para queima (valor de saída). A pressão e temperatura do vapor de processo obtidos devem atender às premissas da usina.

A quantidade de vapor de processo será a diferença entre a quantidade de vapor de saída da TVBP e o de entrada da TVCD. Portanto, neste caso será inserida a vazão do vapor que irá para a TVCD, considerando que a necessidade de vapor de processo da usina seja atendida. A pressão e temperatura do vapor que retorna do processo são dados de entrada de acordo com a usina em questão.

Propriedades da água - O modelo inclui as propriedades termodinâmicas da água em um catálogo (library) incluído no EXCEL. Com isso é possível obter o estado termodinâmico da água em todos os pontos da caldeira informando, no mínimo, duas propriedades termodinâmicas.

Propriedades dos gases - A temperatura de entrada e saída de todos os gases utilizados no sistema é determinada conhecendo suas entalpias. Com a composição química dos gases em cada ponto, é possível determinar as temperaturas utilizando a equação (4.23).

Para este modelo não será considerado perdas de carga dos gases, ou seja, a pressão dos gases é constante na caldeira e não entrará nos cálculos. A composição do ar e massa molar dos componentes será inserida no modelo.

Condutância térmica - Este trabalho não entrará no mérito da geometria de nenhum trocador de calor, ou seja, a condutância térmica após ser obtida (valor de entrada), atuará como uma constante apenas para fixar os dados geométricos e desempenho destes equipamentos. Abordagem análoga é feita com o produto " $\sigma \cdot A \cdot F$ ", para a transferência de calor por radiação na fornalha.

Para as equações convergirem, a condutância deve ter um valor que permita igualar as equações (5.1) e (5.2), após as definições das entalpias e temperaturas dos fluidos do trocador de calor.

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_i(h_s - h_e) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{TC} = \frac{(U.A)_{TC} \cdot (\Delta T_b - \Delta T_a)}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (5.2)$$

Uma vez que o valor da condutância seja encontrado, este não será mais alterado, ou seja, eventuais variações nas cargas da caldeira, e consequentemente, entalpia e temperatura dos fluidos, terão que satisfazer as equações para a condutância térmica fixada.

Água de alimentação – valor de entrada de acordo com a vazão solicitada para o vapor de processo, considerando a perda de blowdown, focando na máxima produção possível para a quantidade de bagaço disponível.

O valor inserido para pressão da água na saída da bomba será de acordo com o estado termodinâmico que se pretende obter do vapor na saída da caldeira. Durante o ciclo do vapor algumas perdas de carga foram inseridas na caldeira, tratam-se de perdas pontuais de pressão [bar] em alguns trocadores de calor seguindo os moldes da caldeira C67_520 para obter a pressão exata do vapor na saída da caldeira. Os valores são mostrados nas tabelas com os estados termodinâmicos encontradas no anexo 3.

A temperatura da água de alimentação (valor de entrada) é obtida considerando que o líquido está no estado subresfriado na saída da bomba para a entalpia encontrada através das equações do modelo.

Ar de Combustão - O percentual de excesso de ar da combustão é obtido seguindo a quantidade de ar e combustível (ambos dados de entrada) inseridos na caldeira. A temperatura do ar externo será de 25°C.

De modo iterativo, a entalpia do ar de combustão deve ser estimada (valor de entrada) para que, após a combustão na fornalha, o gás forneça energia suficiente para que no pré-aquecimento deste mesmo ar ao passar pelo APH, a entalpia obtida seja a mesma.

Para o ciclo híbrido, realiza-se o preaquecimento externo do ar de combustão ao mistura-lo com os gases de exaustão produzidos pela turbina a gás no ciclo topping (com ou queima suplementar) e o ar ambiente. Após a mistura do ar com o gás de exaustão da TG, obtém-se o ar de combustão para entrar na fornalha. A temperatura deste é alterada a partir da entalpia do mesmo.

Fornalha - A vazão de vapor (valor de entrada) que irá para a fornalha será em função da taxa de transferência de calor por radiação perdida na fornalha, suficiente para elevar a entalpia da água, recebida após o economizador, até a temperatura de saturação. A vazão será estimada considerando que o gás na caldeira se mantenha em faixas de temperaturas estipuladas para caldeiras, em torno de 800°C, a fim de evitar danos ao SH2.

SH2 – Sabendo a pressão do vapor que passa neste trocador de calor (definida pela diferença entre a pressão da água de alimentação e as perdas de carga inseridas na caldeira), define-se a temperatura do vapor produzido na caldeira de modo a obter a temperatura exata que a turbina de contrapressão de alta pressão requisita.

Com a temperatura e pressão do vapor superaquecido (valor de entrada), obtêm-se as demais propriedades termodinâmicas. O vapor que entra no superaquecedor 2 é o resultado da soma do vapor após o primeiro superaquecimento com o spray. Não há um valor exato para o valor de entrada do spray. Este deverá ser suficiente para manter a condutâncias térmica dos superaquecedores semelhantes. O estado termodinâmico do spray é o mesmo do blowdown para efeito de cálculos.

SH1 – As propriedades termodinâmicas do vapor que entra nesse trocador são obtidas sabendo-se a pressão de saída do vapor, que se encontra saturado, na saída do evaporador 2. As propriedades do vapor superaquecido são obtidas a partir da temperatura (valor de entrada) do vapor que se deseja obter na saída.

EVA2 - O estado termodinâmico da água que sairá deste trocador para o SH1 é vapor saturado e será obtido sabendo-se a pressão neste estado (valor de entrada).

Blowdown - O ponto 78 representa um percentual de água perdida no processo, conhecido como blowdown. A vazão foi estimada de acordo com as caldeiras das usinas existentes no estudo de caso, geralmente na ordem de 2% da água total da caldeira (valor de entrada). O estado termodinâmico é o líquido saturado e suas demais propriedades são obtidas a partir da pressão do líquido.

Pré-aquecedor de Ar - A massa de ar (valor de entrada) é calculada de acordo com a carga de bagaço queimado na caldeira para obter o excesso de ar de 20% a 30%.

ECO1 – Com o estado termodinâmico e a vazão da água de alimentação determinada, define-se o percentual de água que passará pelo ECO1, geralmente estimado para diminuir o tamanho deste trocador de calor. A temperatura de saída da água é inserida considerando que temperaturas elevadas demandam mais energia do gás que é limitado pela temperatura de saída na chaminé.

ECO2 – A temperatura de saída da água neste trocador de calor será um valor de entrada no modelo. A temperatura será máxima suficiente para não reduzir a temperatura do gás na chaminé até o limite estabelecido pela usina. O gás que sai do ECO1 deve ter energia suficiente (h_{42}) para, após o pré-aquecimento, permanecer a temperaturas superiores as estipuladas pela usina ao chegar à chaminé, a fim de evitar condensação do gás e corrosão na mesma.

Desaerador – A temperatura da água de alimentação na saída do suficiente para após o bombeamento obter a temperatura definida na entrada do economizador 1, sabendo-se que maiores temperaturas requisitam mais fornecimento de energia do gás da caldeira no economizador 2, ou maior extração de vapor para o desaerador.

O valor de entrada da pressão do desaerador é definido de modo que a água saia saturada e na temperatura desejada para a água de alimentação da caldeira. Quanto maior a temperatura, maior a eficiência da caldeira. Por isso há a otimização do quanto se gasta de energia para elevar a temperatura de entrada da caldeira. Por conveniência, utilizam-se pressões na ordem de grande das pressões do vapor utilizada na usina e em seu processo.

No caso do ciclo híbrido, o valor de entrada da vazão de vapor extraída para o desaerador será de modo que a água do desaerador saia no estado saturado, para a pressão escolhida e na temperatura máxima. Esta extração deverá ser a menor possível visto que será obtida do vapor após a TVAP, gerando menos energia elétrica na TVBP.

São conhecidas na literatura diversas formas de pré-aquecer a água de alimentação (ciclo regenerativo). Para este modelo tal será feito mediante a extração [kg/s] no ponto 502, obtido pelo vapor gerado após passar pela turbina de contrapressão de alta pressão.

Bomba de alimentação – Para a bomba de água de alimentação da caldeira o valor de entrada será a eficiência isentrópica.

Estado termodinâmico da água de make-up - valor de entrada de temperatura e pressão da água fornecida pela usina. Demais parâmetros obtidos através da tabela e propriedades da água

Turbinas a vapor – Para as turbinas a vapor, serão valores de entrada a eficiência isentrópica, a eficiência do gerador e os títulos do vapor na saída da turbina. Após as visitas técnicas, obteve-se a eficiência isentrópica das turbinas a vapor plena carga que serão utilizadas no estudo de caso.

Caso a turbina opere fora da carga máxima, sabe-se que sua eficiência decresce. A simulação do modelo será em regime permanente, visto que o objetivo é mostrar o ganho de eficiência energética da usina operando com as mesmas condições. Se a turbina operar com carga parcial, um percentual de perda na eficiência isentrópica será inserido no modelo numérico.

Pressão de condensação – A pressão do condensado será valor de entrada no modelo, baseando-se na pressão de condensação da turbina existente na usina estudada.

Estado termodinâmico do condensado – Após o condensador, o condensado passa por uma bomba e retorna ao ciclo com pressão e temperatura fornecida pela usina. Este condensado passa pelo processo da usina. Portanto, serão utilizados como valores de entrada apenas os valores de pressão e temperatura da água.

Vapor reaquecido - A pressão de saída do vapor da TVAP é a pressão do vapor que será reaquecido. O valor desta pressão será inserido no modelo. A temperatura de saída da TVAP é encontrada sabendo esta pressão e a entalpia do vapor superaquecido. Já a temperatura de saída do vapor após o reaquecimento será inserida de acordo com a temperatura do vapor exigida na entrada da TVBP.

O estado termodinâmico do vapor a ser reaquecido será definido de acordo com as turbinas a vapor utilizadas e suas condições estabelecidas no estudo de caso. A adição de água dessuperaquecida antes do reaquecimento pode ser feita afim de se gerar mais vapor para a turbina de contrapressão de baixa pressão, conforme sua utilização e disponibilidade de queima suplementar.

Turbina a Gás - Os parâmetros da turbina gás são inseridos no modelo. No anexo 1 foram mencionadas as propriedades da turbina a gás utilizada no ciclo híbrido. A composição dos gases de exaustão também é fornecida ao modelo, seguindo o catálogo do fabricante.

O combustível, tanto para a TG quanto para a queima suplementar, terá sua composição simplificada, ou seja, será constituído completamente pelo metano, visto que o mesmo na prática o combustível possui parcelas mínimas de outras composições. Com isso será inserido o PCI do metano.

Além disso o catálogo fornecido pelo fabricante da TG apresenta a composição final dos gases de exaustão e após a queima do metano, obtém-

se a composição do gás que irá para a caldeira. Utilizando as equações do modelo, encontra-se a entalpia e, conseqüentemente, a temperatura.

Gás suplementar - A quantidade de gás natural injetado no queimador é controlada pela entalpia do gás após a queima suplementar. Esta entalpia, conforme equação (4.109), deverá ser suficiente para fornecer calor ao reaquecimento do vapor e pré-aquecer o ar de combustão.

O queimador de duto possibilita o controle da temperatura dos gases de exaustão da turbina. Quanto maior esta entalpia, maior o fornecimento de gás para obtê-la. Por isso deve-se encontrar um valor que não aumente o consumo de gás.

A quantidade de gás usada será definida de acordo com as condições do projeto. O objetivo é queimar a menor quantidade para viabilizar o reaquecimento e o pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira. A composição final foi calculada a partir da composição do gás da TG e da quantidade de metano queimado.

5.2. Validação do modelo

Para validar o modelo foi simulada uma das caldeiras existentes da usina. A caldeira escolhida para a validação foi a C67_520, em operação plena pela usina na geração de vapor e energia elétrica. Esta verificação é importante para garantir a confiabilidade do modelo matemático e numérico.

Diversos parâmetros como PCI do bagaço, temperatura de saída dos gases da caldeira, temperatura de entrada do ar e excesso de ar da combustão devem ser ajustados para seguir de referência para os modelos simulados no ciclo híbrido. Os principais dados de entrada, de acordo com as informações descritas no capítulo anterior, são mostrados na tabela 21 a seguir.

Tabela 21. Dados de entrada – Validação do modelo da C67_520

Parâmetro	Valor de entrada	Unidade
Bagaço disponível	73,8	t/h
PCI	6.735	kJ/kg
Perdas por bagaço não queimado	1,0	%

Perdas na fornalha	1,0	%
Vazão de ar de combustão	247,15	t/h
Pressão da água de alimentação da caldeira	71,1	bar
Temperatura de saída do vapor da caldeira	520	°C
Água de alimentação	148,9	t/h
Blowdown	2,0	%
Vapor para condensação	15,1	t/h
Eficiência isentrópica TVAP	82,0	%
Eficiência isentrópica TVBP	81,0	%
Eficiência isentrópica TVCD	90,0	%
Título TVCD	0,9	%
Pressão na saída da TVAP	12,8	bar
Extração para Refinaria	18,0	t/h
Extração para Condensação	15,1	t/h

Esta caldeira, embora opere com ciclo Rankine com condensação, apresenta alguns pontos de possíveis otimizações, visto que não utiliza recursos termodinâmicos disponíveis como reaquecimento, regeneração e aproveitamento de outras fontes de energia para aumento de eficiência global. Com a otimização a partir dos ciclos híbridos, é possível aumentar a eficiência, permitindo ampliar o excedente de vapor para geração de energia elétrica.

O objetivo desta validação é verificar o funcionamento do modelo proposto. Em uma caldeira devem-se considerar perdas de pressão e temperatura ao longo das trocas de calor e estas informações variam conforme a operação da caldeira, portanto se tornam difíceis de ser mensuradas. Os valores inseridos foram estimados para melhor aproximação na validação. Com a visão macro do ciclo desta caldeira, os resultados essenciais são mostrados na tabela 22.

Tabela 22. Dados de saída – Validação do modelo da C67_520

Parâmetro	Valor de entrada	Unidade
Bagaço efetivo para queima	73,0	t/h
Vazão de gás na caldeira	319,6	t/h
Temperatura na chaminé	148	°C
Entalpia da água de alimentação	458,9	kJ/kg
Entalpia do vapor após TVAP	3068,1	kJ/kg
Entalpia do vapor após TVBP	2783,6	kJ/kg
Vazão de vapor de processo	112,9	t/h

Temperatura do gás na fornalha	1305	°C
Vazão de vapor na saída da caldeira	146,0	t/h
Energia elétrica gerada TVAP	15,2	kW
Energia elétrica gerada TVBP	9,6	kW
Energia elétrica gerada TVCD	1,8	kW
Geração total	26,6	kW
Eficiência global	16,7	%

Com um total de 26,6 MWe elétrico gerado a partir do vapor a 67 bar/520°C, para um consumo próprio aproximado de 73,8 t/h de bagaço, obteve-se eficiência global do ciclo de 16,7%. A figura 31 ilustra o modelo encontrado para a C67_520.

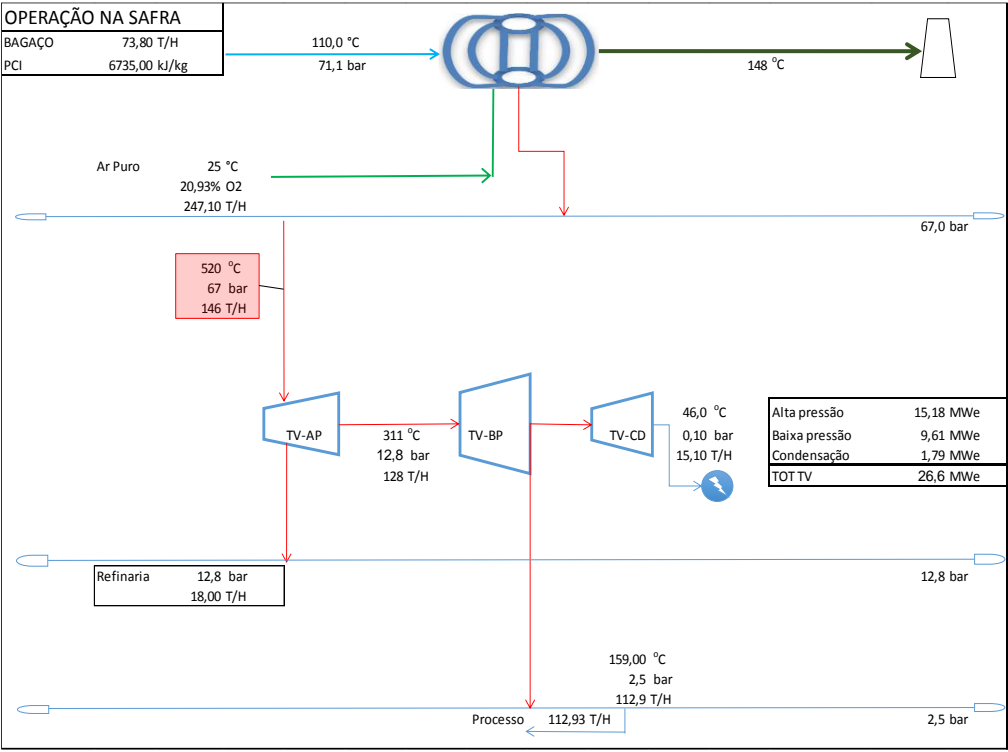


Figura 31. Validação do modelo – C67_520

Os valores obtidos na simulação, portanto, se aproximam dos descritos no capítulo anterior. A diferença, por exemplo, de 5°C entre as temperaturas de saída do gás na chaminé da caldeira mostram que o modelo está adequado, pois há perdas de pressão, vazamentos, perdas por radiação, entre outros agentes que influenciam neste resultado. Relativamente a emissões dos gases na chaminé, a validação foi realizada de acordo coma quantidade de bagaço e

ar na combustão e a composição do gás emitido na C67_520. A tabela 23 apresenta a composição do gás encontrada.

Tabela 23. Validação das emissões na caldeira C67_520

Componente	% (Mol) atual	% (Mol) Modelo
N ₂	57,50%	56,81%
O ₂	3,45%	3,08%
CO ₂	11,40%	11,47%
H ₂ O	26,98%	27,97%
Ar	0,67%	0,67%
SO ₂	0,00%	0,00%

As pequenas diferenças neste caso são decorrentes da diferença da quantidade de ar de combustão inserida, além de possíveis alterações na composição do ar de combustão (considerado puro nos cálculos). Outra consequência desta diferença pode ser percebida na diferença de 4°C na entre a temperatura prevista e medida do gás na fornalha.

Com a composição dos gases de exaustão da TG fornecida pelo fabricante também foi possível validar seu modelo, como mostra a tabela a seguir. A diferença nos valores encontrados, neste caso, se deve à queima do gás natural considerando metano puro, além das eventuais diferenças na composição do ar puro.

Tabela 24. Validação das emissões na TG

Componente	% (Mol) TG	% (Mol) Calculado
N ₂	75,571	75,583
O ₂	13,949	13,951
CO ₂	3,191	3,191
H ₂ O	6,404	6,388
Ar	0,886	0,886
SO ₂	0,000	0,000

Para a validação destes parâmetros, a caldeira foi simulada operando sob as mesmas condições, admitindo que todo o vapor seja produzido e distribuído de acordo com a descrição atual, ou seja, geração de energia elétrica utilizando em turbinas a vapor com eficiência semelhante às utilizadas, demanda do vapor de processo e para a refinaria. Além desta validação da

simulação, foi possível comparar os valores das temperaturas e pressões após cada trocador de calor com softwares comerciais de fabricantes de caldeiras.

Conforme dito, a usina exporta energia durante a safra e na medida que participe dos leilões, o potencial de exportação tenderá a aumentar. Considerando que o consumo próprio pode variar para a maior produção de energia e flutuações que podem ocorrer na quantidade de cana processada, o ideal é que haja um estudo flexível, visando o ganho de eficiência global através de melhorias termodinâmicas, atendendo às premissas da usina.

6. Usina híbrida

Para implementar o ciclo híbrido na usina foram utilizadas as premissas de acordo com as informações descritas no capítulo 3. Além das melhorias previstas com o novo projeto, pretende-se fazer o menor número de alterações na planta original da usina.

A nova configuração inclui a aquisição de uma caldeira com capacidade de produzir 210 t/h de vapor a 95 bar e 425°C. É adotado um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração com um ciclo topping adjacente queimando gás natural em uma turbina a gás. O gás de exaustão da nova turbina a gás permite o reaquecimento de vapor e o pré-aquecimento do ar de combustão da caldeira.

É necessário inserir: (i) uma nova turbina a vapor de condensação com extração para fazer o reaquecimento; (ii) uma turbina a gás; (iii) um queimador de duto e (iv) um trocador de calor para o reaquecimento externo. A usina manterá sua necessidade de vapor para os acionamentos mecânicos e de vapor a 12 bar para a refinaria de açúcar amargo.

Com a limitação da linha de transmissão em torno de 45MWe, busca-se alcançar este limite na safra e utilizar o bagaço restante para queimar na entressafra. O objetivo deste estudo é comparar o ganho de eficiência da usina híbrida em relação à atual, sendo a operação na entressafra com aquisição extra de bagaço inviável, visto que é uma hipótese desprezada pela usina por questões logísticas que envolvem a compra, preços e disponibilidade. Portanto, apenas a quantidade de bagaço mínima para a operação da caldeira, obtida após a economia de bagaço na safra, será utilizada na entressafra.

A caldeira na safra é definida de modo a operar a plena carga, e, consequentemente, com maior eficiência, cumprindo a obrigação de manter a quantidade de vapor de processo para as moendas. Portanto, a demanda fixa

de vapor de processo durante a safra será o principal requisito na escolha da caldeira.

O segundo foco nas simulações é gerar o máximo de energia elétrica alcançando os 45MWe na safra seguindo todos os demais pré-requisitos da usina. Espera-se que com o aumento da eficiência do ciclo, a configuração se torne viável economicamente e possua baixa emissão por energia gerada.

6.1. Operação com gás natural na safra

O modelo do ciclo híbrido opera utilizando 3 caldeiras consumindo um total de 223,3 t/h de bagaço na safra para gerar todo o vapor de processo produzido originalmente. A figura 32 apresenta a solução da usina híbrida para a safra.

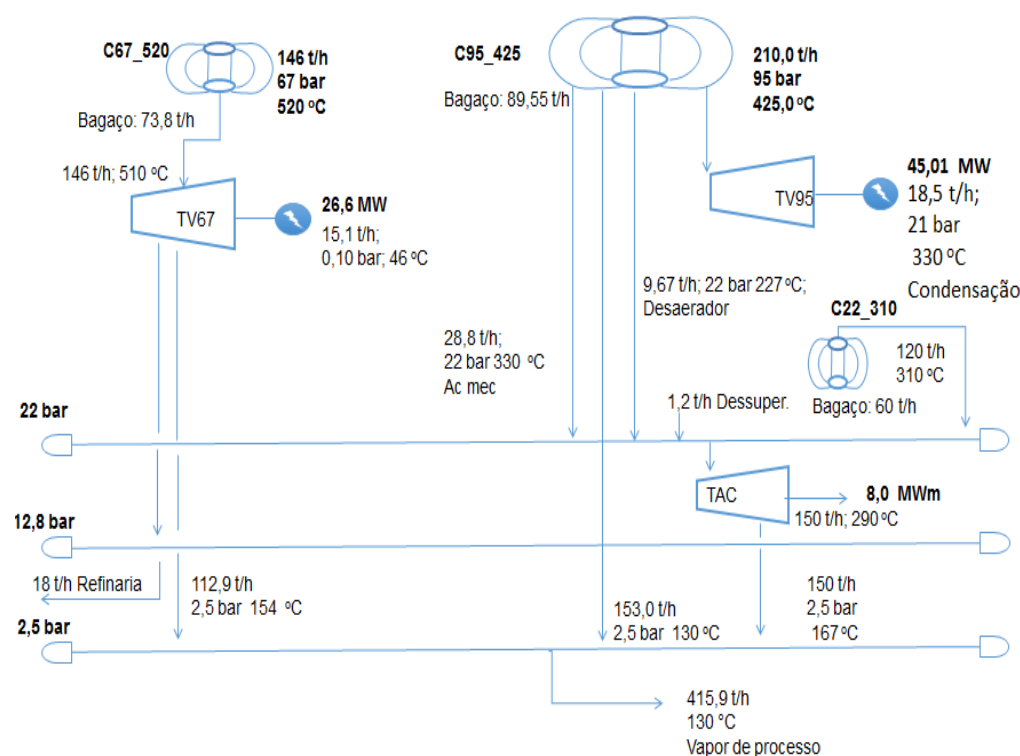


Figura 32. Diagrama esquemático da solução híbrida na safra

A Caldeira C67_520, a mesma que já opera na usina, consome 73,8 t/h de bagaço para produzir 146t/h de vapor na pressão de 67 bar e a 520°C. Esta

produção de vapor é utilizada para gerar 26,6 MWe na turbina de condensação TG5 condensando 15,1 t/h de vapor até a pressão de 0,15 bar a 54°C.

Outra parte desta produção é utilizada para a demanda de vapor da refinaria da usina, através do aproveitamento de aproximadamente 18 t/h de vapor a 12,8 bar, extraídos da turbina TV67. O restante, 112,9 t/h, é extraído da turbina TG5 a 2,5 bar a 154°C para ser aproveitado como vapor de processo da usina.

A nova caldeira adquirida, C95_425, consome 89,55 t/h de bagaço para produzir 210 t/h de vapor na pressão de 95 bar e a 425°C. O bagaço queimado nesta caldeira será o mesmo usado na caldeira C62_480 e C22_310_2, escolhidas para serem desativadas, visto que além de operar com baixa eficiência, são as mais antigas, segundo a usina.

O vapor é utilizado para gerar 45 MWe em uma turbina de contrapressão, condensação e a gás. O vapor, cerca de 9,67 t/h, extraído pela turbina de contrapressão de alta pressão (TVAP) é aproveitado para pré-aquecer a água de alimentação. Outra parte do vapor, 18,5 t/h, segue para a turbina de condensação onde será condensado até 0,1 bar a 45,2°C.

Outra extração de vapor produzido (28,8 t/h, 22 bar, 330°C) é destinada à turbina de acionamentos mecânico da usina, visto que a usina necessita de 150 t/h de vapor para gerar a energia mecânica em suas moendas. Injeta-se ainda 1,2 t/h de água, para obter a quantidade e qualidade do vapor necessária para a turbina de acionamento.

A Caldeira C22_310_1 continua consumindo 60,0 t/h de bagaço para produzir cerca de 120 t/h de vapor na pressão de 22 bar e a 310°C. A produção de vapor é utilizada para gerar 8,0 MWm em uma turbina de acionamento mecânico TAC. O vapor é somado ao vapor gerado na caldeira C95_425 totalizando os 150 t/h e entra na TAC a 290°C. Após passar pela turbina é aproveitado como vapor de processo a 2,5 bar na temperatura de 167°C.

A tentativa no estudo é fornecer o máximo de vapor possível para a TVCD, ou seja, retirar o menos possível para refinaria e processo, utilizando o recurso de água dessuperaquecida para complementar as demandas de vapor,

visto que o vapor gerado na caldeira híbrida possui carga térmica excedente. Este volume de água será o mínimo possível obedecendo ao estado termodinâmico que o vapor de processo exige. Visto que há outras caldeiras e turbinas a vapor na usina, o somatório do vapor rejeitado em cada TV será somado e deverá atingir a demanda e vapor de processo.

O resultado é a produção de aproximadamente 416t/h de vapor para o processo da usina a 130°C, cumprindo os pré-requisitos estabelecidos. A potência gerada foi de 71,7 MWe e 8,0 MWm (necessário para os acionamentos mecânicos da usina).

6.2.Balanco energético da caldeira C95_425 na safra

A caldeira C95_425 é escolhida de modo a ter um baixo superaquecimento e elevada pressão para produzir 210t/h de vapor. Para gerar esta quantidade vapor é necessária introduzir 89,55 t/h de bagaço, considerando o PCI do bagaço obtido anteriormente na validação do modelo. A tabela 25 apresenta os parâmetros utilizados para a quantidade de energia inserida na caldeira.

Tabela 25. Valores de entrada do combustível na safra

Moagem da cana	7376,19	t/dia
Percentual de bagaço gerado pela cana	30,0	%
Bagaço inserido	89,5	T/hH
PCI	6735	kJ/kg
Reserva técnica (segurança da usina)	2,0	%
Bagaço não queimado	0,895	T/h
Perdas na fornalha	1,0	%

A figura 33 mostra o balanço energético da caldeira C95_425 com a turbina a gás associada para o ciclo híbrido na safra.

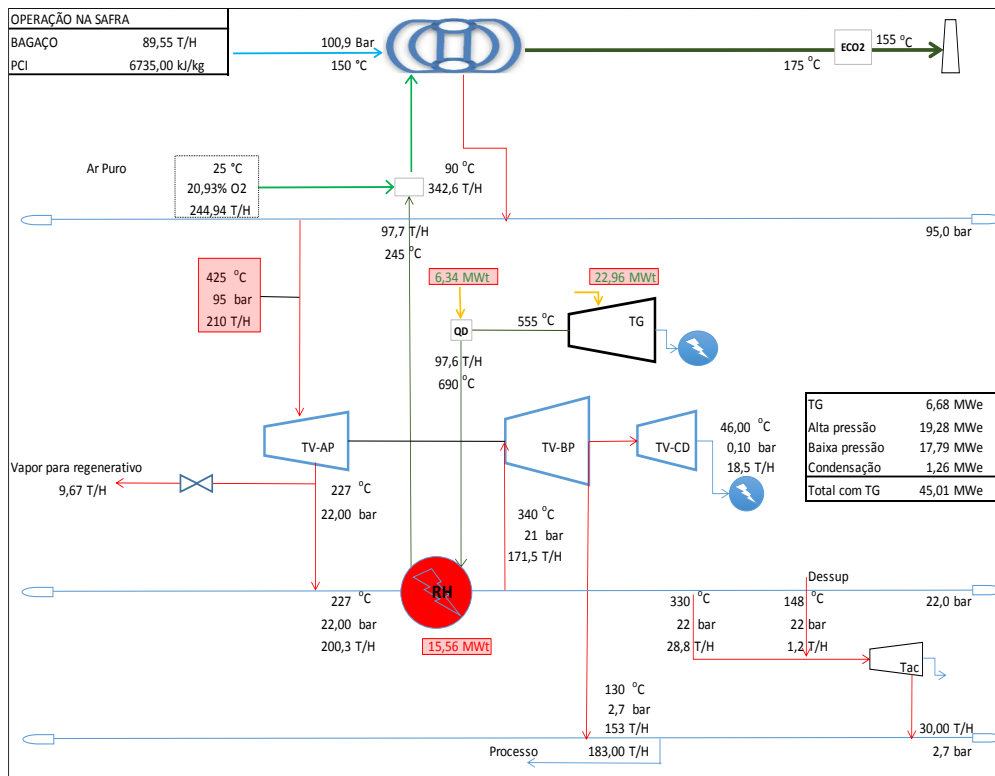


Figura 33. Caldeira com turbina a gás associada na Safra

A energia oriunda do gás natural queimado na TG e no QD é totalmente aproveitada no ciclo a vapor. Mesmo com o baixo consumo devido à escolha de uma TG menor, a exaustão é suficiente para fornecer energia ao ciclo de três maneiras permitindo produzir o vapor de processo necessário com menor quantidade de bagaço consumido.

A redução do consumo de bagaço só é permitida pelo aumento de eficiência do ciclo de vapor. Com o aumento da pressão e baixa superaquecimento na caldeira, é possível com uma pequena extração de vapor na saída da TVAP fornecer energia a água de alimentação (ciclo regenerativo) elevando a temperatura da água na saída do desaerador antes de entrar efetivamente na caldeira.

Com uma maior temperatura da água de alimentação, além de reduzir as dimensões do economizador (ECO1) da caldeira, o gás sairá deste equipamento com entalpia suficiente para pré-aquecer a água que entrará ECO2 até 147°C. A figura 34 mostra o esquema para o pré-aquecimento da água de alimentação.

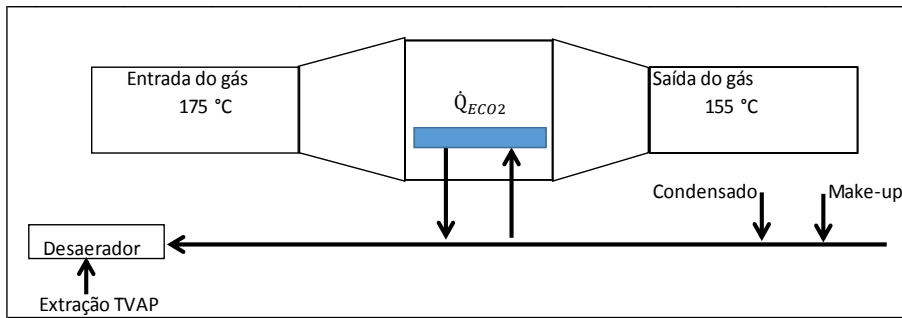


Figura 34. Esquema para o pré-aquecimento da água

Outro fator que possibilita a economia de bagaço é o pré-aquecimento do ar de combustão antes de entrar na caldeira. Este pré-aquecimento é feito aproveitando o calor dos gases de exaustão da turbina a gás. A caldeira opera com cerca de 30% de excesso de ar na combustão, totalizando, portanto, 342,6 t/h de ar de combustão. Parte do ar puro a 25°C se mistura com o gás de exaustão da TG, onde absorve o calor dos gases de exaustão sendo suficiente para elevar a temperatura do ar até 90°C.

A vazão do gás de exaustão da TG, em torno de 97,7t/h a 245°C, é calculada após a queima suplementar e o reaquecimento. A quantidade de ar a ser misturada é calculada de modo que o percentual de oxigênio do ar de combustão seja suficiente para manter a temperatura da fornalha em torno de 1280°C na queima com o bagaço, seguindo temperaturas próximas encontradas na fornalha da caldeira C67_520 operando com excesso de ar semelhantes.

O vapor na saída da turbina de contrapressão de alta pressão, gera 19,28 MWe e sai com 22 bar de pressão a 227°C. Após a extração 9,67 t/h para a água de alimentação, o restante segue para o reaquecedor (RH). É neste reaquecedor que a temperatura do vapor se eleva para 340°C através da troca de calor com os gases de exaustão da turbina a gás. Considera-se ainda uma perda de 1 bar nesta linha de vapor. A figura 35 mostra o esquema para o reaquecedor.

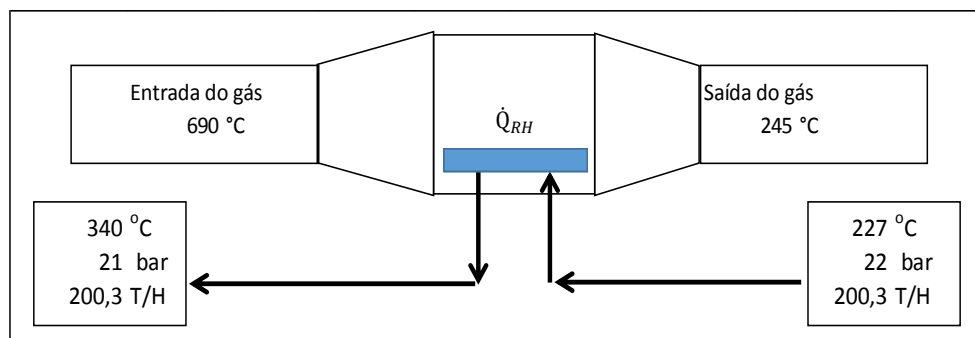


Figura 35. Esquema para o reaquecimento do vapor na safra

Os gases de exaustão, com o intuito de permitir um ajuste refinado da temperatura do vapor, são submetidos a uma queima suplementar através do queimador de duto. O gás sai da TG a 555°C, temperatura insuficiente para se obter o estado termodinâmico do vapor necessário antes de entrar na turbina de baixa pressão. Com isso eleva-se a temperatura dos gases até 690°C com a queima de 6,34 MWt de gás.

Após o reaquecimento do vapor, parte deste retorna à turbina de baixa-pressão, gerando energia elétrica, vapor de processo e condensado na TVCD. Outra parte, mistura com água para obter 30 t/h de vapor a 22 bar, 290°C com destino para turbina de acionamento mecânico. Portanto, extraindo-se o máximo para a TVCD, o vapor sairá da TVBP com cerca de 153 t/h a 2,7 bar e 130°C para as demandas do processo da usina.

As turbinas a vapor foram escolhidas de modo a permitir operar com alta pressão e temperaturas suficientes para convergir com energia fornecida pelos gases de exaustão da TG. Tratam-se de turbinas existentes no mercado e suas eficiências foram obtidas em contato direto com os fabricantes durante as visitas técnicas.

A TVBP rejeita o vapor a 2,7 bar, onde parte será condensado e outra irá para o processo. Durante a safra, a vazão para a TVCD é menor devido à demanda do processo e por isso opera com carga inferior e baixa eficiência. A tabela 27 informa os valores utilizados nas TV para safra.

Tabela 26. Propriedades das turbinas a vapor na safra.

Turbinas à Vapor	Vazão [t/h]	T [°C] Entrada	T [°C] Saída	P [bar] Entrada	P [bar] Saída	Eff. Isentrópica	Eff. Gerador	Energia [MWe]
TVAP	210	425	227	95,0	22	87%	95%	19,28
TVBP	171,5	340	130	21,0	2,7	88%	95%	17,79
TVCD	18,5	130	45	2,7	0,1	52%	95%	1,26

6.3. Operação com gás natural na entressafra

Na entressafra apenas a caldeira nova se mantém ativada. Com a economia de bagaço durante a safra é possível operá-la com carga parcial permitindo gerar grande quantidade de energia elétrica, aproximadamente 37,3 MWe, incluindo 6,68MWe gerado pela TG. Durante este período de 120 dias queima-se 52,3 t/h de bagaço e 22,96MWt de gás natural utilizando os mesmos equipamentos da safra, com isso é produzido 121 t/h de vapor a 95 bar, 425°C. A figura 36 abaixo, apresenta a solução híbrida para a entressafra.

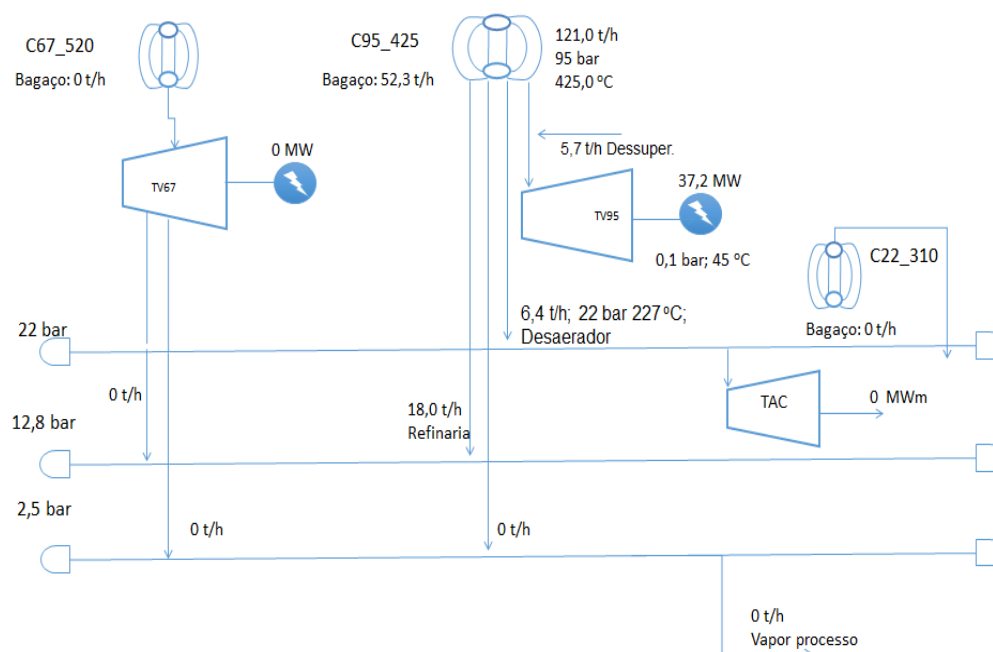


Figura 36. Diagrama esquemático da solução híbrida na entressafra

A refinaria continua em operação e a demanda ainda é de 18 t/h de vapor. Isto permite enviar quase todo vapor produzido para a turbina de condensação, visto que não há a necessidade de produzir vapor para o processo da usina.

6.4. Balanço energético da caldeira na entressafra

A operação da usina se torna simples na entressafra com apenas uma caldeira. Mantendo os mesmos parâmetros utilizados na safra, apenas se altera a quantidade de bagaço a ser queimado na caldeira. A figura 37 mostra o balanço energético da caldeira C95_425 com a turbina a gás associada para o ciclo híbrido na entressafra.

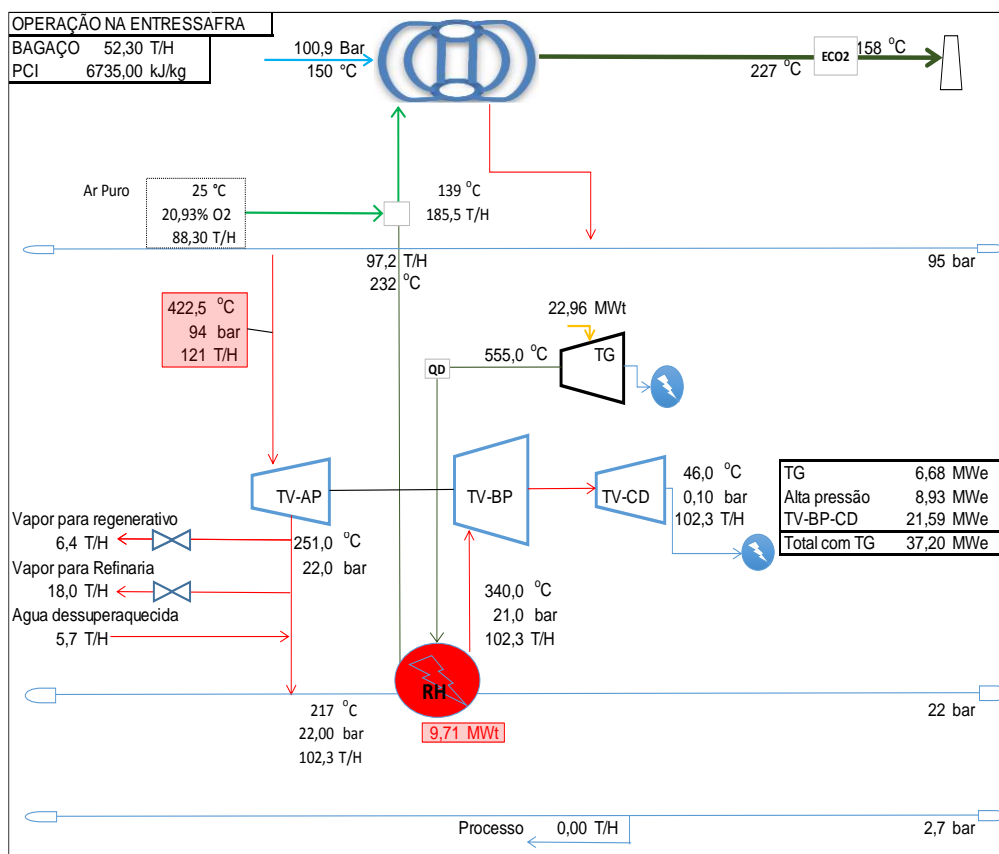


Figura 37. Caldeira com turbina a gás associada na Entressafra

Cerca de 6,4 t/h de vapor para o pré-aquecimento da água de alimentação é extraído após passar pela turbina de alta pressão. A TVAP é a mesma utilizada na safra, portanto será extraído novamente vapor a 22 bar e 270°C. Neste caso não é necessária queima suplementar no queimador de duto

pois os gases de exaustão da TG possuem entalpia mais do que suficiente para reaquecer o vapor que sai da turbina de alta-pressão.

Diante disso é possível aumentar a vazão de vapor que entrará na TVBP injetando até 5,7 t/h de água dessuperaquecida, obtida após a bomba de alimentação da caldeira, para que o vapor reaquecido entre na TVBP na qualidade exigida. Ainda antes do reaquecedor será extraída 18t/h para a refinaria.

A vazão do gás de exaustão da TG, agora sem queima suplementar é somente a vazão da TG. O gás após o reaquecimento a 234°C mistura-se ao ar frio e entra na caldeira a 139°C considerando a quantidade de ar puro para que a combustão opera com excesso de ar semelhante a caldeira C67_520. Além disso deve ser suficiente para manter a temperatura da fornalha em torno de 1290°C na queima com o bagaço.

O vapor na saída da turbina de contrapressão de alta pressão, gera 8,93 MWe e sai com 22 bar de pressão a 251°C. Após a extrações mencionadas o restante segue para o reaquecedor (RH). Considera-se ainda uma perda de 1 bar nesta linha de vapor. A figura 38 mostra o esquema para o reaquecedor na entressafra.

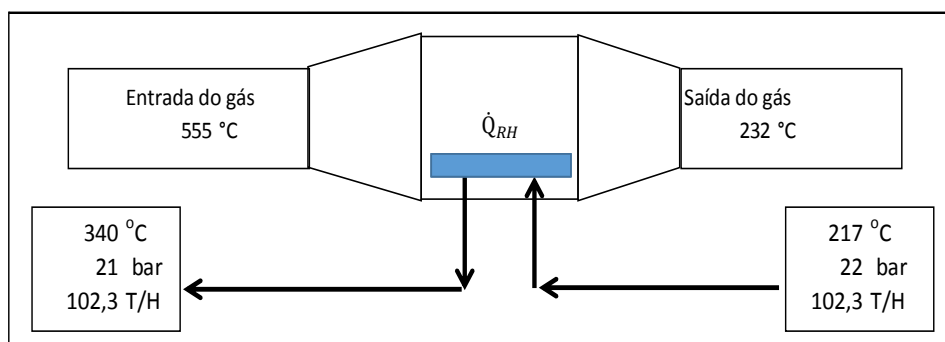


Figura 38. Esquema para o reaquecimento do vapor na entressafra

Após o reaquecimento do vapor, este segue todo para a TVCD, visto que não haverá demandas dos processos da usina. Com diferentes vazões atuando nas turbinas a vapor, deve-se alterar as eficiências segundo as curvas do fabricante. Alterações nas eficiências isentrópicas significariam mudanças na geração de energia e na qualidade do vapor na saída. No entanto, para efeitos

comparativos deste estudo de caso, foram feitas aproximações para obter as eficiências na entressafra, com alterações proporcionais à vazão de vapor. A tabela 28 informa os valores utilizados nas TV para a entressafra.

Tabela 27. Propriedades das turbinas a vapor na entressafra.

Turbinas à Vapor	Vazão [t/h]	T [°C] Entrada	T [°C] Saída	P [bar] Entrada	P [bar] Saída	Eficiência Isentrópica	Eficiência Gerador	Energia [MWe]
TVAP	121,0	425	251	95,0	22,0	70%	95%	8,93
TVBP	102,3	340	130	21,0	2,7	80%	95%	9,65
TVCD	102,3	130	45	2,7	0,1	87%	95%	11,94

Uma caldeira com maior geração de vapor consumiria mais bagaço tanto na safra quanto entressafra, ou seja, aumentaria a necessidade de compra de bagaço na entressafra para operá-la. O caso apresentado é para consumo máximo da refinaria, considerando que pode haver oscilações na usina. O projeto se torna mais simples, à medida que não existisse essa demanda para a refinaria e necessidades de vapor para as turbinas de acionamento mecânico.

Sem estas demandas a geração de energia aumentaria pois seria possível condensar o vapor na TVCD, ou seja, as extrações impactariam diretamente no dimensionamento da caldeira, turbinas e demais equipamentos. No entanto, mesmo considerando as premissas iniciais, foi possível obter uma solução. A análise dos resultados será mostrada no próximo capítulo.

7. Resultados e Análises

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises propostas neste trabalho. Primeiramente serão mostrados os resultados energéticos obtidos com a inserção da nova caldeira com o ciclo híbrido termodinâmico na safra e entressafra. Em seguida, a comparação entre a configuração da usina atual e a híbrida. Posteriormente, uma estimativa de retorno do investimento para o caso simulado. Por último, uma análise das emissões específicas de CO₂ da usina será feita, considerando os dois cenários.

7.1. Análise energética

Ao analisar usinas termelétricas de um modo geral, sabe-se que, para caldeiras com uma determinada pressão, a produção total de vapor se reduz à medida que queremos aumentar a eficiência elétrica elevando a pressão e temperatura de superaquecimento nas mesmas proporções.

Como a quantidade de bagaço é proporcional à quantidade de cana processada, assim como a quantidade de vapor é fixa, sendo necessária ao processo de fabricação de etanol e açúcar, a usina ficará sempre sujeita a estas duas condições conflitantes.

Além disso, aumentar a temperatura de superaquecimento junto com a pressão, diante da natureza corrosiva dos fluidos circulantes na caldeira, abre a possibilidade de corrosão nos trocadores de calor. Se somente alterarmos a pressão, prejudica a turbina a vapor ao reduzir o título do vapor na saída. Com o recurso do reaquecimento evita-se a possibilidade de baixos títulos nas TVs.

Com o foco no aproveitamento da energia dos gases da TG para aumentar eficiência e também produzir mais vapor, o reaquecimento e/ou superaquecimento externos com gás natural são soluções recomendadas. É

possível elevar a pressão com menor superaquecimento na caldeira permitindo aumentar a produção de vapor aliada a eficiência elétrica.

Seguindo todas as premissas e buscando simular situações próximas à realidade, o ciclo híbrido proposto resultou em uma caldeira de 95 bar/425°C produzindo 210 t/h de vapor e queimando 89,55 t/h de bagaço na safra, e 52,3 t/h na entressafra, com turbina a vapor de condensação com reaquecimento a 22 bar com extração a 2,5 bar.

A escolha da pressão caldeira, assim como da pressão de reaquecimento, foi baseada nas pressões que a usina opera atualmente, ou seja, com vapor de média pressão a 22 bar, buscou-se operar o ciclo híbrido com esta pressão, permitindo flexibilidade nos fluxos de vapor da usina. O modelo estudado por Guerreiro Ribeiro e Sioen (2014) utiliza uma TG pequena, com exaustão dos gases em temperaturas próximas a 555°C, portanto a temperatura de superaquecimento deve ser escolhida de modo que a temperatura dos gases de exaustão de TG deste porte seja suficiente para reaquecer o vapor.

Além da nova caldeira, foram mantidas as caldeiras C67_520 e a C22_310_1. A tabela 28 mostra a geração de energia elétrica e produção de vapor da usina.

Tabela 28. Geração da nova usina com OCC

Geração	Safra	Entressafra
TV67 [MWe]	26,6	-
TG [MWe]	6,68	6,68
TVAP [MWe]	19,28	8,93
TVBP [MWe]	17,79	9,65
TVCD [MWe]	1,26	11,94
Total gerado [MWe]	71,6	37,2
TAC [MWm]	8,0	-
Produção total de vapor [t/h]	476	121

Percebe-se que, além do ganho na safra, a economia de bagaço permite a usina operar em um período improdutivo (entressafra) gerando grandes

quantidades de energia elétrica. Dessa forma, o ciclo híbrido apresentou grande flexibilidade na produção adicional de vapor, através da queima suplementar de gás no queimador e/ou by-pass da turbina de alta pressão.

Este fato permite grande flexibilidade na quantidade de vapor que pode demandar a refinaria e/ou o processo. A principal alteração da usina, como mencionado, foi a substituição das caldeiras C62_480 e C22_310 por uma única caldeira com maior capacidade operando sob um ciclo híbrido na safra e entressafra. A tabela 29 mostra o resumo do consumo e geração da nova caldeira na safra e entressafra.

Tabela 29. Resultados da caldeira C95_425

C95_425	Safra	Entressafra
Consumo de bagaço [t/h]	89,55	52,3
Consumo de gás [MWt]	29,3	22,96
Consumo Total de combustível [MWt]	191,2	119,9
Participação do gás (%)	15%	19%
Geração bruta [MWe]	45,0	37,2
KWhe/tonelada cana	146,5	207,2

Os resultados mostram uma pequena participação do gás, 15% e 19% na safra e entressafra, respectivamente, em relação à quantidade de calor total inserida na caldeira. O ganho de eficiência atinge todo o ciclo termodinâmico e, a partir das equações (4.10) e (4.11), são obtidas as parcelas referentes à eficiência do ciclo a gás e do ciclo a vapor. A tabela 30 mostra as eficiências obtidas nas operações da nova caldeira para a safra e entressafra.

Tabela 30. Eficiências da caldeira C95_425 na safra e entressafra

Resultados	Safra (%)	Entressafra (%)
Eficiência global	23,1	31,1
Eficiência - Caldeira	88,9	87,6
Eficiência - Ciclo a vapor	20,4	27,0
Eficiência - Ciclo a gás	38,5	48,2

Repare que, na safra, a eficiência global é menor que na entressafra, mostrando a influência negativa da demanda de vapor de processo, ou seja, é gerada menos energia nas turbinas pois parte do vapor é requisitado para outros fins na usina.

Conforme também previsto, há uma queda na eficiência da caldeira durante a entressafra por estar operando com cargas inferiores às realizadas na safra. Conforme mencionado, foi consumido o resto de bagaço disponível da safra para operar na caldeira C95_425, desconsiderando a hipótese de comprar-se bagaço para operá-la com carga máxima.

A eficiência do ciclo a gás é maior na entressafra onde só a queima de gás natural na TG. Como os gases de exaustão da TG na entressafra possuem mais entalpia do que a necessária para o reaquecimento, não houve necessidade de queima suplementar. Além disso, permitiu o uso de água dessuperaquecida, aumentando a vazão nas turbinas a vapor, contribuindo assim para o aumento da eficiência do ciclo a vapor neste período. A tabela 31 abaixo compara a usina atual com a usina projetada.

Tabela 31. Quadro comparativo

Resultado	Usina Atual	Usina híbrida	Unidade
Moagem total de cana	4.200.000	4.200.000	Toneladas
Consumo de bagaço	2.265	2.265	GWht
Consumo de gás	0	206,80	GWht
Consumo Total	2.265	2.472,02	GWht
Participação do gás (%)	0	8,4	%
Geração bruta	229,92	450,88	GWhe
Eficiência térmica da Usina	10,0	18,9	%
Energia extra gerada	-	220,96	GWhe

Por fim, os resultados mostraram um efetivo ganho de eficiência global da usina com a inserção do ciclo híbrido a gás natural permitindo a geração de quase o dobro de energia elétrica por ano mantendo o mesmo consumo de bagaço. Se analisarmos a participação do gás durante o ano inteiro, o percentual é ainda menor. Em caso de se investir na compra de bagaço, seria possível operar a caldeira a plena carga na entressafra, obtendo a eficiência energética do ciclo a vapor na safra com maior geração de energia elétrica.

7.2. Análise Econômica

A seguir será analisado o potencial econômico do estudo de usina híbrida proposto. Além de seguir as premissas da usina, foram considerados os custos do investimento total para inserir o ciclo híbrido, visto que turbinas a gás e caldeiras maiores significariam também maiores custos, além de maior consumo de gás natural.

A metodologia da análise econômica do sistema considera os custos totais de investimentos para o ciclo híbrido, ou seja, o valor monetário a ser dispendido para adquirir e instalar os equipamentos da usina.

As melhores estimativas de preço são obtidas mediante a consulta a fabricantes e distribuidores, visto que estima-los utilizando equações obtidas na literatura podem levar a resultados distorcidos, ou seja, que não correspondem ao valor atual no mercado. Durante as visitas técnicas nas usinas foi possível obter os custos associados à implantação do projeto híbrido estudado com o contato direto com fornecedores e engenheiros da usina. A tabela 32 mostra a lista dos gastos a serem computados no projeto. Os valores consultados aos fabricantes são referentes ao ano de 2016.

Tabela 32. Custos dos equipamentos

Descrição	Custo [R\$]
Turbina a gás	25.000.000,00
Turbina a vapor	35.000.000,00
Queimador de duto	2.000.000,00
Caldeira 95_425	51.000.000,00
Reaquecedor externo	6.000.000,00
Infraestrutura, edifícios auxiliares e área geral	25.000.000,00
Geração e distribuição de vapor	15.000.000,00
Geração e distribuição de energia elétrica	15.000.000,00
Sistemas de águas e ar comprimido	6.000.000,00
I_T – Total	180.000.000,00

A tabela apresenta os custos dos equipamentos principais: caldeira, turbinas a vapor e a gás, reaquecedor externo e o queimador de duto. Nos

custos de infraestrutura estão incluídos: obras civis, engenharia e gerenciamento do projeto, materiais, licenças (ambientais, de instalação e operação), sistemas de combate a incêndios e tubulações do prédio administrativo.

Os custos de geração e distribuição de vapor incluem obras de bases e fundações da caldeira, instrumentação, tubulações, montagem e transporte. Para os custos de geração e distribuição de energia elétrica estão incluídas as estruturas metálicas, edifícios para a nova subestação, instrumentações e instalações elétricas, linhas de transmissão e montagens.

Os sistemas de águas e ar comprimido incluem torres de resfriamento, bombas centrífuga, compressores de ar, estação de tratamento de efluentes, tanques, materiais estruturas metálicas, obras para a bacia das torres de resfriamento, tubulação, montagem e transportes associado ao sistema.

Em seguida foi obtido o custo dos combustíveis, ou seja, o preço de compra do bagaço-de-cana e do gás natural. Como a usina produz o próprio bagaço, somente o custo de compra do gás natural foi considerado.

Outro custo importante, o custo da geração de energia, considerando o preço da energia elétrica, elemento prioritário na decisão sobre investimentos em fontes geradoras de energia. O primeiro fator no estudo de viabilidade de uma usina geradora de eletricidade é o custo da geração (CG), medido em R\$/MWh. Com um custo baixo, o excedente de energia pode ser vendido nos leilões de energia para as distribuidoras.

Geralmente investimentos em usina desse porte são feitos por grupo de investidores que, durante a vigência do leilão, recebe o valor amortizado do investimento. A partir da determinação dos custos, juros e impostos, calculou-se a taxa interna de retorno da usina híbrida. A tabela 33 apresenta os impostos considerados nos cálculos.

Tabela 33. Parâmetros para o financiamento

T_e	Equity	30%
T_j	Taxa de juros	12%
T_f	Duração do financiamento	20 anos
T_l	Vigência do Leilão	20 anos
T_d	Cotação - 1 Dólar	R\$ 3,30
T_1	PIS/COFINS	9,25%
T_2	CSLL	9,00%
T_3	O&M	R\$ 1.185.000,00
T_4	Imposto de Renda	25%
T_5	Depreciação	20%

onde os custos de manutenção e operação correspondem a gastos periódicos dispendidos ao longo da vida útil do empreendimento. O custo de manutenção envolve consertos, troca de equipamentos, lubrificação, limpeza, etc. O custo de operação envolve custos de insumos, taxas administrativas, salários, impostos, etc. Para simplificar, foi considerado apenas o cálculo para o custo de manutenção da TG de 7,0 \$/kWh gerado, dado pela equação 7.1 abaixo, após contato com representantes do fabricante.

$$T_3 = 24 \cdot T_d \cdot \dot{W}_{TG} \cdot T_{TG} \cdot O\&M_{TG} \quad (7.1)$$

Onde:

\dot{W}_{TG} - Energia gerada na TG [MW];

T_{TG} – Período de uso da TG, em dias;

$O\&M_{TG}$ – Custo de manutenção da TG;

T_d – Cotação do dólar.

Para obter o resultado líquido durante a safra foi considerada a receita líquida, obtida com a venda de energia elétrica excedente. Considera-se 3% de perda, abate-se o consumo próprio da usina e subtrai o custo da compra do gás durante o mesmo período.

Na entressafra, o cálculo é feito de mesmo modo, de acordo com número de dias deste período. Considerando o preço da energia 230,00 R\$/MWh e o consumo próprio de 23,0 MW na safra e 4MWe na entressafra (este último

comprado a rede). A receita anual na usina híbrida é apresentada na tabela 34 a seguir.

Tabela 34. Receita anual total

Usina híbrida	Safra (x R\$ 1.000,00)	Entressafra (x R\$ 1.000,00)
Receita	R\$ 52.109,02	R\$ 22.331,93
Despesa	R\$ 15.558,07	R\$ 7.314,95
Saldo	R\$ 36.550,95	R\$ 14.016,84
F_b - Receita anual total		R\$ 56.146,00

A solução híbrida atende à energia vendida com grande margem de segurança sem necessidade de eletrificação das moendas (possibilidade de resultados ainda melhores com a eletrificação). As despesas, além de incluírem os custos do consumo próprio da planta, passam a incluir custos com a compra de gás natural. Porém com uma receita amplamente superior, o saldo é positivo.

A taxa interna de retorno (TIR) mede o retorno do projeto. É a taxa de desconto que iguala, num único momento, os fluxos de entradas com os de saídas de caixa, igualando, portanto, o valor presente líquido a zero (Kassai, 1996). A equação 7.2, a seguir, demonstra o cálculo da TIR ao igualar o valor presente líquido à zero:

$$\sum_{t=0}^i \frac{F_t}{(1+TIR)^{T_f}} = 0 \quad (7.2)$$

Onde:

F_t - Fluxo de caixa no tempo i ;

i - Tempo em anos;

T_f - Duração do financiamento em anos.

Para calcular o fluxo de caixa considerou-se o equity da tabela 33, além dos impostos previstos (PIS/COFINS, CSLL, Imposto de renda) e o custo de manutenção da TG, seguindo as equações abaixo:

$$B_t = F_t - T_5 - T_j \quad (7.3)$$

$$I_{T_2} = T_2 \cdot B_t \quad (7.4)$$

$$I_{T_4} = T_4 \cdot B_t \quad (7.5)$$

$$F_l = F_b - I_{T_1} - T_3 \quad (7.6)$$

$$I_{T_1} = T_1 \cdot F_b \quad (7.7)$$

$$I_{T_e} = T_e \cdot I_T \quad (7.8)$$

Onde:

B_t - Base tributável;

F_b - Faturamento bruto;

F_b – Faturamento bruto;

F_l – Faturamento líquido;

T_j – Juros do financiamento;

I_{T_1} - Valor do imposto PIS/CONFIS - Programas de Integração Social e Contribuição para Financiamento da Seguridade Social;

I_{T_2} – Valor do imposto de CSLL - Contribuição social sobre o lucro líquido;

I_{T_4} - Valor do imposto de Renda - Pessoa Jurídica;

T_5 – Depreciação.

O fluxo de caixa livre para o cálculo da TIR será:

$$F_t = \sum_{t=0}^i (F_l - I_{T_2} - I_{T_4}) - I_{T_e} \quad (7.10)$$

Onde $i = 1$ até 20 anos

Com o Capex e o fluxo de caixa estimados, foi estimada a taxa interna de retorno do projeto. A tabela 35 resume o resultado do investimento com o cálculo a TIR.

Tabela 35. Resultados do investimento

Capex	R\$ 180.000.000
Custo do gás natural	1,10 R\$/m ³
Preço da energia	230,00 R\$/MWh
TIR	48,8%

Trata-se de uma taxa interna de retorno de 48,8 % mostrando a viabilidade da implementação de uma caldeira operando com ciclo híbrido. É considerado atraente todo investimento que apresente uma TIR maior ou igual a taxa de atratividade (Kassai, 1996), ou seja a taxa mínima que o projeto deve ter para ser viável comparando a uma taxa referencial do mercado, como títulos bancários (CDBs) ou metas estratégicas do investidor.

Diante dos custos utilizados, a taxa tenderia a aumentar com maior oferta de bagaço, ou até mesmo ao compra-lo de outras usinas, visto que com mais bagaço para queima se geraria mais energia elétrica na entressafra, aumentando o faturamento anual da usina.

7.3. Análise das emissões de CO₂

Após a conclusão dos estudos energéticos e de viabilidade econômica da usina híbrida deve-se questionar o impacto das emissões devido ao uso de combustível fóssil (gás natural) na nova configuração.

Antes de apresentar os dados deve-se observar que a utilização dos derivados da cana, como o etanol e bagaço para substituir combustíveis fosseis, vem contribuindo sistematicamente para a redução das emissões no Brasil. A inserção do gás natural levantaria questionamentos relativos ao aumento de emissões de CO₂ fóssil em uma matriz quase isenta de emissões de GEE.

Sabe-se que, no processo da cana (colheita, plantio, transporte na lavoura), emite-se GEE devido ao consumo de combustíveis fosseis ao longo da cadeia. No entanto, estas emissões são balanceadas com a mitigação dos GEE ao evitar, posteriormente, o consumo dos combustíveis fosseis no setor de transporte e na geração de energia elétrica em usinas utilizando óleo combustível.

Macedo et al (2004), em uma análise de ciclo de vida da cana de açúcar, fizeram o balanço das emissões de gases do efeito estufa na produção e no uso do etanol nas usinas e destilarias brasileiras. Consideraram, para o cálculo,

as emissões decorrentes de a toda a produção de cana e concluíram que, neste caso, são emitidos 30,7kg CO_{2eq}/TC.

A análise dos resultados relativos à emissão de GEE será simplificada de modo a comparar apenas o potencial de aplicação do ciclo híbrido para redução das emissões de CO₂ por unidade de energia gerada. Na ausência desta informação para a usina estudada, o valor utilizado por Macedo et al (2004) será utilizado para estimar as emissões atuais da usina e compará-las com a usina híbrida. Portanto, ao produzir 875 t/h de cana a usina emite 128.940.000 kg de CO₂ por ano.

Após obter a emissão de GEE da usina atual, deve-se estimar a emissão devido ao uso do gás natural no ciclo híbrido. Há diversos métodos para calcular os fatores de emissão, sendo importantes ferramentas tanto para o controle de emissões quanto de iniciativas para construção de novas usinas adequadas aos novos limites de emissão de GEE.

A metodologia a ser utilizada será a descrita por Simmons (2012) em um relatório para o IPPPC. A equação 7.11 é utilizada para estimar as emissões de CO₂, adaptada para esta análise.

$$CO_{2_GN} = 3,67 \cdot \dot{Q}_{GN_T} \cdot PCI_{GN} \cdot EF_{GN} \cdot F_{GN} \quad (7.11)$$

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + energia \quad (7.12)$$

Onde:

CO_{2_GN} - Quantidade de CO₂ rejeitado na combustão pelo gás natural [kg];

\dot{Q}_{GN_T} - Quantidade de gás natural total inserida na safra e entressafra [MWt];

PCI_{GN} - Poder calorífico inferior do gás natural;

EF_{GN} - Fator de emissão do Carbono [tC/TJ];

F_{GN} -Fator de oxidação do carbono.

Ao observar a equação (7.12) para 1 kg de C gera-se 44/12 kg de CO₂, logo para obter a emissão de CO₂ multiplicou-se a equação 7.11 pelo 3,67. O PCI do gás natural será constituído apenas pelo metano utilizado ao longo do

trabalho e o fator de emissão 15,3 tC/TJ, fator de oxidação (percentual de carbono oxidado na queima) para o gás natural é de 0,995 (Simmons, 2002).

Sabendo que as emissões são comparadas relacionando-se a quantidade de GEE por energia gerada, divide-se o total de emissões de CO₂ pela quantidade de energia elétrica da usina durante a safra e entressafra. Para o ciclo híbrido o aumento de eficiência permitiu maior geração de energia. A equação 7.13 a seguir mostra a emissão específica de CO₂/kWh.

$$\phi_{emissão} = \frac{(CO_{2_cana} + CO_{2_GN})}{W_T} \quad (7.13)$$

Onde:

$\phi_{emissão}$ – Emissão específica de CO₂ por energia gerada [kg CO₂/MWhe]

CO_{2_cana} – Quantidade de CO₂ rejeitado na combustão pela cana-de-açúcar [kg];

CO_{2_GN} – Quantidade de CO₂ rejeitado na combustão pelo gás natural [kg];

W_T – Energia total gerada pela usina

Para comparar com a emissão atual da usina, o valor para CO_{2_GN} é zero, visto que não há queima de gás natural no ciclo termodinâmico atual e a energia gerada total é referente à gerada nas TV existente. No caso híbrido a energia gerada total da usina será 450,88 GWhe, valor muito superior aos 229,92 GWhe gerado na safra. Com todas as variáveis definidas, as emissões da usina híbrida são apresentadas na tabela 36 comparando-as com a usina atual.

Tabela 36. Comparação das emissões Atual x Híbrida

Usina	Moagem Anual	Emissão gerada pelo Cana-de-açúcar	Emissão gerada pelo Gás natural	Energia gerada	$\phi_{emissão}$
	Kg	CO_{2_cana} [Kg]	CO_{2_GN} [Kg]	[MWh]	kg/MWh
Atual	4.200.000	128.940.000	-	229.920	560,8
Híbrida	4.200.000	128.940.000	41.523.182	450.885	378,1

O resultado mostra a redução das emissões de CO₂ por energia elétrica gerada. Isto ocorre devido ao baixo percentual da energia do gás natural queimado no ciclo, limitado devido ao modelo adotado com uma turbina a gás

pequena e baixa queima suplementar, características do ciclo estudado por Guerreiro Ribeiro e Sioen (2014).

Alguns pesquisadores consideram a necessidade de separar a parcela das emissões relacionadas a produção de bagaço para analisar o potencial da uma usina híbrida. As emissões mostradas consideram todo o ciclo de produção de açúcar e etanol da usina e a geração de energia elétrica está diretamente ligada a queima de bagaço excedente. No entanto, com a produção obrigatória de etanol e açúcar para a usina estudada, seria conservador utilizar as emissões considerando apenas a geração de bagaço como a única finalidade da usina.

Para mostrar esta hipótese, foi utilizado o conteúdo energético do bagaço e do etanol. Assume-se as mesmas emissões de CO₂ por tonelada de cana de 30,7 kgCO₂/TC de Macedo et al (2004), e que em termos energéticos, seja disponibilizada 499,4 Mcal/TC, referente a 459,1 Mcal/TC pelo etanol e 40,3 Mcal/TC oriundo do bagaço excedente. Logo, em termos percentuais, o bagaço representa aproximadamente 8% do poder energético total gerado.

Para estimar as emissões, portanto, considera que as emissões para produzir o bagaço é proporcional as emissões para produzir a tonelada de cana (análise hipotética da usina ser construída apenas para gerar bagaço). Com isso, se emitiria apenas 2,47 kg CO₂/TC e, mantendo os valores de 41.523.182 kgCO₂ gerado pelo gás natural e 450.885 MWh da usina híbrida, obtém-se o valor de 45,3 kgCO₂/MWh para usina atual e 115,2 kgCO₂/MWh para a usina híbrida. Trata-se de um valor menor, que ao comparar com a usina híbrida, traduz em um aumento de emissões específicas. No entanto uma estimativa mais detalhada para este caso deve ser feita em trabalhos futuros. Este valor é teórico já que na prática há as emissões de todo o ciclo de etanol e açúcar da planta.

Portanto, considerando as emissões para todo o ciclo de etanol da usina o gás natural contribuiu para o aumento das emissões de CO₂ em valores brutos; em kg CO₂. Porém, devido a seu baixo consumo e o ganho de eficiência global proporcionado pelo ciclo híbrido, a fração das emissões em kg CO₂/MWh, da nova configuração será menor do que as emissões das caldeiras da usina atual.

Com o consumo de 140.675 MWht de gás natural na safra e 66.125 MWht na entressafra temos 15% de participação do gás e 19% para cada período, respectivamente. Com a maior parte da energia elétrica gerada vinda do ganho de eficiência do ciclo, foi possível reduzir as emissões em CO₂/kWh ao aumentar consideravelmente o denominador.

Este número é bastante baixo conforme comparação com outras fontes. Com os estudos de Alvim et al. (2010), ao comparar as emissões diretas e indiretas na geração de eletricidade, percebe-se o potencial em termos de mitigação das emissões com a usina híbrida.

Miranda (2012) apresentou, no seu estudo de emissões, o fator de emissões de GEE na matriz brasileira. Em seus cálculos obteve a taxa de 125 g CO₂eq/kWh, considerando que 92% da energia nacional provém de usina hidrelétrica, eólica e nuclear. De uma forma geral, os estudos de emissões de CO₂ podem apresentar distorções devido à dificuldade natural de se mensurar todas as emissões ao longo do ciclo de vida da fonte estudada.

Ao se comparar, no entanto, com a matriz brasileira, os valores apesar de serem superiores, mostram que a biomassa combinada ao gás natural pode ser vantajosa, por exemplo, em períodos de seca, onde as usinas térmicas são ativadas elevando a média das emissões por energia gerada.

Ainda segundo Alvim et al. (2010), a emissão por energia fotovoltaica por exemplo é de 105 g de CO₂/KWh enquanto que por óleo diesel se aproxima de 800 g CO₂/kWh e termelétricas a gás na ordem de 500 g CO₂/kWh, ou seja, percebe-se que os valores das emissões são próximos às emissões da energia gerada pela fotovoltaica e menores que óleo diesel e gás natural. A usina híbrida estudada, apesar de queimar um pouco de gás natural, estaria contribuindo para a redução das emissões da matriz energética.

Outro fator importante ao analisar os resultados, deve-se ratificar que o gás é uma fonte de energia estável, visto que tem seu fornecimento pouco oscilado diante das condições climáticas, tornando-se uma fonte segura em usinas híbridas operando com biomassa.

8. Conclusão

Os resultados apresentados confirmam o aumento de eficiência da usina ao utilizar uma segunda fonte (gás natural) em um ciclo regenerativo com reaquecimento externo, permitindo uma alta taxa interna de retorno e baixas taxas de emissões, mesmo ao consumir um combustível fóssil.

O ganho de eficiência global possibilitou a usina operar durante a entressafra com a mesma quantidade de bagaço disponível graças à economia gerada na safra. Embora não seja suficiente para produzir vapor a plena carga durante todo este período, a não necessidade de vapor de processo na entressafra permite que o ciclo de vapor opere com condensação, tornando-o mais eficiente e produzindo mais energia elétrica para exportação.

Sabendo-se que a energia térmica a partir da cana é uma das mais baratas e sustentáveis do país, a usina ganha a possibilidade de comprar bagaço somente para a geração de energia ou, ainda em caso de aproveitamento da palha, misturá-la ao bagaço e gerar energia elétrica com baixo custo.

A situação atual da usina requer compras anuais de bagaço em casos de pico de demandas na refinaria. Embora haja retorno econômico, o fato desta compra ser essencial para suprir a demanda de vapor torna a usina vulnerável ao risco da falta deste combustível, além dos problemas de transporte e deterioração do bagaço para a entressafra. Com economia de bagaço na safra elimina-se a obrigação de compra de bagaço, mostrando a flexibilidade na operação da usina híbrida, onde é possível suprir picos de demanda reduzindo o vapor disponível para condensação.

No caso da compra segura desta biomassa, os resultados do estudo tendem a ser ainda melhores ao se queimar bagaço na entressafra pois, sem demandas de vapor para processo, gerar-se-ia grande quantidade de energia

elétrica na turbina de condensação, com maior eficiência, tornando este período extremamente lucrativo.

Embora haja o custo do gás natural, seu baixo consumo, menor que 15% na safra em relação ao total de energia inserida no ciclo, aliado ao ganho de eficiência do ciclo a vapor, permite que o resultado líquido com a venda do excedente de energia elétrica seja elevado. Diferentemente de algumas usinas citadas onde grandes percentuais de participação do gás na quantidade de calor total inserida no sistema as tornam dependentes e vulneráveis a flutuações no preço do gás.

Embora este seja o foco do estudo de caso, considerando a hipótese real da usina participar de leilões para venda de energia elétrica excedente, soluções convencionais, ou seja, configurações próximas à existente em ciclos a vapor sem reaquecimento teriam maiores custos pois, com a demanda de vapor fixa, a única possibilidade para economia de bagaço seria mediante o aumento da pressão com aumento da temperatura de superaquecimento para ganho de eficiência do ciclo, fato que encarece qualquer projeto de caldeira.

A segunda opção, adotada por muitas usinas atualmente, é a eletrificação das moendas e otimização da planta com o objetivo de reduzir a demanda por vapor de processo. Esta hipótese, assim como as outras, costuma apresentar custos elevados. Com a usina híbrida, investimentos neste quesito não seriam essenciais para cumprir suas demandas de processo e geração de energia.

Apesar da produção de vapor ter aumentado para 210 t/h em uma única caldeira, a quantidade de bagaço nela queimada é baixa (redução da vazão dos gases que circularão na caldeira) resultado do ciclo regenerativo que permitiu a água de alimentação entrar na caldeira a 100bar/150°C.

A possibilidade de desativar duas caldeiras ineficientes, a C62_480 e C22_310, substituindo-as por apenas uma com grande eficiência e flexibilidade são aspectos positivos, que melhoram a operação da usina.

Após consulta a fabricantes de caldeiras, concluiu-se que mesmo uma caldeira com maior produção de vapor (a caldeira substituída produzia menos vapor que a nova), seu custo tenderia a ser mais barato em relação as caldeiras

existentes na usina. Por não necessitar de temperaturas de superaquecimento elevadas, é possível reduzir os superaquecedores (temperaturas mais altas requerem materiais específicos diante das características corrosivas do gás). Além disso, o pré-aquecimento da água com a extração de vapor para o desaerador permite também a redução das dimensões do economizador.

Em relação ao gás natural, é possível concluir por diversos benefícios deste combustível. Com o aproveitamento dos gases de exaustão da turbina a gás foi possível aumentar a eficiência do ciclo a vapor para gerar toda a demanda de vapor de processo durante a safra.

Além disso, permite exportar grande quantidade de energia elétrica em um ciclo de vapor com turbinas a vapor de contrapressão (menos eficiente ao se comparar com turbinas a vapor de condensação) com grande economia de bagaço.

Não considerada nos cálculos, a utilização da reserva técnica de bagaço se torna viável, pois o uso do gás natural no ciclo híbrido garante maior segurança para a usina. Por exemplo, a quantidade de bagaço para ativar a planta no início da safra seria reduzida, disponibilizando mais bagaço para a geração de energia. Esta economia de bagaço não foi considerada na análise econômica. É uma vantagem adicional que melhora o retorno financeiro.

Por último, a solução híbrida proposta apresenta vantagens importantes para a usina tais como: não ser mais necessário comprar mais energia da rede, utilização da energia do gás para pré-aquecer a caldeira, flexibilidades na operação diante de chuvas prolongadas e paradas não programadas.

Relativamente às emissões de CO₂, a emissão é medida em relação à energia elétrica gerada (CO₂/kWh). Embora haja maior emissão em valores brutos em relação a usina original, decorrente da queima do gás natural, o valor por kWh gerado é reduzido devido à grande quantidade de energia elétrica gerada decorrente do ganho de eficiência proporcionado pelo uso do ciclo híbrido.

Sabe-se que o país ativa usinas térmicas onde se emite quantidades elevadas de CO₂/kWh. A possibilidade de substituir a energia elétrica gerada

nestas usinas por usinas de cana-de-açúcar permitiria a redução das emissões da matriz energética brasileira. Com baixo investimento, se comparado a soluções convencionais, a venda do grande excedente de energia elétrica produzida garantiria elevada taxa interna de retorno da nova configuração.

8.1.Trabalhos futuros

Com o modelo para a análise energética consolidado será possível simular novas configurações híbridas, avaliando o potencial destes ciclos termodinâmicos em usinas brasileiras, a partir de novos estudos de caso. As equações para análise exegética serão inseridas no simulador, complementando-o com o estudo termoeconômico.

Em seguida aplicar, esta configuração híbrida com outras fontes de biomassa, como os resíduos sólidos urbanos. A intenção é tornar viável a geração de energia elétrica a partir desta fonte, considerando o custo envolvido na operação do lixo e as características da sua composição na queima.

Entre as propostas está o uso do biogás complementando/substituindo o gás natural, validando seus benefícios com a análise termoeconômica. Em seguida pretende-se realizar novos estudos relativos a emissões de CO₂/kWh de usinas com ciclos híbridos ao queimar essas duas fontes.

9. Referências bibliográficas

Alvim, C.F., Ferreira O.C., Guidicini O.M., Eidelman, F., Ferreira P.A., Bernardes, M.A.S., **“Avaliação das emissões dos gases de efeito estufa (GEE) associadas ao ciclo nuclear no Brasil bem como a comparação com as emissões associadas a outras fontes geradoras de eletricidade”**. Economia e Energia, Vol. 79, ISSN 1518-2932, 2010.

Basu, P., Butler, J., Leon, M.A., **“Biomass co-firing options on the emission reduction and electricity generation costs in coal-fired power plants”**. Renewable Energy Vol. 36, pp. 282-288, 2010.

Bocci, E., DiCarlo, A., Marcelo, D., **“Powerplant perspectives for sugarcane mills”**. Energy Vol. 34, pp 689–698, 2007.

Bohórquez, W.O.I. **“Análise Termoeenergética, Econômica e Ambiental da Repotenciação e Conversão de UTEs com Ciclo Rankine para Ciclo Combinado Utilizando Turbinas a Gás”** – Dissertação de Mestrado em Ciências em Engenharia da Energia – Universidade Federal de Itajubá – MG, Brasil, 2007.

Carneiro, L., **“Análise termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos”**. Dissertação de Mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2015.

Consonni, S., Silva, P. **“Off-design Performance of Integrated Waste-to-Energy, Combined Cycle Plants”**. Applied Thermal Engineering, Vol.27, pp.712–721, 2007.

Dantas, D. N. **“Uso da biomassa da cana-de-açúcar para geração de energia elétrica: análise energética, exergética e ambiental de sistemas de cogeração em sucroalcooleiras do interior paulista”**. Dissertação de

mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo - São Paulo, Brasil, 2010.

Dantas, G.A., Legey, L.F.L, Mazzone, A., **“Energy from sugarcane bagasse in Brazil: an assessment of the productivity and cost of different technological routes”**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 21, pp. 356–364 ,Brasil.

Deshmukh, R., Arne Jacobson, A., Charles Chamberlin, C., Kammen, D., **“Thermal gasification or direct combustion? Comparison of advanced cogeneration systems in the sugarcane industry”**. Biomass and bioenergy Vol. 55, pp. 163 - 174, 2013.

Eboh, F.C., Ahlström, P., Richards, T.,” **Exergy Analysis of Solid Fuel-Fired Heat and Power: A Review”**. Energies 10, 165; doi: 10.3390/en10020165, 2017.

F. Sebastián, F., Royo, J., Gómez, M., **“Cofiring versus biomass-fired power plants: GHG (Greenhouse Gases) emissions savings comparison by means of LCA (Life Cycle Assessment) methodology”**. Energy Vol. 36, pp. 2029-2037, 2011.

Fiomari, M. C. **“Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão”**. Dissertação de Mestrado. Faculdade de Engenharia da Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

Franco, A., Casarosa, C., **“On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants”**. Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp. 1501–1518, 2002.

Franco, A., Giannini,N., **“Perspectives for the use of biomass as fuel in combined cycle power plants”**. International Journal of Thermal Sciences, Vol. 44, pp. 163–177, 2005.

Franco, A., Russo, A., **“Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating**

parameters". International Journal of Thermal Sciences Vol.41, pp. 843–859. 2002.

Guerra, J.P.M, Junior, C.R.J., Arruda, L.C.M, Silva, G.A., Kulay, L., ” **Comparative analysis of electricity cogeneration scenarios in sugarcane production by LCA**". Int J Life Cycle Assess, Vol.19, pp. 814–825, 2014.

Guerreiro Ribeiro, S., H. Sioen, H., **“Design of a high efficiency waste to energy plant in Brazil consuming a limited amount of natural gas”**. 5th International Conference on Engineering for Waste and Biomass Valorization - Rio de Janeiro, Brazil, 2014.

Guerreiro Ribeiro, S., Kimberlin, T., **“High efficiency waste to energy power plants combining municipal solid waste and natural gas or ethanol”**. Proceedings of the 18th Annual North American Waste-to-Energy Conference - NAWTEC18, Florida, USA, 2010

Guerrero Ribeiro, S., Ferrari, J.W., Schoubek, A.F., Bertinotti, C.R., **“Natural gas as a power booster fuel thermoelectric power plants”**. International Gas Union Research Conference - Rio de Janeiro, Brasil, 2017.

Gurturk, M. E., Oztop, H. **“Exergy analysis of a circulating fluidized bed boiler cogeneration power plant”**. Applied Thermal Engineering, Vol. 120 pp. 346-357, 2016.

Hendrikus, A. A. M., Marcel, V.B. **“A Fourth Generation WTE Facility Designed for Energy and Materials Recovery: The Amsterdam AEB Waste-Fired Power Plant”**. Philadelphia, Pennsylvania, USA, 2008.

Hofsetz, K., Silva, M.A., **“Brazilian sugarcane bagasse: Energy and non-energy consumption”**, Biomass and bioenergy Vol. 46, pp. 564-573, 2012.

Instituto Nacional de Eficiência Energética, **“Redução da carbonização do setor elétrico através do uso dos resíduos combustíveis da agroindústria Sucroalcooleira”**. Disponível em

www.inee.org.br/down_loads/eficiencia/Resumo_Executivo_10_Maio.pdf.
Acesso em fevereiro de 2018.

Invernizzi, C., Iora, P., Silvanvernizzi, P., **“Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines”**. Applied Thermal Engineering Vol.27, pp. 100–110, 2007.

Jurado, F., Cano, A., Carpio, J., **“Modelling of combined cycle power plants using biomass”**. Renewable Energy Vol.28, pp. 743–753, 2003.

Kama, M.J., Morey, R.V., Tiffany, D., G., **“Biomass Integrated Gasification Combined Cycle for heat and power at ethanol plants”**. Energy Conversion and Management, Vol. 50 pp. 1682–1690, 2009.

Kassai, J.R., **“Conciliação entre a TIR e ROI: Uma abordagem matemática e contábil do retorno do investimento”**. Caderno de Estudos, no.14, p.1-29. ISSN 1413-9251, 1996.

Khaliqa, A., Kaushik, S.C., **“Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat”**. Applied Energy Vol.78, pp. 179–197, 2004.

Kitto, J.B., Stultz, S.C., **“Steam/ its gereneration and use”**. The Babcock & Wilcox Company 41st edition. Barbeton, Ohio U.S.A, 2005.

Korobitsyin, M.A., **“New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles”**. Laboratory of Thermal Engineering of the University of Twente, 1998.

Lahoda, J., Arndt, O., Hanstein, W., **“Biomass looking for efficient utilization –the reheat concept”**, Siemens Power Generation (PG) - Brno, Czech Republic & Görlitz, Germany, 2006.

Larson, E., Willian, R., **“A review of biomass integrated-gasifier/gas turbine combined cycle technology and its application in sugarcane industries, with an analysis for Cuba”**. Energy for Sustainable Development, Vol. 1, 2001.

Leutze, A. **“Design Specifics of High Efficiency Biomass Power Plants for fresh wood from forestry exemplified at the 23 MWe. Biomass Power Plant Simmering / Vienna – Austria”**. Siemens AG Power Generation Alemanha, 2005.

Macedo, I.C., Leal, M.R.L.V., Silva, J.E.A.R., **“Balanço das emissões de gases do efeito estufa na produção e no uso do etanol no Brasil”**. São Paulo: Secretaria de Meio Ambiente do Estado de São Paulo, 2004.

McIlveen-Wright, D.R., Huang, Y., Rezvani, S., Mondol, J.D., Redpath, D., Anderson, M., Hewitt, N.J., Williams, B.C., **“A Techno-economic assessment of the reduction of carbon dioxide emissions through the use of biomass co-combustion”**. Fuel Vol. 90, pp. 11–18, 2011.

Ministério de Minas e Energia – **Resenha Energética brasileira** – Junho/2017. Disponível em <http://www.mme.gov.br/documents/10584/3580498/02+Resenha+Energ%C3%A9tica+Brasileira+2017+++ano+ref.+2016+%28PDF%29/13d8d958-de50-4691-96e3-3ccf53f8e1e4?version=1.0>. Acesso em fevereiro de 2018.

Miranda, M.M., **“Fator de emissão de gases de efeito estufa da geração de energia elétrica no Brasil: implicações da aplicação da avaliação do ciclo de vida”**. Dissertação de Mestrado. Dissertação de mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo - São Paulo, Brasil, 2012.

Munir, S., Daood, S.S., Nimmo, W., Cunliffe, A.M., Gibbs, B.M., **“Thermal analysis and devolatilization kinetics of cotton stalk, sugar cane bagasse and shea meal under nitrogen and air atmospheres”**. Bioresource Technology, Vol.100, pp. 1413–1418, 2009.

Nadir, M., Ghenaiet, A., Carcasci, C. **“Thermo-economic optimization of heat recovery steam generator for a range of gas turbine exhaust temperatures”**. Applied Thermal Engineering, Vol. 106 pp. 801-826. 2016.

Nazrul Islam, A.K.M, Alam, F., Ashraful Islam, M.D., **"Energy and exergy analysis of a coal based thermal power plant"**. 6th BSME International Conference on Thermal Engineering, 2014.

Neto, V., C., **"Análise de viabilidade da cogeração de energia elétrica em ciclo combinado com gaseificação de biomassa de cana-de-açúcar e gás natural"**. Tese de Doutorado - Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.

Passolongo, R. Luz, T.P.A, Bonan L.F.B, Ramos R.A.V, **"Avaliação termoeconômica da proposta de integração de um sistema para gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira"**. VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - Campina Grande/Paraíba – Brasil, 2010.

Pellegrini, L.F., Júnior, S.O., Burbano, J.C., **"Supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles for sugarcane mills"**. Energy Vol.35, pp. 1172–1180, 2010.

Petrov, M. P. **"Biomass and Natural Gas Hybrid Combined Cycles"**. Licentiate Thesis. Department of Energy Technology - Division of Heat and Power Technology - Royal Institute of Technology, 10044 Stockholm Sweden, 2003.

Petrov, M. P., Hunyadi, L., **"Municipal solid waste boiler and gas turbine hybrid combined cycles performance analysis"**. Department of Energy Technology - Division of Heat and Power Technology, Royal Institute of Technology, 10044 Stockholm, 2002.

Petrov, M.P., Martin, A.R., Hunyadi, L., **"Hybrid dual-fuel combined cycles: General Performance Analysis"**. Proceedings of International Joint Power Generation Conference, Phoenix AZ, USA, 2002.

Petrov, P. M.; Stenhedeb, T.; Andrew R.; Martina; Hunyadia, L. **"Hybrid dual-fuel combined cycles for small-scale applications with internal combustion engines"**. In proceedings of International Joint Power Generation Conference Atlanta GA, USA. Paper no. 40059, 2003.

Pihl, E., Heyne, S., Thunman, H., Johnsson, F., **“Highly efficient electricity generation from biomass by integration and hybridization with combined cycle gas turbine (CCGT) plants for natural gas”**. Energy Vol.35, pp. 4042-4052, 2010.

Pihl, E., Johnsson, F., Thunman, H., **“Biomass retrofitting a natural gas-fired plant to a hybrid combined cycle (hcc)”**. 22nd International conference on efficiency, cost, optimization simulation and environmental impact of Energy Systems - Paraná, Brazil, 2009.

Prieto, M.G.S. **“Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso”**. Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas - SP, 255 p, 2003.

R J Panchal R.J, Shinde, S.M., Panchal, S.J., **“Effect of Bagasse Moisture on Boiler Performance”**. International Research Journal of Multidisciplinary Studies & SPPP's, Vol. 2, Special Issue 1, 2016.

Rodrigues, M., Walter, A., Faaij, A., **“Co-firing of natural gas and Biomass gas in biomass integrated gasification/combined cycle systems”**. Energy Vol. 28, pp. 1115–1131. 2003.

Saidur, R., Ahamed, J.U., Masjuki, H.H., **“Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers”**. Energy Policy, Vol.38, pp. 2188–2197, 2010.

Santos, M.L.S., Chávez, J.V., **“Development of Studies on Advanced Power Generation Based on Combined Cycle Using a Single High-Pressure Fluidized Bed Boiler and Consuming Sugar Cane Bagasse”**. Energy Fuels Vol.26, pp. 1952–1963, 2012.

Santos, M.L.S., Chávez, J.V., **“Preliminary studies on advanced power generation based on combined cycle using a single high-pressure fluidized bed boiler and consuming sugar-cane bagasse”**. Fuel Vol.95, pp. 221–225, 2012.

Saran, D.,J. **“Análise termodinâmica e termoeconômica do aproveitamento do gás natural em sistemas de cogeração de energia de usinas de açúcar e álcool”**. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – SP, 2010.

Seabra, J.E.A., Macedo, I.C., **“Comparative analysis for power generation an ethanol production from sugarcane residual biomass in Brazil”**. Energy Policy Vol. 39, pp. 421–428, 2011.

Sebastián, F., Royo, J., **“Cofiring versus biomass-fired power plants: GHG (Greenhouse Gases) emissions savings comparison by means of LCA (Life Cycle Assessment) methodology”**. Energy Vol.36, pp. 2029-2037, 2011.

Simmons, T. **“CO₂ emissions from stationary combustion of fossil fuels”**. Intergovernmental panel on climate change (IPCC) Background Papers – Expert Meetings on Good Practice Guidance and Uncertainty Management in National Greenhouse Gas Inventories. Hayama: Institute for Global Environmental Strategies, pp 15-40, 2002.

Srinivas, T., **“Study of a deaerator location in triple-pressure reheat combined power cycle”**. Energy Vol. 34, pp. 1364–1371, 2009.

Wienese, A. **“Boilers, boiler fuel and boiler efficiency”**. **Proceedings of the South African Sugar Technologists**. Association Vol.75, pp. 275-281, 2001.

Wolowicz, M., Badyda, K., **“Gas turbine selection for feedwater repowering”**. Journal of Power Technologies, Vol. 95, pp. 302–308, 2015.

Zylbersztajn, D., Coelho, S.T., **“Potencial de geração de energia elétrica nas usinas de açúcar e álcool brasileira através de gaseificação da cana e emprego de turbinas a gás”**. Revista Brasileira de Energia, Vol. 2 - nº 2, 1999.

10. Anexo

10.1.Anexo 1

- Tabela BABCOCK

O2	A	b	c
0 to 500	1,76467E-05	0,2162331	-16,78533
500 to 1500	1,40308E-05	0,2232213	-19,37546
CO2			
0 to 500	5,54451E-05	0,1943114	-15,2317
500 to 1500	2,56022E-05	0,227006	-24,11829
H2O			
0 to 500	2,99826E-05	0,4400434	-34,11883
500 to 1500	4,57598E-05	0,4246434	-30,36311
SO2			
0 to 500	3,42028E-05	0,1439724	-11,25959
500 to 1500	1,36624E-05	0,1672132	-17,74491
N2a			
0 to 500	5,48494E-06	0,2450592	-18,9332
500 to 1500	1,49617E-05	0,2362762	-16,91089

- Massa molar e composição

C	12,011	massa molar [Kg]			% no ar umido
H	1,00795	N2	28,0134		0,780486387
O	15,9994	O2	31,9988		0,209308852
N	14,0067	CO2	44,0098		0,000329762
S	32,066	Ar	39,948		0,00915339
Ar	39,948	SO2	64,0648		9,99278E-08
m	1	H2O	18,0153		0,000721609
n	4				
Metano - Cm H n	16,0428	Total			1,00000

- Turbina a gás

Potencia elétrica -turbina a gas	6680	MWe
Potencia Térmica -turbina a gas	22960	MWt
Vazão de gas	27,0000	kg/s
Temperatura dos gases de exaustão	554,96	°C
PCI Metano	47899	[KJ/Kg]
Eficiência	29%	

- Conversão de unidades

lb/s to kg/h	1632,934474
lb/s to kg/s	2,20462
BTU/s to KW	1,05506
Btu/Lb to KJ/Kg	2,325997559
KJ para Kcal	0,2388459

- Taxa interna de retorno

SOLUÇÃO COM GAS NATURAL										CALDEIRA		95,00 bar		425,00 °C	
		200						1 USD=		R\$ 3,30					
DIAS SAFRA		120						GN		R\$ 1,10 m3					
DIAS ENTRESSAFRA		30%						TG		SAFRA		6,680 MWe			
EQUITY		12,00%						TG		ENTRESSAFRA		6,680 MWe			
AXA JUROS FINAN		20						GN CONSUMIDO SAFRA				29,31 MWt			
ANOS PROJETO		20						GN CONSUMIDO ENT				22,96 MWt			
PIS/COFINS		9,25%						ENER LIQ GERADA SAFRA				3655 MWe			
CSLL		9,00%						ENER LIQ GERADA ENTRESSAFRA				1402 MWe			
DEM TG ANUAL		R\$ 1.185						Consumo total GN				206799,50 MWht			
R		25,00%						Conversão				9,94 kWh/m3			
ENERGIA SAFRA		R\$ 230 R\$/MWh													
ENERGIA ENT- SAFRA		R\$ 230 R\$/MWh													
CAPEX (R\$ 1.000)		R\$ 180.000		Equity=		30,00%		ANOS						R\$ 50.564	
ANO		SALDO DEVEDOR		JUROS FINAN		DEPRE		FINAN		CUSTO O&M		CSLL		20	
		FINAN		R\$ 36.000		R\$ 5		R\$ 16.869		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
		0		R\$ 126.000		R\$ 0		R\$ 126.000		R\$ 0		R\$ 0		R\$ 0	
1		R\$ 124.251		R\$ 15.120		R\$ 36.000		R\$ 124.251		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
2		R\$ 122.293		R\$ 14.910		R\$ 36.000		R\$ 122.293		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
3		R\$ 120.099		R\$ 14.675		R\$ 36.000		R\$ 120.099		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
4		R\$ 117.642		R\$ 14.412		R\$ 36.000		R\$ 117.642		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
5		R\$ 114.891		R\$ 14.117		R\$ 36.000		R\$ 114.891		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
6		R\$ 111.809		R\$ 13.787		R\$ 0		R\$ 111.809		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
7		R\$ 108.357		R\$ 13.417		R\$ 0		R\$ 108.357		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
8		R\$ 104.491		R\$ 13.003		R\$ 0		R\$ 104.491		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
9		R\$ 100.161		R\$ 12.539		R\$ 0		R\$ 100.161		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
10		R\$ 95.312		R\$ 12.019		R\$ 0		R\$ 95.312		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
11		R\$ 89.881		R\$ 11.437		R\$ 0		R\$ 89.881		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
12		R\$ 83.798		R\$ 10.786		R\$ 0		R\$ 83.798		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
13		R\$ 76.985		R\$ 10.056		R\$ 0		R\$ 76.985		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
14		R\$ 69.354		R\$ 9.238		R\$ 0		R\$ 69.354		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
15		R\$ 60.808		R\$ 8.323		R\$ 0		R\$ 60.808		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
16		R\$ 51.236		R\$ 7.297		R\$ 0		R\$ 51.236		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
17		R\$ 40.516		R\$ 6.148		R\$ 0		R\$ 40.516		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
18		R\$ 28.509		R\$ 4.862		R\$ 0		R\$ 28.509		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
19		R\$ 15.061		R\$ 3.421		R\$ 0		R\$ 15.061		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
20		R\$ 0		R\$ 1.807		R\$ 0		R\$ 0		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
21						R\$ 0		R\$ 0		R\$ 1.185		R\$ 0		R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	
														R\$ 50.564	

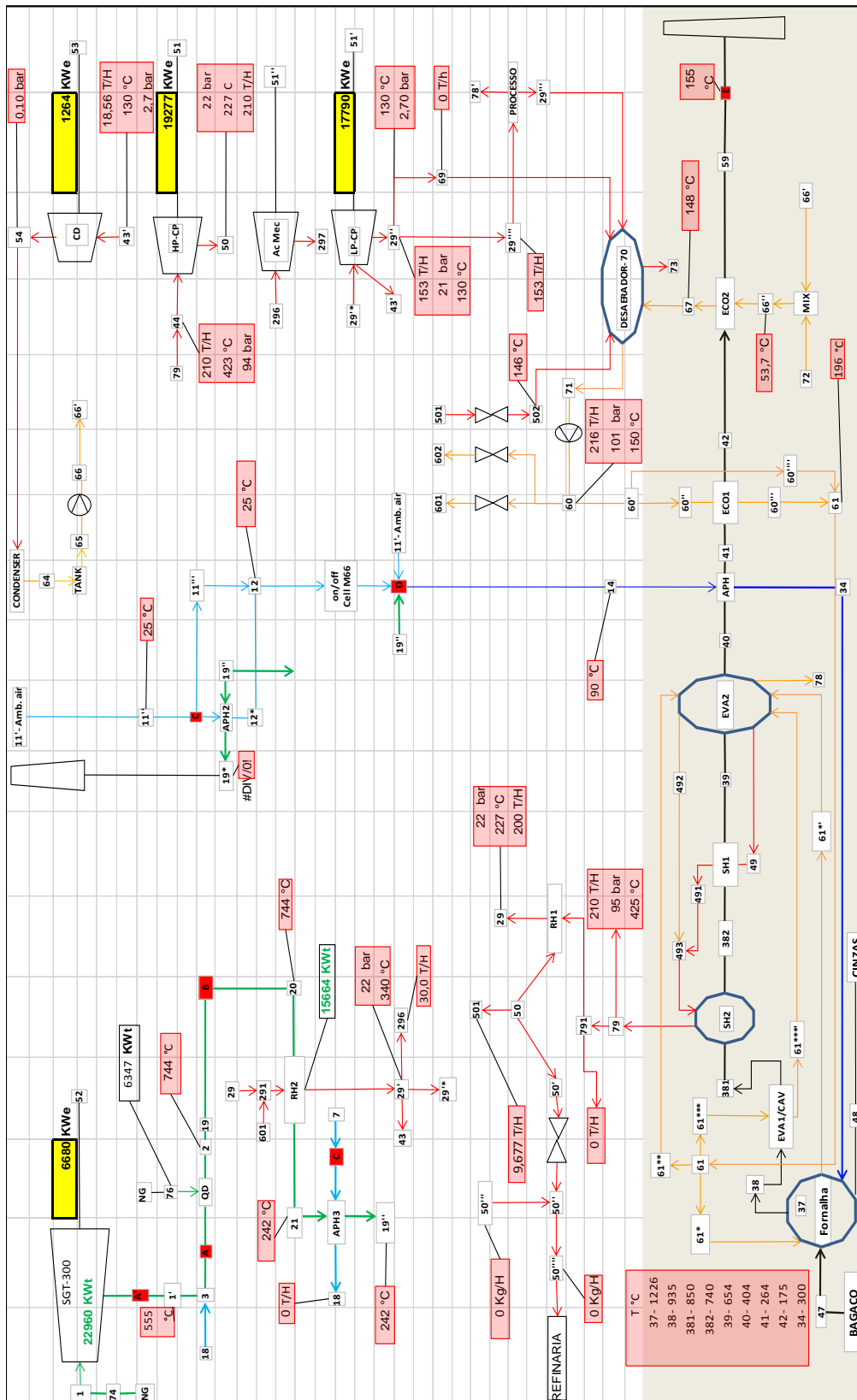
10.3.Anexo 3

- Tabela com a revisão bibliográfica

#	Autor	Título	País	Ano	Ciclo	Combustível	Biomassa	Análise (energética, exergética, econômica)
1	Panchal et al.	Effect of Bagasse Moisture on Boiler Performance	Índia	2016	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
2	Passolongo et al.	AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DA PROPOSTA DE INTE	Brasil	2010	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	termoeconômica
3	Lahoda et al.	BIOMASS LOOKING FOR EFFICIENT UTILIZATION – THE RE	Alemanha	2006	Rankine	biomassa	outros	energética
4	Ribeiro et al.	NATURAL GAS AS A POWER BOOSTER FUEL THERMOE	Brasil	2017	Combinado Híbrido	gas/biomassa	Cana de açúcar	econômica
5	Pihl et al.	BIOMASS RETROFITTING A NATURAL GAS-FIRED PLANT	Suécia	2009	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
6	Gürtürk, M.; Oztop, H.	Exergy analysis of a circulating fluidized bed boiler cogenerati	Turquia	2016	Rankine	biomassa	outros	energética/ exergética
7	Nadiri et al.	Thermo-economic optimization of heat recovery steam genera	Argélia	2016	Combinado (Brayton/Rankine)	gas	não	termoeconômica
8	Wienese, A.	BOILERS: BOILER FUEL AND BOILER EFFICIENCY	África do sul	2001	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
9	Santos & Chave	Development of Studies on Advanced Power Generation Base	Brasil	2012	Combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	energética/ exergética
10	Wolowicz & Badyla	Gas turbine selection for feedwater repowering	Polónia	2015	Combinado Híbrido	gas/biomassa	não	energética
11	Pihl et al.	Highly efficient electricity generation from biomass by integrat	Suécia	2010	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
12	M. Rodrigues et al.	Co-firing of natural gas and Biomass gas in biomass integrat	Brasil	2003	Combinado Híbrido	gas/biomassa	Cana de açúcar	energética
13	Kam et al.	Biomass Integrated Gasification Combined Cycle for heat and	USA	2009	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	outros	energética
14	Larson et al.	A review of biomass integrated-gasifier-gas turbine combined	USA	2001	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	energética
15	Hofsetz & Silva	Brazilian sugarcane bagasse: Energy and non-energy consum	Brasil	2012	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
16	Guerra et al.	Comparative analysis of electricity cogeneration scenarios in s	Brasil	2014	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
17	Destmukh et al.	Thermal gasification or direct combustion? Comparison of ad	USA	2013	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
18	Jurado et al.	Modelling of combined cycle power plants using biomass	Espanha	2003	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	outros	energética
19	Franco & Casarosa	On some perspectives for increasing the efficiency of combine	Itália	2002	combinado (Brayton/Rankine)	gas	não	energética/ exergética
20	Bocci et al.	Powerplant perspectives for sugarcane mills	Itália	2009	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	energética/econômica
21	Santos & Chávez 2013	Preliminary studies on advanced power generation based on c	Brasil	2012	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	energética/ exergética
22	Invernizzi et al.	Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines	Itália	2007	combinado (Brayton/Rankine)	gas	não	energética
23	A. Franco, N. Giannini	Perspectives for the use of biomass as fuel in combined cycle	Itália	2005	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética/ exergética
24	Franco & Russo	Combined cycle plant efficiency increase based on the optimiz	Itália	2002	combinado (Brayton/Rankine)	gas	não	energética/termoeconômica
25	Pellegrini et al.	Supercritical steam cycles and biomass integrated gasificati	Brasil	2010	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	energética/termoeconômica
26	Seabra & Macedo	Comparative analysis for power generation an ethanol product	Brasil	2011	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética
27	Dantas et al.	Energy from sugarcane bagasse in Brazil: an assessment of th	Brasil	2013	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	econômica
28	Khalilq & Kaushik	Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine	Índia	2004	combinado (Brayton/Rankine)	gas	não	termoeconômica
29	Leutze, A.	Design Specifics of High Efficiency Biomass Power Plants for	Índia	2005	Rankine	biomassa	outros	energética
30	Petrov & Hunyadi	MUNICIPAL SOLID WASTE BOILER AND GAS TURBINE HY	Alemanha	2002	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
31	Petrov et al.	HYBRID DUAL-FUEL COMBINED CYCLES GENERAL PER	Portugal	2002	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
32	Petrov et al.	HYBRID DUAL-FUEL COMBINED CYCLES FOR SMALL-SC	USA	2003	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
33	Carneiro, L.	ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UMA USIN	Brasil	2015	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética/termoeconômica/ambiental
34	Neto	ANÁLISE DE VIABILIDADE DA COGERAÇÃO DE ENERGIA	Brasil	2001	Combinado Híbrido	gas/biomassa	Cana de açúcar	energética/econômica
35	Fiomari	ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGETICA DE UMA USINA S	Brasil	2004	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética/ exergética
36	Prieto	Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estu	Brasil	2003	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética/termoeconômica
37	Saran	ANÁLISE TERMODINÂMICA E TERMOECONÔMICA DO AP	Brasil	2010	Combinado Híbrido	gas/biomassa	Cana de açúcar	energética/termoeconômica
38	Petrov	BIOMASS AND NATURAL GAS HYBRID COMBINED CYCLE	Suécia	2003	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
39	Korobitsyn	New and advanced energy conversion technology	Holanda	1998	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
40	Bobáquez	Análise termoeconômica, econômica e ambiental da repolenci	Brasil	2007	Combinado Híbrido	gas/óleo	não	energética/econômica/ambiental
41	Dantas, D. N.	Uso da biomassa da cana-de-açúcar para geração de energia	Brasil	2010	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	energética/exergética/ambiental
42	Nazrul Islam et al.	Exergy and exergy analysis of a coal based thermal power pla	Bangladesh	2014	Rankine	carvão	não	energética/termoeconômica
43	Eboh et al.	Exergy Analysis of Solid Fuel-Fired Heat and Power: A	Suécia	2017	Rankine	carvão	não	exergética
44	Saidur et al.	Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers	Malásia	2010	Rankine	gas	não	energética/termoeconômica
45	Ribeiro & Sioen	DESIGN OF A HIGH EFFICIENCY WASTE TO ENERGY PL	Brasil	2014	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética
46	Hendrikus & Marcel	A Fourth Generation WTE Facility Designed for Energy and Ma	USA	2008	Rankine	biomassa	outros	energética
47	Ribeiro & Kimberlin	HIGH EFFICIENCY WASTE TO ENERGY POWER PLANTS C	USA	2010	Combinado Híbrido	gas/biomassa	outros	energética/ambiental
48	Zyberstajn & Coelho	Potencial de geração de energia elétrica nas usinas de açuca	Brasil	1989	combinado (Brayton/Rankine)	biomassa	Cana de açúcar	econômica
49	Macedo et al.	Balanco das emissões de gases do efeito estufa na produção	Brasil	2004	Rankine	biomassa	Cana de açúcar	Ambiental
50	Wright et al.	A Techno-economic assessment of the reduction of carbon dic	Reino Unido	2010	Combinado Híbrido	biomassa	outros	econômica/ambiental
51	Sebastián et al.	Cofiring versus biomass-fired power plants: GHG (Greenhouse	Espanha	2010	Combinado Híbrido	biomassa	outros	Ambiental
52	Basu et al.	Biomass co-firing options on the emission reduction and elect	Canadá	2010	Combinado Híbrido	biomassa	outros	econômica/ambiental
53	Furtado, L.A.	Em construção	Brasil	2017	Combinado Híbrido	gas/biomassa	Cana de açúcar	energética/econômica/ambiental

Autor	Validação (analítica, estudo de caso, numérica)	Estudo de caso	Reaquecimento	Regenerativo	Gaseificação ou combustão direta	Local da Combustão	Mistura de diferentes gases
Panchal et al.	numérica	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Passolongo et al.	analítica/numérica	não	não	não	gaseificação	tg	não
Lahoda et al.	Numerica	sim	sim	sim	Combustão	Caldeira/tg	não
Ribeiro et al.	numérica	não	sim	sim	Combustão	Caldeira/tg	não
Pill et al.	analítica/numérica	não	sim	sim	Combustão	Caldeira/tg	sim
Gürbük, M.; Öztop, H.	analítica/numérica	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Nadir et al.	numérica	não	sim	não	Combustão	tg	não
Wieneke, A.	analítica/numérica	não	sim	não	Combustão	caldeira	não
Santos & Chávez	numérica	não	sim	não	Combustão	caldeira/tg	não
Wokowicz & Badyda	analítica/numérica	não	não	sim	Combustão	caldeira/tg	não
Pill et al. 2010	numérica	não	sim	sim	combustao e gaseificação	caldeira/tg	sim
M. Rodrigues et al.	numérica	não	sim	sim	gaseificação	tg	sim
Kam et al.	numérica	não	não	não	gaseificação	tg	não
Lanson et al.	Numerica	sim	não	não	gaseificação	caldeira/tg	não
Hofsetz & Silva	estatística	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Guerra et al.	numérica	não	sim	sim	Combustão	caldeira	não
Destmukh et al.	Numerica	sim	não	não	combustao e gaseificação	caldeira/tg	não
Jurado et al.	numérica	não	não	não	gaseificação	tg	não
Franco & Casarosa	numérica	não	sim	sim	gaseificação	tg	não
Bocci et al.	Analítica	sim	não	não	combustao e gaseificação	caldeira/tg	não
Santos & Chávez 2012	numérica	não	não	não	Combustão	caldeira/tg	não
Invernizzi et al.	analítica/numérica	não	não	não	Combustão	tg	não
A. Franco, N. Giannini	numérica	não	sim	não	combustao e gaseificação	caldeira/tg	sim
Franco & Russo	analítica/numérica	não	sim	não	Combustão	tg	não
Pellegrini et al.	numérica	não	sim	sim	gaseificação	tg	não
Seabra & Macedo	numérica	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Dantas et al.	numérica	não	não	não	combustao e gaseificação	tg	não
Khalifa & Kaushik	analítica/numérica	não	sim	não	Combustão	tg	não
Leuze, A.	estatística	sim	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	não
Petrov & Hunyadi	analítica/numérica	não	não	não	Combustão	caldeira/tg	sim
Petrov et al.	analítica/numérica	não	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	sim
Petrov et al.	analítica/numérica	não	sim	não	Combustão	Caldeira/motor	sim
Carneiro, L.	Analítica	sim	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	não
Neto	analítica/numérica	não	sim	não	combustao e gaseificação	caldeira/tg	sim
Flomari	Analítica	sim	não	não	Combustão	caldeira	não
Prieto	analítica/numérica	sim	sim	não	Combustão	caldeira	não
Saran	analítica/numérica	não	sim	sim	combustao e gaseificação	caldeira/tg	não
Petrov	Analítica	não	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	sim
Korobitsyn	analítica/numérica	não	sim	não	Combustão	caldeira/tg	sim
Bobirquez	analítica/numérica	não	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	não
Dantas, D. N.	Analítica	sim	não	não	Combustão	caldeira	não
Nazrul Islam et al.	Analítica	sim	sim	não	Combustão	caldeira	não
Eboh et al.	Analítica	não	sim	sim	Combustão	caldeira	não
Saidur et al.	Analítica	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Ribeiro & Sioen	analítica/numérica	não	sim	não	combustao e gaseificação	Caldeira/tg/motor	sim
Hendrikus & Marcel	numérica	não	sim	não	Combustão	caldeira	não
Ribeiro & Kimbelfin	numérica	sim	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	sim
Zyberstajn & Coelho	Analítica	não	sim	não	gaseificação	tg	não
Macedo et al.	Analítica	não	não	não	Combustão	caldeira	não
Wright et al.	numérica	não	não	não	combustao e gaseificação	caldeira	sim
Sebastián et al.	numérica	não	não	não	Combustão	Caldeira	não
Basu et al.	numérica	não	não	não	combustao e gaseificação	Caldeira	sim
Furtado, L.A.	analítica/numérica	não	sim	sim	Combustão	caldeira/tg	sim

- Safra



- Tabela termodinâmica 95_425 - Safra

Number	m	T	P	h	s	Qt	Perda de carga
#	[kg/h]	(°C)	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]	[kWt]	[bar]
1	97200,0	555,0	-	577,5	-	15591,6	
2	97677,0	743,9	-	808,6	-	21938,9	
3	97200,0	555,0	-	577,5	-	15591,6	
7	0,0	25,1	-	0,0	-	0,0	
11'	244938,7	25,1	-	0,0	-	0,0	
11''	73481,6	25,1	-	0,0	-	0,0	
11'''	171457,1	25,1	-	0,0	-	0,0	
12*	73481,6	225,7	-	203,9	-	4161,2	
12	244938,7	25,1	-	0,0	-	0,0	
14	342615,7	89,9	-	65,9	-	6275,3	
16	244938,7	25,1	-	0,0	-	0,0	
18	0,0	216,6	-	203,3	-	0,0	
19	97677,0	743,9	-	808,6	-	21938,9	
19'	97677,0	242,4	-	231,3	-	6275,3	
19''	0,0	242,4	-	231,3	-	0,0	
19*	0,0	#DIV/0!	-	#DIV/0!	-	#DIV/0!	
20	97677,0	743,9	-	808,6	-	21938,9	
21	97677,0	242,4	-	231,3	-	6275,3	
21'	97677,0	242,4	-	231,3	-	6275,3	
29	200323,3	226,6	22,0	2828,1	6,4	157370,6	0
291	200323,3	226,6	22,0	2828,1	6,4	157370,6	0
294	0,0	150,2	2,7	2763,7	7,1	0,0	
295	28759,6	340,0	22,0	3109,6	6,9	24841,8	
296	30000,0	292,9	22,0	3000,0	6,7	24999,9	
29'	200323,3	340,0	22,0	3109,6	6,9	173034,2	0
29'*	171563,8	340,0	21,0	3111,9	6,9	148300,5	1
29'**	171563,8	130,0	2,7	2666,7	6,9	127085,6	
29''	153000,0	130,0	2,7	2720,4	7,0	115617,5	
29'''	183000,0	110,0	2,7	461,4	1,4	23456,0	
29''''	153000,0	130,0	2,7	2720,4	7,0	115617,5	
34	342615,7	300,3	-	284,3	-	27057,1	
37	430649,6	1226,3	-	1603,0	-	191761,3	
38	430649,6	934,5	-	1169,3	-	139878,8	
381	430649,6	849,9	-	1048,8	-	125457,3	
382	430649,6	739,6	-	895,4	-	107117,3	

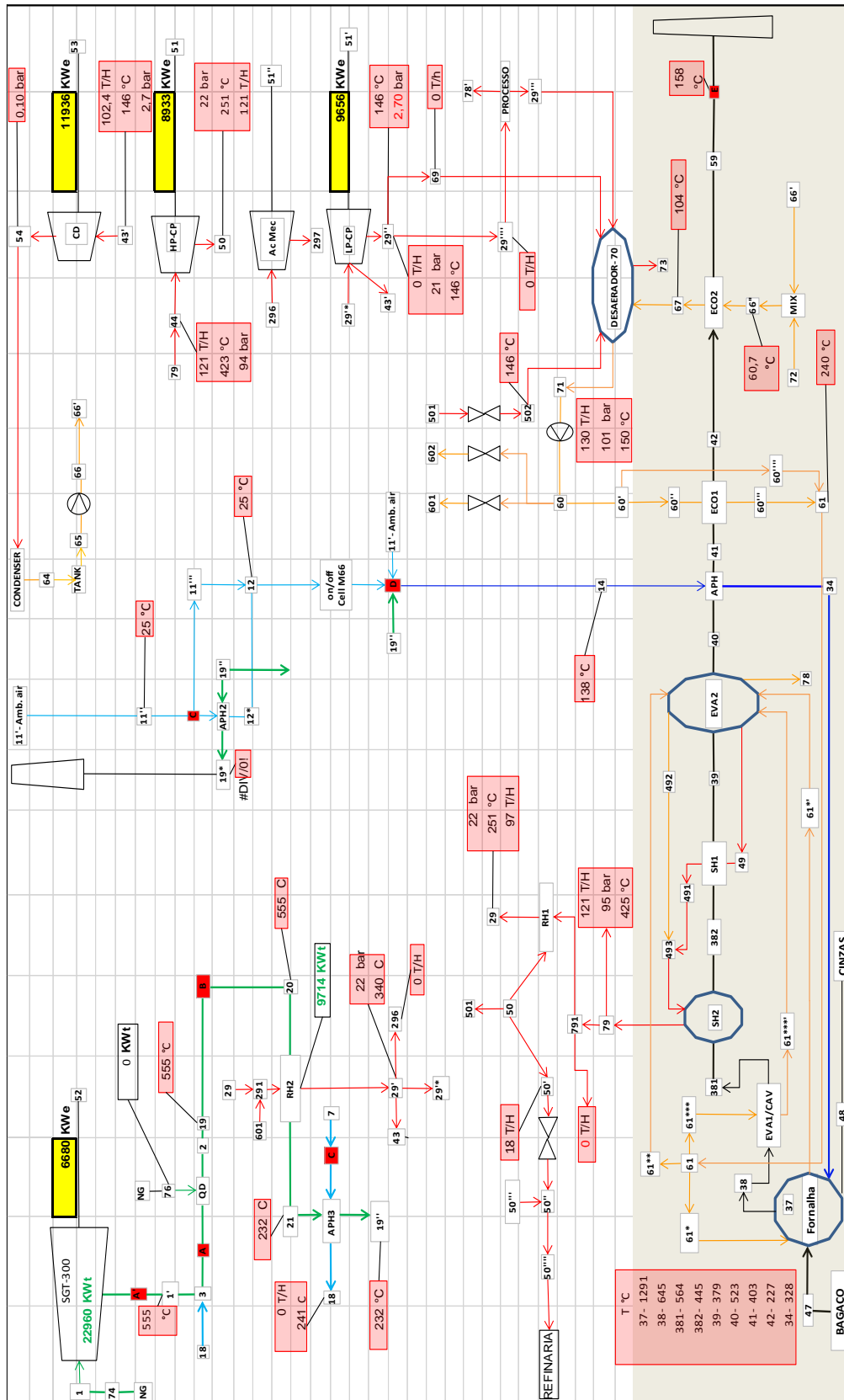
39	430649,6	654,4	-	779,7	-	93270,4	
40	430649,6	404,2	-	453,8	-	54290,3	
41	430649,6	263,7	-	280,1	-	33508,4	
42	430649,6	174,7	-	173,8	-	20787,3	
43	0,0	330,0	21,0	2500,9	12,2	0,0	
43'	18563,8	130,0	2,7	2720,4	7,0	0,0	1
44	210000,0	422,5	94,0	3174,6	6,4	185187,1	2,5
47	88654,5	-	-	6735,0	-	165857,8	
49	194438,5	310,4	99,1	2726,1	5,6	147241,0	0
491	194438,5	363,7	97,4	2982,5	6,0	161087,9	1,7
493	210000,0	334,4	97,4	2865,5	5,9	167154,2	1
79*	210000,0	225,0	22,0	2776,3	6,4	161951,8	
50	210000,0	226,6	22,0	2828,1	6,4	164972,4	0
50*	0,0	226,6	22,0	2828,1	6,4	7,6	
50'	0,0	226,6	22,0	2828,1	6,4	0,0	
50'''	0,0	30,0	22,0	127,7	0,4	0,0	
50''''	0,0	217,3	22,0	2800,5	6,3	0,0	0
501	9676,7	226,6	22,0	2828,1	6,4	7601,8	
502	9676,7	190,2	6,0	2828,1	6,9	7601,8	
51	-	-	-	-	-	19277,4	
51'	-	-	-	-	-	17790,0	
52	-	-	-	-	-	6680,0	
53	-	-	-	-	-	1264,1	
54*	18563,8	45,2	0,1	2222,4	7,0	11460,0	
54	18563,8	45,2	0,1	2463,4	7,8	12702,6	
55	430649,6	174,7	-	173,8	-	20787,3	0
56	430649,6	174,7	-	173,8	-	20787,3	
57	430649,6	155,3	-	150,8	-	18040,6	
59	430649,6	155,3	-	150,8	-	18040,6	
60	216300,0	150,2	100,9	628,4	1,8	37757,4	
601	0,0	148,8	22,0	628,4	1,8	0,0	
602	1240,4	109,1	22,0	459,0	1,4	158,1	
60'	216300,0	150,2	100,9	628,4	1,8	37757,4	
60''	216300,0	150,2	100,9	628,4	1,8	37757,4	
60'''	162225,0	212,3	100,9	840,1	2,4	37858,9	
60''''	54075,0	150,2	100,9	910,7	1,8	13679,7	

61	216300,0	196,5	99,1	840,1	2,3	50478,6	1,8
61*	99034,2	196,5	99,1	840,1	2,3	23111,9	0
61*'	99034,2	310,4	99,1	1403,4	3,4	38606,3	
61**	89738,0	196,5	99,1	840,1	2,3	20942,4	
61***	27527,7	196,5	99,1	840,1	2,3	6424,2	
61****	27527,7	310,4	99,1	2726,1	5,6	20845,7	
62	0,0	130,0	2,7	2720,4	1172,0	0,0	
62'	0,0	310,4	99,1	2726,1	5,6	0,0	
62''	0,0	196,5	99,1	840,1	2,3	0,0	
64	18563,8	45,2	0,1	189,3	0,6	976,4	
65	18563,8	45,2	0,1	189,3	0,6	976,4	
66	18563,8	61,8	5,0	259,0	0,6	1335,8	
66'	18563,8	61,8	5,0	259,0	0,6	1335,8	0
66''	24863,8	53,7	4,8	225,3	0,6	1556,4	0,25
67	24863,8	147,9	4,5	623,0	1,8	4303,1	0,25
68	24863,8	147,9	4,3	2745,8	1,8	18964,3	0,25
69	0,0	130,0	2,7	2720,4	7,0	0,0	
70	207863,8	146,2	4,3	616,1	1,8	35573,6	
71	216300,0	146,2	4,3	616,1	1,8	37017,4	
71*	207863,8	149,8	100,9	626,6	1,8	36178,1	
72	6300,0	30,0	4,3	126,1	0,4	220,6	0
73	0,0	146,2	4,3	2741,8	6,9	0,0	
74	1725,6	-	-	47899,0	-	22960,0	
76	477,0	-	-	47899,0	-	6347,2	
78	6300,0	310,4	99,1	1403,4	3,4	2455,9	
492	15561,5	310,4	99,1	1403,4	3,4	6066,3	
78'	0,0	-	-	-	-	-	0,000%
79	210000,0	425,0	95,0	3179,9	6,4	185494,2	4,1
791	0,0	425,0	95,0	3179,9	6,4	185494,2	
90	153000,0	130,0	2,7	2720,4	7,0	115617,5	
90'	150000,0	167,0	2,5	2800,1	7,3	116670,2	
90''	4500,0	110,0	2,5	461,4	1,4	576,8	
90'''	112900,0	154,0	2,5	2773,1	7,2	86968,5	
90''''	420400,0	137,7	2,5	2738,8	7,1	319833,0	
Ponto	Vazão [kg/h]	T(°C)	P(bar)	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Energia [KWt]	Perdas [bar]

- Composição dos gases C95_425 - Safra

Base volumétrica	A'- Gases da TG	A -Gases da TG + Ar	B - Gases da TG + Ar + GN	C - Ar Puro	D - Ar de combustão da Caldeira	E - Gás da Caldeira
N2	75,58%	75,58%	74,93%	78,05%	77,35%	58,32%
O2	13,95%	13,95%	12,10%	20,93%	18,94%	3,30%
CO2	3,19%	3,19%	4,03%	0,03%	0,93%	11,06%
Argonio	0,89%	0,89%	0,88%	0,92%	0,91%	0,68%
SO2	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
H2O	6,39%	6,39%	8,06%	0,07%	1,87%	26,65%

- Entressafrá



- Tabela termodinâmica 95_425 - Entressaфра

Number	m	T	P	h	s	Qt	Perda de carga
#	[kg/h]	(°C)	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]	[kWt]	[bar]
1	97200	554,96	-	577,47	-	15592	
2	97200	554,96	-	577,47	-	15592	
3	97200	554,96	-	577,47	-	15592	
7	0	25,07	-	0,00	-	0	
11'	88320	25,07	-	0,00	-	0	
11"	26496	25,07	-	0,00	-	0	
11'''	61824	25,07	-	0,00	-	0	
12*	26496	25,07	-	0,00	-	0	
12	88320	25,07	-	0,00	-	0	
14	185520	137,90	-	114,05	-	5877	
16	88320	25,07	-	0,00	-	0	
18	0	241,14	-	227,72	-	0	
19	97200	554,96	-	577,47	-	15592	
19'	97200	231,80	-	217,68	-	5877	
19"	0	231,80	-	217,68	-	0	
20	97200	554,96	-	577,47	-	15592	
21	97200	231,80	-	217,68	-	5877	
21'	97200	231,80	-	217,68	-	5877	
29	96588	251,14	22,00	2895,81	6,49	77694	0
291	102357	217,29	22,00	2767,93	6,30	78699	0
294	0	149,93	2,7	2763,06	7,13	0	
295	0	340,00	22	3109,59	6,87	0	
29'	102357	340,00	22,00	3109,59	6,8697	88414	0
29'*	102357	340,00	21,00	3111,86	6,8940	88478	1
29'**	102357	130,00	2,70	2666,69	6,8940	75821	
29"	0	146,46	2,70	2755,73	7,1131	0	
29'''	0	110,00	2,70	461,43	1,42	0	
29''''	0	146,46	2,70	2755,73	7,11	0	
31	185520	137,90		114,05		5877	
34	185520	327,60	-	310,00	-	15975	
37	236949	1291,14	-	1704,58	-	112194	
38	236949	644,70	-	767,14	-	50493	
381	236949	563,66	-	659,52	-	43409	
382	236949	444,62	-	505,41	-	33265	
39	236949	378,88	-	422,34	-	27798	
40	236949	523,08	-	606,44	-	39915	
41	236949	403,29	-	453,02	-	29817	
42	236949	226,97	-	236,07	-	15538	
43	0	330,00	21,00	2500,90	12,24	0	
43'	102357	146,46	2,70	2755,73	7,11	0	0
44	120939	422,50	94,00	3174,64	6,35	106649	2,5
47	51791	-	-	6735,00	-	96893	1
49	119939	310,37	99,10	2726,14	5,62	90825	0

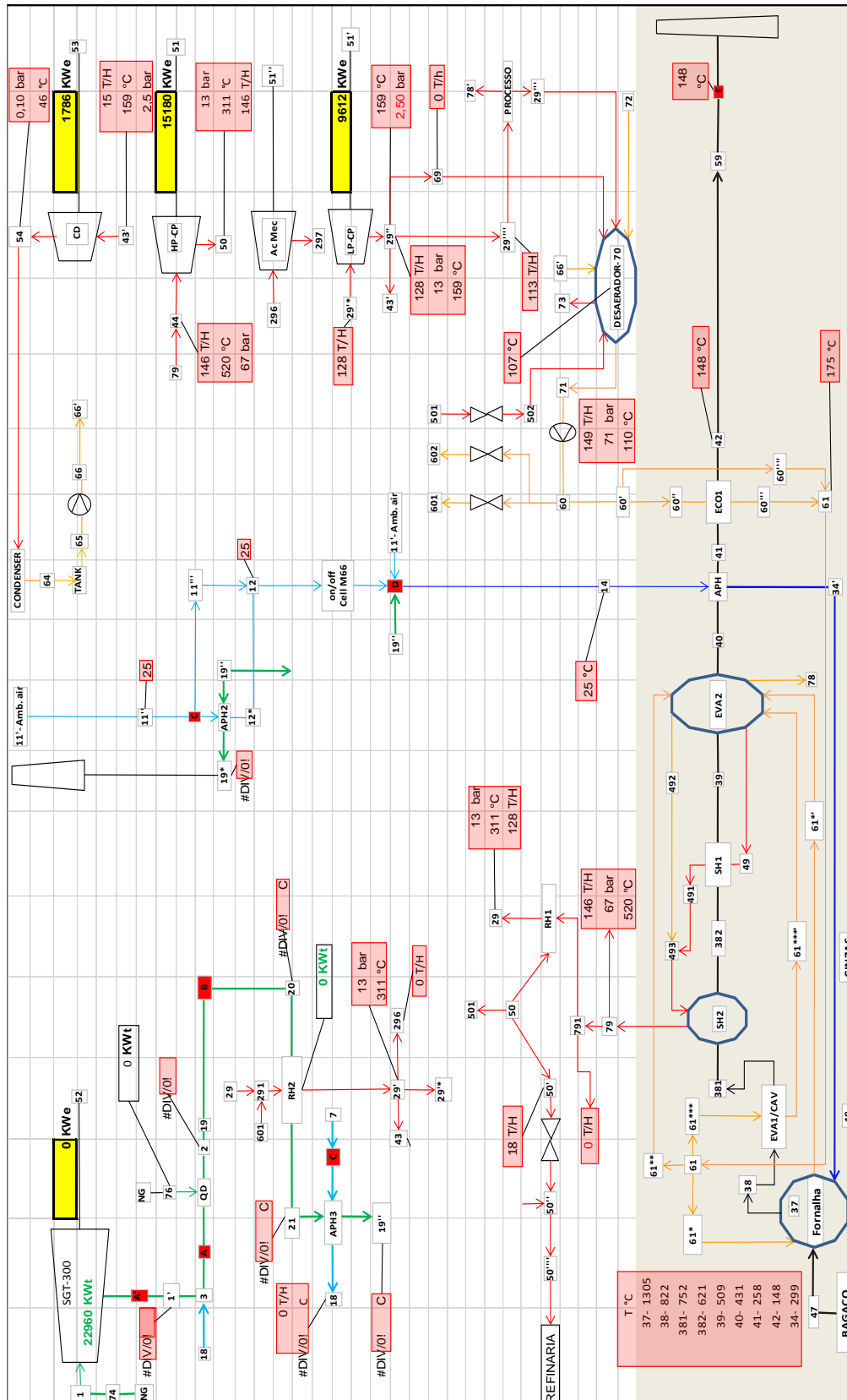
491	119939	340,00	97,40	2890,26	5,90	96293	1,7
493	120939	337,16	97,40	2877,96	5,88	96683	1
79*	120939	224,99	22,00	2776,32	6,35	93268	
50	120939	251,14	22,00	2895,81	6,49	97282	0
50*	0	251,14	22,00	2895,81	6,49	14	
50'	18000	251,14	22,00	2895,81	6,49	14479	
50'''	-18000	30,00	22,00	127,67	0,44	0	
50''''	0	218,29	22,00	2803,52	6,31	0	1
501	6351	251,14	22,00	2895,81	6,49	5109	
502	6351	221,35	6,00	2895,81	7,06	5109	
51	-	-	-	-	-	8933	
51'	-	-	-	-	-	9656	
52	-	-	-	-	-	6680	
53	-	-	-	-	-	11936	
54*	102357	45,22	0,10	2249,736	7,113	63966	
54	102357	45,22	0,10	2315,514	7,320	65836	
55	236949	226,97	-	236,070	-	15538	0
56	236949	226,97	-	236,070	-	15538	
57	236949	158,31	-	154,481	-	10168	
59	236949	158,31	-	154,481	-	10168	
60	130337	149,93	100,90	627,06	1,831	22702	
601		148,53	22	627,06	1,825	1005	
602	0	148,53	22	627,06	1,825	0	
60'	124567	150	100,9	627,06	1,831	21698	
60''	124567	149,9	100,9	627,06	1,83	21697,51	
60'''	62284	310	100,9	1039,74	3,352	17988	
60''''	62284	150	100,9	1452,42	1,831	25128	
61	124567	240	99,1	1039,74	2,691	35977	1,8
61x	124567	240	99,1	1039,74	2,691	35977	0
61*	131682	240	99,1	1039,74	2,691	38032	
61*¹	131682	310	99,1	1403,38	3,353	51333	
61**	-22237	240	99,1	1039,74	2,691	-6422	
61***	15122	240	99,1	1039,74	2,691	4367	
61****¹	15122	310	99,1	2726,14	5,620	11451	
62	0	146,46	2,70	2755,726	1172,032	0	
62'	0	310,37	99,10	2726,144	5,620	0	
62''	0	240,37	99,10	1039,739	2,691	0	
63	0	310,37	99,10	2726,144		0	1
64	102357	45,22	0,10	189,346	0,641	5384	
65	102357	45,22	0,10	189,346	0,641	5384	
66	102357	61,79	5,00	259,043	0,641	7365	
66'	102357	61,79	5,00	259,043	0,641	7365	0
66''	105985	60,71	4,75	254,490	0,641	7492	0,25
67	105985	104,16	4,50	436,896	1,791	12862	0,25
68	105985	104,16	4,25	436,878	1,791	12862	0,25
69	0	146,46	2,70	2755,726	7,113	0	
70	105985	145,93	4,26	614,743	1,800	18098	
71	112337	145,93	4,26	614,743	1,800	19183	
71*	105985	149,50	100,90	625,213	1,800	18407	
72	3628	30,00	4,25	126,054	0,437	127	0
73	0	145,93	4,25	2741,380	6,875	0	
74	1726	-	-	47899,000	-	22960	
76	0,0000	-	-	47899,000	-	0	
78	3628	310,37	99,10	1403,380	3,353	1414	
492	1000	310,37	99,10	1403,38	3,35	390	
78'	0,000	-	-	-	-	-	0,000%
79	120939	425,00	95,00	3179,900	6,354	106826	4,1
791	0	425,00	95,00	3179,900	6,354	106826	
90	0	146,5	2,7	2755,73	7,11	0,00	
90'	150000	167,0	2,5	2800,08	7,25	116670,21	
90''	4500	110,0	2,5	461,42	1,42	576,77	
90'''	112900	154,0	2,5	2773,13	7,19	86968,46	
Ponto	Vazão [kg/h]	T(°C)	P(bar)	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Energia [KWt]	Perdas [bar]

- Composição dos gases C95_425 - Safra

Base volumétrica	A'- Gases da TG	A -Gases da TG + Ar	B - Gases da TG + Ar + GN	C - Ar Puro	D - Ar de combustão da Caldeira	E - Gás da Caldeira
N2	75,58%	75,58%	74,93%	78,05%	78,05%	57,67%
O2	13,95%	13,95%	12,10%	20,93%	20,93%	3,80%
CO2	3,19%	3,19%	4,03%	0,03%	0,03%	11,01%
Argonio	0,89%	0,89%	0,88%	0,92%	0,92%	0,68%
SO2	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0%
H2O	6,39%	6,39%	8,06%	0,07%	0,07%	27%

- Validação C67_520

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 1712550/CA



- Tabela termodinâmica C67_520

Number	m	T	P	h	s	Qt	Perdas de carga
#	[kg/h]	(°C)	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]	[kWt]	[bar]
1	97200,00	-1,59	-	0,00	-	-700,05	
3	97200,00	23,88	-	0,00	-	0,00	
7	0,00	25,07	-	0,00	-	0,00	
11'	247154,78	25,07	-	0,00	-	0,00	
11''	74146,43	25,07	-	0,00	-	0,00	
11'''	173008,34	25,07	-	0,00	-	0,00	
12*	74146,43	25,07	-	0,00	-	0,00	
12	247154,78	25,07	-	0,00	-	0,00	
14	247154,78	25,07	-	0,00	-	0,00	
16	247154,78	25,07	-	0,00	-	0,00	
18	0,00	#DIV/0!	-	203,27	-	0,00	
19	0,00	#DIV/0!	-	808,58	-	0,00	
29	128000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	109089,92	0
291	128000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	109089,92	0
294	0,00	110,00	2,70	461,43	1,42	0,00	
295	0,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	0,00	
296	0,00	#VALOR!	22,00	#DIV/0!	#VALOR!	#DIV/0!	
29'	128000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	109089,92	0
29'*	128000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	109089,92	0
29'**	128000,00	127,44	2,50	2716,85	7,05	96599,01	
29''	128000,00	159,03	2,50	2783,60	7,21	98972,29	
29'''	112900,00	110,00	2,50	461,42	1,42	14470,50	
29''''	112900,00	159,03	2,50	2783,60	7,21	87296,65	
31	247154,78	25,07		#DIV/0!		#DIV/0!	
34	247154,78	298,65	-	279,59	-	19194,92	
37	319618,95	1304,88	-	1738,55	-	154353,75	
38	319618,95	821,53	-	1016,44	-	90242,57	
381	319618,95	751,75	-	918,77	-	81571,48	
382	319618,95	621,30	-	740,62	-	65754,56	
39	319618,95	508,98	-	591,86	-	52546,93	
40	319618,95	431,45	-	491,69	-	43653,78	
41	319618,95	258,40	-	275,49	-	24458,86	
42	319618,95	147,95	-	143,09	-	12703,62	

43	0,00	330,00	21,00	2500,90	12,24	0,00	
43'	15100,00	159,03	2,50	2783,60	7,21	0,00	
44	146000,00	520,00	67,00	3462,16	6,88	140409,97	0
47	72975,00	-	-	6735,00	-	136524,06	
49	143644,00	286,68	70,85	2770,68	5,81	110553,41	0,25
491	143644,00	380,00	70,60	3101,69	6,36	123761,03	0,25
493	146000,00	369,64	70,60	3072,16	6,31	124593,06	
79*	146000,00	270,98	12,80	2978,72	6,88	120803,49	
50	146000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	124430,69	
50*	16292,89	311,50	12,80	3068,15	7,04	15,34	
50'	18000,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	15340,77	
501	0,00	311,50	12,80	3068,15	7,04	0,00	
502	0,00	303,36	6,00	3068,15	7,38	0,00	
51[kWe]	-	-	-	-	-	15180	
51'[kWe]	-	-	-	-	-	9612	
52[kWe]	-	-	-	-	-	0	
53[kWe]	-	-	-	-	-	1786	
54*	15100,00	45,82	0,10	2285,54	7,21	9586,56	
54	15100,00	45,82	0,10	2335,34	7,37	9795,47	
55	319618,95	147,95	-	143,09	-	12703,62	0
56	319618,95	147,95	-	143,09	-	12703,62	
57	319618,95	147,95	-	143,09	-	12703,62	
59	319618,95	147,95	-	143,09	-	12703,62	
60	148920,00	110,00	71,10	458,97	1,4	18985,97	
601	0,00	109,08	22,00	458,97	1,4	0,00	
602	0,00	109,08	22,00	458,97	1,4	0,00	
60'	148920,00	110,00	71,10	458,97	1,4	18985,97	
60''	148920,00	110,00	71,10	458,97	1,4	18985,97	
60'''	111690,00	196,22	71,10	743,14	2,3	23055,91	
60''''	37230,00	110,00	71,10	837,86	1,4	8664,91	
61	148920,00	174,68	71,10	743,14	2,1	30741,21	0
61*	113832,34	174,68	71,10	743,14	2,08	23498,14	
61*'	113832,34	286,68	71,10	1272,62	3,13	40240,25	
61**	19691,73	174,68	71,10	743,14	2,08	4064,92	
61***	15395,93	174,68	71,10	743,14	2,08	3178,15	
61****	15395,93	286,68	71,10	2770,68	5,81	11849,24	
62	0,00	159,03	2,50	2783,60	1191,18	0,00	
62'	0,00	286,68	70,85	2770,68	5,81	0,00	

62"	0,00	174,68	70,85	743,13	2,08	0,00	
63	0,00	286,68	70,85	2770,68		0,00	
64	15100,00	45,82	0,10	191,83	0,65	804,64	
65	15100,00	45,82	0,10	191,83	0,65	804,64	
66	15100,00	62,00	5,00	259,92	0,65	1090,23	
66'	15100,00	62,00	5,00	259,92	0,65	1090,23	0
66"	15100,00	62,00	5,00	259,92	0,65	1090,23	0
67	15100,00	62,00	5,00	259,92	0,86	1090,23	0
68	15100,00	62,00	4,75	259,90	0,86	1090,14	0,25
69	1550,00	159,03	2,50	2783,60	7,21	1198,49	
70	129550,00	107,41	1,31	450,37	1,39	16206,90	
71	129550,00	107,41	1,31	450,37	1,39	16206,90	
71*	129550,00	109,69	71,10	457,68	1,39	16470,03	
72	20920,00	30,00	2,00	125,85	0,44	731,32	0
73	0,00	107,41	2,00	2687,30	7,27	0,00	
74	1725,63	-	-	47899,00	-	22960,00	
76	0,00	-	-	47899,00	-	0,00	
78	2920,00	286,68	70,85	1271,34	3,13	1031,20	
492	2356,00	286,68	70,85	1271,34	3,13	832,02	
78'	0,00	-	-	-	-	-	0,000%
79	146000,00	520,00	67,00	3462,16	6,88	140409,97	3,85
791	0,00	520,00	67,00	3462,16	6,88	140409,97	
90	128000,00	159,03	2,50	2783,60	7,21	98972,29	
90'	150000,00	167,00	2,50	2800,08	7,25	116670,21	
90"	4500,00	110,00	2,50	461,42	1,42	576,77	
90'''	112900,00	154,00	2,50	2773,13	7,19	86968,46	
90''''	395400,00	147,93	2,50	2760,43	7,16	303187,72	
Ponto	Vazão [kg/h]	T(°C)	P(bar)	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Energia [KWt]	Perdas [bar]

- Composição dos gases C67_520

Base volumétrica	A' - Gases da TG	A -Gases da TG + Ar	B - Gases da TG + Ar + GN	C - Ar Puro	D - Ar de combustão da Caldeira	E - Gás da Caldeira
N2	75,58%	75,58%	#DIV/0!	78,05%	78,05%	56,81%
O2	13,95%	13,95%	#DIV/0!	20,93%	20,93%	3,08%
CO2	3,19%	3,19%	#DIV/0!	0,03%	0,03%	11,47%
Argonio	0,89%	0,89%	#DIV/0!	0,92%	0,92%	0,67%
SO2	0,00%	0,00%	#DIV/0!	0,00%	0,00%	0%
H2O	6,39%	6,39%	#DIV/0!	0,07%	0,07%	28%

--