

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

PAULO TASSO DINIZ FILHO

**AUMENTO DA OFERTA DE ELETRICIDADE NO SETOR SUCROALCOOLEIRO:
INCORPORAÇÃO DE CICLO COMBINADO ASSOCIADO À GASEIFICADOR DE
LEITO FLUIDIZADO**

Guaratinguetá
2014

PAULO TASSO DINIZ FILHO

AUMENTO DA OFERTA DE ELETRICIDADE NO SETOR SUCROALCOOLEIRO:
INCORPORAÇÃO DE CICLO COMBINADO ASSOCIADO À GASEIFICADOR DE
LEITO FLUIDIZADO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Guaratinguetá
2014

Diniz Filho, Paulo Tasso

D58 Aumento da oferta de eletricidade no setor sucroalcooleiro:
5a incorporação de ciclo combinado associado à gaseificador de leito
fluidizado./ Paulo Tasso Diniz Filho – Guaratinguetá, 2014.
176 f : il.

Bibliografia: f. 154-162

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Coorientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

1. Gaseificação de biomassa 2. Termoeconomia I. Título

CDU 620.91(043)

PAULO TASSO DINIZ FILHO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchiari Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador / UNESP/FEG


Prof. Dr. IVONETE ÁVILA
UNESP/FEG


Prof. Dr. WENDELL DE QUEIROZ LAMAS
EEL/USP

Julho de 2014

DADOS CURRICULARES

PAULO TASSO DINIZ FILHO

NASCIMENTO 03.06.1986 – SÃO PAULO / SP

FILIAÇÃO ELIANA
MARIA KALTNER
CURVO

PAULO TASSO
DINIZ

2007/2011 –
Graduação em
Engenharia de
Materiais
UNESP/FEG

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha mãe Eliana Maria, por ter-me criado tão bem, fruto de todo o meu sucesso.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar a minha família, por ter me suportado financeiramente durante os anos em que estudei em Guaratinguetá.

Em Segundo aos meus colegas e amigos da República Móikana, em especial Vitor, Rafael, Flávio, Juliano, Marcus, André e a nossa empregada-mãe Marli, pelos bons momentos de faculdade vividos juntos, pelas festas, passeios e pela ajuda nos momentos difíceis. Nada seria possível sem vocês.

Em Terceiro ao professor José Luz Silveira e demais colegas do Lose, especial para Lora Malik, além de Valdisley, Regina, Lúcia, Wendell, Lucas, Ronney, Nestor, Celso e Einara por terem acreditado no meu trabalho e nas minhas capacidades, fazendo-me evoluir cientificamente e intelectualmente.

EPÍGRAFE

Na verdade, na verdade vós digo que, se o grão de trigo, caindo na terra, não morrer, fica ele só; mas se morrer, dá muito fruto.

João 12:24

DINIZ FILHO, P.T. **Aumento da oferta de eletricidade no setor sucroalcooleiro: incorporação de ciclo combinado associado à gaseificador de leito fluidizado.** 2014. 176 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

RESUMO

A cogeração tem uma grande aceitação no setor sucroalcooleiro, pois o combustível empregado (bagaço ou palha de cana) é um subproduto de fabricação. Tais sistemas geram potência mecânica ou elétrica e vapor, que são utilizados no próprio processo industrial. Porém, este tipo de geração de energia no setor encontra-se muito aquém de seu potencial. Uma das alternativas tecnológicas que poderá vir a melhorar a oferta de excedentes do setor sucroalcooleiro é o uso de gaseificadores de biomassa associados a ciclos combinados. Este trabalho se baseia em dados reais de uma Usina Sucroalcooleira que utiliza o processo de cogeração com turbina a vapor de condensação com duas extrações. A partir de modificações no processo da usina, foram estudados os benefícios da integração da tecnologia de gaseificação em leito fluidizado associada a ciclo combinado. Para efeito de análise da incorporação desta configuração, construiu-se, inicialmente, um modelo energético dos equipamentos que compõem o sistema de cogeração, tendo como variável de decisão a quantidade de biomassa processada pela usina. Posteriormente, realizou-se o estudo exergético do sistema. A partir de uma abordagem econômica dos equipamentos, foi possível realizar o estudo exergoeconômico que se baseia no Método da Análise Funcional Termoeconômica desenvolvido por Frangopoulos (1983). Foi possível avaliar a viabilidade desta tecnologia para o setor sucroalcooleiro brasileiro permitindo gerar inovações na cadeia produtiva do etanol e corroborando para o desenvolvimento do setor e para o aumento da oferta de eletricidade no país.

PALAVRAS-CHAVE: Gaseificação. Termoeconomia. Exergia. Setor sucroalcooleiro. Ciclo combinado.

DINIZ FILHO, P.T. **Increase in the supply of electricity in the sugar and alcohol sector: incorporation of combined cycle associated to fluidized bed gasifier**. 2014. 176 p. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013

ABSTRACT

The cogeneration has a wide acceptance in the sugarcane industry, because the fuel used (sugarcane bagasse or straw) is a by-product of the manufacturing process. Such systems generate electrical or mechanical power and steam, which are used in the industrial process itself. However, this type of power generation is far below its potential. One of the technological alternatives which may improve the supply of surplus to the sugarcane sector is the use of biomass gasifiers associated with combined cycles. This work is based on real data from a sugar and alcohol plant that uses the process of cogeneration with condensing steam turbine with two extractions. From the plant process modifications, the benefits of integration of fluidized bed gasification technology associated with combined cycle were studied. For purposes of analysis of the incorporation of this technology, initially built up an energy model of equipment that compose the cogeneration system, having the amount of biomass processed by the plant as a decision variable. Subsequently, we carried out the study of the exergetic system. From an economic approach of the equipment, it was possible to perform the exergetic-economic study that is based on the Thermoeconomic Functional Analysis Method developed by Frangopoulos (1983). It was possible to assess the viability of this technology for the Brazilian sugarcane sector allowing to generate innovations in the ethanol production chain and supporting the development of the sector and to increase the supply of electricity in the country.

KEYWORDS: Gasification. Thermoeconomics. Exergy. Sugarcane industry. Combined cycle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama do processo produtivo da usina sucroalcooleira (Silveira et al, 2014)	31
Figura 2 - Sistema turbina a gás associada a turbina a vapor (ciclo combinado) (Antunes, 1999)	33
Figura 3 - Poder calorífico inferior do bagaço de cana de açúcar em função da umidade (Fiomari, 2004)	34
Figura 4 - Gaseificador de leito fluidizado circulante (Andrade, 2007)	38
Figura 5 - Esquema típico de um ciclo combinado com incorporação de gaseificador de leito fluidizado – Tecnologia BIG/GTCC (Sanchez et al., 2002)	39
Figura 6 - Turbina a vapor de condensação com duas extrações (Fiomari, 2004)	41
Figura 7 - Fluxograma da Destilaria Pioneiros – Safra 2007/2008	42
Figura 8 - Demandas nos processos da usina	44
Figura 9 - Esquema do gaseificador de leito fluidizado	45
Figura 10 - Relação entre os fluxos de gás de síntese, ar e cinzas produzidas	52
Figura 11 - Comparação entre o calor específico do ar e da mistura de ar e gás de síntese (após combustão)	58
Figura 12 - Esquema do compressor	61
Figura 13 - Esquema pré-aquecedor de ar	63
Figura 14 - Esquema da câmara de combustão	66
Figura 15 - Esquema da turbina a gás	68
Figura 16 - Esquema da caldeira de recuperação	70
Figura 17 - Perfil de temperatura em função da entalpia para o <i>pinch point</i>	70
Figura 18 - Esquema da turbina a vapor	73
Figura 19 - Esquema do condensador	75
Figura 20 - Esquema das bombas	77
Figura 21 - Heat rate dos sistemas de turbina a gás selecionados vs potências de eixo produzidas	80
Figura 22 - Heat rate dos sistemas de turbina a gás vs razão de compressão dos equipamentos selecionados	81
Figura 23 - Heat rate dos sistemas de turbina a gás selecionados vs vazão dos gases na turbina a gás	81
Figura 24 – Heat rate dos sistemas de turbina a gás vs temperaturas de saída do gás	82
Figura 25 - Ciclo combinado com gaseificação integrada - tecnologia BIG/GTCC	84

Figura 26 - Potência produzida pela turbina a gás e a vapor em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processado no gaseificador	88
Figura 27 - Fluxos de calor úteis produzido em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processada no gaseificador.....	89
Figura 28 - Vazões de gás de síntese, ar e gás de biomassa em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processado no gaseificador	89
Figura 29 - Comparação entre potências elétricas produzidas. Configuração tradicional (CEST) vs nova configuração (BIG/GTCC).....	90
Figura 30 - Comparação entre os fluxos de calor de processo: demanda vs fluxo produzido com a incorporação da tecnologia BIG/GTC (SQS)	91
Figura 31 - Comparação entre os fluxos de calor útil supridos ao processo com e sem queima suplementar.....	94
Figura 32 - Comparação entre as potências produzidas pela turbina a vapor com e sem queima suplementar	94
Figura 33 - Potência produzida pela turbina à vapor e o fluxo de calor consumido pelo processo em relação a quantidade de gás natural queimada na caldeira	95
Figura 34 - Comparativo entre as eficiências das configurações propostas.....	98
Figura 35 - Inflação Americana calculada mensalmente no período 1994-2013	100
Figura 36 - Exemplo de aplicação da metodologia de Boehm	102
Figura 37 - Comparação entre a base energética e exergética (Tuna, 1999)	110
Figura 38 - Figura geométrica representativa de um diagrama funcional	115
Figura 39 - Diagrama funcional termoeconômico do ciclo combinado operando com a integração de um gaseificador de leito fluidizado, tecnologia BIG/GTCC	116
Figura 40 - Fluxograma do programa de simulação-otimização não linear escrito no EES. 142	
Figura 41 - Comportamento da função Objetivo (L) em relação a diferentes casos de variáveis de decisão	145
Figura 42 - Energias produzidas e consumidas no sistema de cogeração.....	146
Figura 43 - Função objetivo vs potência total gerada e consumo auxiliar de gás natural no processo (CQS).....	147
Figura 44 - Análise de sensibilidade – Razão de compressão.....	148
Figura 45 - Análise de sensibilidade – Temperatura de entrada do gás na turbina a gás	149
Figura 46 - Análise de sensibilidade – Pressão do vapor vivo	150
Figura 47 - Análise de sensibilidade – Temperatura do vapor vivo	151

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre os gaseificadores de leito fluidizado borbulhante e circulante (Willians et al., 1993).....	37
Tabela 2 - Dados operacionais da turbina VE32 – ALSTOM	42
Tabela 3 - Dados de moagem, produção, horas de operação e consumo de bagaço de cana de açúcar para o Caso II da Destilaria Pioneiros (Fiomari, 2004)	43
Tabela 4 - Composição em massa molecular do bagaço de cana de açúcar in natura (Jenkins, 1990)	46
Tabela 5 - Composição do bagaço de cana de açúcar com 20% de umidade (em massa)....	47
Tabela 6 - Concentração volumétrica esperada dos principais componentes formadores do conteúdo energético, para um sistema de gaseificação de leito fluidizado de bagaço de cana de açúcar (Olivares, 1996)	47
Tabela 7 - Propriedades do bagaço de cana de açúcar (Zainal et al.,2001)	48
Tabela 8 - Composição volumétrica do gás de síntese gerado em base úmida.....	49
Tabela 9 - Composição do gás de síntese gerado (em mols)	54
Tabela 10 - Propriedades do gás de síntese antes e após a queima na câmara de combustão	56
Tabela 11 - Propriedades obtidas para a turbina a gás selecionada.....	81
Tabela 12 - Consumos de ar, biomassa, vazões volumétricas e o fluxo de energia no gás de síntese produzido	85
Tabela 13 - Principais parâmetros termodinâmicos obtidos resolução do modelo BIG/GTCC	86
Tabela 14 - Parâmetros de operação do sistema de cogeração – Tecnologia BIG/GTCC....	87
Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas do processo com queima suplementar de gás natural (CQS)	93
Tabela 16 - Resultados da Análise energética do sistema de cogeração proposto	97
Tabela 17 - Equações de investimentos nos equipamentos que compõem o sistema de cogeração.....	101
Tabela 18 - Custos do insumos energéticos utilizados na planta de cogeração	107
Tabela 19 - Exergia química do bagaço de cana de açúcar.....	112
Tabela 20 - Exergia química dos elementos resultantes da combustão (Szargut et al., 1988)	113

Tabela 21 - Ponto de ótimo da função objetivo modelada.....	143
Tabela 22 - Variáveis dependentes selecionadas no ponto ótimo da função objetivo modelada	143

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BIG/GTCC	-	Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Combined Cycle
CEST	-	Condensing Extraction Steam Turbine
CGAM	-	Thermoeconomic fundamental problem
CQS	-	Com queima suplementar
CTC	-	Ciclo tradicional de contrapressão
DMLT	-	Diferença média logarítmica de temperaturas
HR	-	Heat Rate [kW]
MCI	-	Motor de combustão interna
NGCC	-	Natural Gas Combined Cycle
PCI	-	Poder Calorífico Inferior
PCS	-	Poder Calorífico Superior [kJ/kg]
SQS	-	Sem queima suplementar

LISTA DE SÍMBOLOS

A_A	Área de transferência necessária para a troca de calor entre os dois fluidos no pré-aquecedor de ar	[m ²]
A_C	Superfície de troca de calor no condensador	[m ²]
$B_{\text{água}}$	Fração em massa de água no bagaço úmido	[%]
B_i	Constantes econômicas dos equipamentos (i=1,2,3...n)	[-]
C	Carbono	[-]
$C_{\text{água.Arref}}$	Custo da água de arrefecimento	[US\$/kJ]
C_{BAG}	Custo do bagaço de cana de açúcar	[US\$/kJ]
C_{el}	Custo da eletricidade	[US\$/kJ]
$C_{GásN}$	Custo do gás natural	[US\$/kJ]
C_i	Custo de investimento do equipamento (i=1,2,3..n)	[US\$]
cp_{ar}	Calor específico do ar a pressão constante	[kJ/kg.K]
cp_G	Calor específico do Gás a pressão constante	[kJ/kg.K]
cp_n	Calor específico a pressão constante (substâncias n=CO ₂ , N ₂ , H ₂ , H ₂ O...)	[kJ/kg.K]
c_{pw}	Calor específico da água	[kJ/kg.K]
Cr	Custo de investimento no equipamento para uma grandeza de referência S_r	[US\$]
$c_{Razão}$	Razão entre os calores específicos do ar e gás de síntese	[-]
\dot{E}_{COMB}	Fluxo de energia fornecido pelo combustível	[kW]
\dot{E}_{CQS}	Fluxo de energia fornecido pela queima suplementar	[kW]
$\dot{E}_{GásSin}$	Fluxo de energia fornecido pelo gás de síntese	[kW]
E_i	Função exergetica (i=1,2,3...)	[kJ/kg]
Ex_{PT}	Exergia potencial	[kJ/kg]
$\dot{E} p_{TG}$	Potência elétrica produzida pela turbina a gás	[kW]
$\dot{E} p_{TOTAL}$	Potência elétrica total produzida	[kW]

$\dot{E} p_{TV}$	Potência elétrica produzida pela turbina a vapor	[kW]
E_R	Potência elétrica requerida no processo	[kW]
\dot{E}_t	Potência de operação do gaseificador	[kW]
ex	Exergia específica	[kJ/kg]
ex_{agua}	Exergia Química específica da água	[kJ/kg]
ex_{gas}	Exergia Química específica do gás resultante	[kJ/kg]
ex_{KN}	Exergia específica cinética	[kJ/kg]
ex_{PH}	Exergia específica Física	[kJ/kg]
ex_{PT}	Exergia específica Potencial	[kJ/kg]
ex_Q	Exergia específica Química	[kJ/kg]
$ex_Q \text{ bag}$	Exergia específica Química do bagaço de cana de açúcar	[kJ/kg]
F	Função econômica genérica	[US\$]
f	Relação gás de síntese/ar	[-]
fcr	Fator anual de amortização	[-]
f_{GasN}	Relação da mistura ar e gás natural	[-]
H_2	Hidrogênio	[-]
H_2O	Água	[-]
h_{agua}	Entalpia de vaporização da água	[kJ/kg]
h_{ar}	Entalpia do ar	[kJ/kg]
h_{Entrada}	Entalpia de entrada no volume de controle	[kJ/kg]
h_i	Entalpia no ponto “i” (i=1,2,...n)	[kJ/kg]
h_{21p}	Entalpia de saturação do líquido	[kJ/kg]
h_0	Entalpia para o estado morto restrito	[kJ/kg]
$H_{\text{GásN}}$	PCI do gás natural	[kJ/kg]
H_S	Proporção de hidrogênio no bagaço de cana de açúcar	[%]
$h_{\text{Saída}}$	Entalpia de saída no volume de controle	[kJ/kg]
I_{Planta}	Investimento na planta	[US\$]
k	Período de amortização do capital ou “Payback”	[ano]
L	Função objetivo Lagrangeana	[US\$/ano]
m	Fator de incidência que indica a escala de economia (0,5 – 1)	[-]

• $m_{\text{águasf}}$	Vazão mássica de água de resfriamento no condensador	[kg/s]
• m_{ar}	Vazão mássica de ar	[kg/s]
• m_{bio}	Vazão mássica de biomassa processada	[kg/s]
• $m_{\text{GásN}}$	Vazão de gás natural processada	[kg/s]
• m_{G}	Vazão mássica de gás	[kg/s]
• m_{GasSin}	Vazão mássica de gás de síntese	[kg/s]
mi	Vazão mássica no ponto (i=1,2,3...n)	[kg/s]
mliq	Vazão mássica de água de resfriamento no condensador	[kg/s]
$m_{\text{MolGás}}$	Massa molecular do gás	[kg/kmol]
• m_{V}	Vazão total de vapor na entrada do turbogerador	[kg/s]
N	Número de horas de operação da planta	[h/ano]
n	Número de unidades de transferência de calor no condensador	[-]
N ₂	Nitrogênio	[-]
N _{CC}	Rendimento da câmara de combustão	[%]
NUT	Número de unidades de transferência de calor	[-]
P_a	Pressão de entrada da bomba	[kPa]
P_b	Pressão de saída da bomba	[kPa]
$PCI_{\text{BIO}(b,u)}$	Poder calorífico inferior da biomassa em base úmida	[kJ/kg]
$PCI_{\text{g}(b,s)}$	Poder calorífico inferior do gás de síntese em base seca	[MJ/N.m ³]
$PCI_{\text{g}(b,u)}$	Poder calorífico inferior do gás em base úmida	[MJ/N.m ³]
$PCI_{\text{GásN}}$	Poder calorífico inferior do gás natural	[kJ/kg]
PCS_{BIO}	Poder calorífico superior da biomassa	[kJ/kg]
P_E	Pressão do fluido de entrada na bomba	[kPa]
P_{Entrada}	Pressão do fluido de entrada no equipamento	[kPa]
Pi	Pressão no ponto “i” (i=1,2,...)	[kPa]
P_S	Pressão da água de saída na bomba	[kPa]
$P_{\text{Saída}}$	Pressão do fluido de saída no equipamento	[kPa]
q	Fator de taxa anual	[-]

\dot{Q}_{6-7}	Taxa de calor recebida pelo fluxo frio do pré-aquecedor	[kW]
\dot{Q}_{9-10}	Taxa de calor transferida do fluxo quente do pré-aquecedor	[kW]
$\dot{Q}_{\text{águasf}}$	Fluxo de calor transferido à água de resfriamento	[kW]
\dot{Q}_b	Biomassa processada	[t/h]
\dot{Q}_{COND}	Fluxo de calor perdido devido a condensação	[kW]
\dot{Q}_{CQS}	Fluxo de calor recuperado pela caldeira de recuperação com queima suplementar	[kW]
\dot{Q}_{EVAP}	Fluxo de calor transferido no evaporador	[kW]
$\dot{Q}_{PROCESSO}$	Fluxo de calor útil do processo	[kW]
\dot{Q}_s	Fluxo de calor transferido no economizador	[kW]
\dot{Q}_{SQS}	Fluxo de calor recuperado pela caldeira de recuperação sem queima suplementar	[kW]
R	Razão entre a potência elétrica requerida e produzida	[-]
r	Taxa anual de interesse	[%]
R_a	Constante de gás ideal	[kJ/kg.K]
r_C	Razão de compressão	[-]
R_G	Constante ideal de expansão do gás de combustão	[kJ/kg.K]
r_t	Razão de pressão da turbina a gás	[-]
s	Entropia do sistema para o dado estado	[kJ/kg.K]
S	Enxofre	[-]
Si	Entropia no ponto “i”(i=1,2,...n)	[kJ/kg.K]
s_0	Entropia para o estado morto restrito	[kJ/kg.K]
Sr	Grandeza de referência de custo do equipamento	[US\$]
Ta	Temperatura da água de resfriamento do condensador na entrada do equipamento (condição ambiente)	[K]
TAFR	Relação ar/combustível do gaseificador	[kg/kg]
TAV	Relação entre volume produzido de gás pela quantidade de biomassa processada	[Nm ³ / kg]
Tb	Temperatura da água de resfriamento do condensador na	[K]

	saída do equipamento	
T_{COND}	Temperatura de condensação do líquido	[K]
$T_{Entrada}$	Temperatura na entrada no equipamento	[K]
T_{LiqSat}	Temperatura do líquido saturado no recuperador da caldeira de recuperação	[K]
t/h	Toneladas por hora de bagaço processado	[Toneladas/hora]
T_i	Temperatura no ponto “i” (i=1,2,...n)	[K]
T_{11p}	Temperatura de pinch point	[K]
T_{21p}	Temperatura de saturação do líquido	[K]
T_{Saida}	Temperatura de saída no equipamento	[K]
U_{COND}	Coeficiente global de transferência de calor no condensador	[kW/m ²]
U	Coeficiente de transferência de calor por convecção no Pré-Aquecedor de ar	[kW/m ²]
V	Volume de gás produzido	[Nm ³ /h]
v_{agua}	Velocidade da água nos dutos do pré-aquecedor	[m/s]
\dot{V}_{ar}	Vazão volumétrica de ar	[Nm ³ /h]
V_{CNTP}	Volume de um gás ideal, nas condições normais de temperatura e pressão	[Nm ³ /kmol]
$\dot{V}_{GásSin}$	Vazão volumétrica de gás de síntese	[Nm ³ /h]
$\dot{V}_{GásBio}$	Vazão volumétrica de gás de biomassa	[Nm ³ /h]
W	Trabalho	[kJ]
\dot{W}_{Bi}	Potência da bomba (i=1,2,3)	[kW]
\dot{W}_{Bombas}	Potência total realizada pelas bombas	[kW]
\dot{W}_C	Potência do compressor	[kW]
$\dot{W}_{EIXO_{medio}}$	Estimativa de potência de eixo média produzidas pelas turbinas a gás selecionadas	[kW]
\dot{W}_{Liq}	Potência líquida gerada pela turbina a gás	[kW]
W_{TG}	Potência total gerada pela turbina a gás	[kW]
W_{TOTAL}	Potência total gerada pelo sistema	[kW]

\dot{W}_{TV}	Potência gerada pela turbina à vapor	[kW]
W_U	Umidade do bagaço de cana de açúcar	[%]
x	Conjunto das variáveis de decisão	[-]
Y_n	Função exergetica em base incremental de saída da unidade (n=1,2,3...)	[kW]
$Y_{0,n}$	Função exergetica em base incremental dos insumos (n=1,2,3...)	[kW]
$Y_{0k,n}$	Função exergetica em base incremental de penalidades impostas ao sistema pelas vizinhanças	[kW]
$Y_{n,0}$	Função exergetica em base incremental dos produtos (n=1,2,3...)	[kW]
$Y_{n,n}$	Função exergetica em base incremental entre unidades (n=1,2,3...)	[kW]
Z_i	Custo de equipamentos (i=1,2,3...n)	[US\$/s]
Z_{Total}	Custo total de investimento	[US\$]
Zx/Zy	Fração em massa dos diferentes elementos químicos	[%]
α	Coefficiente de excesso de ar	[-]
β	Função das frações de massa do bagaço de cana de açúcar	[-]
$\Gamma_{(n)}$	Função de contribuição econômica (n=1,2,3...)	[US\$/ano]
$\Gamma_{0,n}$	Função de contribuição econômica dos custos de insumos (n=1,2,3...)	[US\$/ano]
$\Gamma_{(0k,n)}$	Função de contribuição econômica de penalidades impostas ao sistema pela vizinhança (k,n=1,2,3...)	[US\$/ano]
$\Gamma_{n,0}$	Função de contribuição econômica dos produtos (n=1,2,3...)	[US\$/ano]
γ_a	Coefficiente politrópico (cp/cv)	[-]
ΔH	Entalpia específica de formação	[kJ/kg]
ΔT_A	Diferença média logarítmica de temperatura	[K]
ΔT_{ec}	Diferença de temperatura para o economizador	[K]
ΔT_{ev}	Diferença de temperatura para o evaporador	[K]
ΔT_p	Delta mínimo para o perfil de resfriamento do gás	[K]

\mathcal{E}_{COND}	Efetividade do condensador de correntes paralelas	[-]
\mathcal{E}_n	Exergia do fluido no ponto n (n=1,2,3...)	[kJ/kg]
\mathcal{E}_n^T	Exergia do gás no ponto n (n=1,2,3...)	[kJ/kg]
η_{Ili}	Eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica do equipamento (i=9,10,11 e 12)	[%]
η_{ar}	Número de mols de ar	[mol]
η_B	Eficiência das bombas	[%]
$\eta_{bagaço}$	Numero de mols de bagaço de cana de açúcar	[mol]
η_C	Eficiência isoentrópica do compressor	[%]
η_{CALD}	Eficiência da caldeira de recuperação	[%]
η_{Calor}	Eficiência na produção de calor do sistema de cogeração	[%]
η_{ciclo}	Rendimento global do sistema de cogeração	[%]
η_{Elet}	Eficiência de produção de eletricidade do sistema de cogeração	[%]
$\eta_{gas.}$	Eficiência termodinâmica a frio do gaseificador	[%]
η_{GLOBAL}	Rendimento global do sistema de cogeração	[%]
$\eta_{GTG.}$	Rendimento do sistema elétrico gerador da turbina a gás	[%]
η_{GTV}	Rendimento do sistema elétrico gerador da Turbina à Vapor	[%]
η_{mi}	Eficiência Mecânica do equipamento i (i=8,9,10...)	[%]
η_{ISOC}	Eficiência isoentrópica do compressor	[%]
η_{ISOT}	Eficiência isoentrópica da turbina a gás	[%]
$\eta_{T estimado}$	Rendimento termodinâmico médio estimado das turbinas a gás selecionadas	[%]
η_{TV}	Rendimento termodinâmico da turbina à vapor	[%]
η_{Treal}	Eficiência energética média das turbinas a gás	[%]
λ_n	Multiplicador de Lagrange associado aos produtos da unidade (n=1,2,3...)	[US\$/10 ⁶ kJ]
$\lambda_{n,n'}$	Multiplicador de Lagrange entre unidades (n=1,2,3...)	[US\$/10 ⁶ kJ]
$\lambda_{0,n}$	Custos dos insumos (n=1,2,3...)	[US\$/10 ⁶ kJ]

$\lambda_{0k,n}$	Multiplicador de Lagrange associado as penalidades impostas ao sistema pelas vizinhanças	[US\$/10 ⁶ kJ]
$\lambda_{n,0}$	Multiplicador de Lagrange associado aos produtos (n=1,2,3...)	[US\$/10 ⁶ kJ]
τ	Fator de amortização do investimento	[1/s]
v	Volume específico da água	[m ³ /kg]
v_{liq}	Massa específica da água na pressão considerada	[kg/m ³]
φ	Fator adimensional relacionado aos custos de operação	[-]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	25
1.2	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	27
1.3	OBJETIVOS.....	28
2	GASEIFICAÇÃO, COGERAÇÃO E CASO ESTUDADO	30
2.1	USINAS SUCROALCOOLEIRAS.....	30
2.2	COGERAÇÃO E CICLO COMBINADO.....	32
2.3	BAGAÇO DE CANA DE AÇÚCAR COMO BIOMASSA	34
2.4	PROCESSOS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA	35
2.5	GASEIFICADORES DE LEITO FLUIDIZADO	36
2.6	TECNOLOGIA BIG/GTCC.....	38
2.7	CENÁRIO PARA ESTUDO DA INCORPORAÇÃO DO GASEIFICADOR/CICLO COMBINADO	40
2.8	DADOS DE SAFRA E DEMANDA DOS PROCESSOS DA USINA.....	43
3	ANÁLISE ENERGÉTICA DA GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA	45
3.1	COMPOSIÇÃO DA BIOMASSA.....	46
3.2	PROPRIEDADES ATMOSFÉRICAS E CALOR ESPECÍFICO DO AR (C _{par})	48
3.3	CÁLCULO DO PCI DO GÁS DE SÍNTESE EM BASE SECA E BASE ÚMIDA..	48
3.4	CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO INFERIOR DA BIOMASSA EM BASE ÚMIDA	50
3.5	DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR E GÁS DE SÍNTESE.....	50
3.6	CÁLCULO DA EFICIÊNCIA TERMODINÂMICA A FRIO DO GASEIFICADOR	52
3.7	CICLONE	53
3.8	FILTRO DO TIPO CERÂMICO.....	53
3.9	QUEIMA DO GÁS DE SÍNTESE NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	54
3.10	DETERMINAÇÃO DO \dot{E}_{COMB} (FLUXO DE ENERGIA FORNECIDA PELO COMBUSTÍVEL)	59
3.11	DETERMINAÇÃO DO $\dot{E}_{GásSin}$ (FLUXO DE ENERGIA FORNECIDA PELO GÁS DE SÍNTESE)	59
3.12	DETERMINAÇÃO DO \dot{E}_t (POTÊNCIA TEÓRICA DE OPERAÇÃO DO	

	GASEIFICADOR).....	60
4	ANÁLISE ENERGÉTICA DOS EQUIPAMENTOS QUE COMPÕEM O SISTEMA DE COGERAÇÃO	61
4.1	COMPRESSOR.....	61
4.2	PRÉ-AQUECEDOR DE AR DE CONTRACORRENTE.....	62
4.3	CÂMARA DE COMBUSTÃO	66
4.4	TURBINA A GÁS	68
4.5	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO (HRSG).....	69
4.5.1	<i>Pinch Point</i>	70
4.5.2	Evaporador	71
4.5.3	Recuperador de Calor	71
4.6	TURBINA A VAPOR	73
4.7	CONDENSADOR	74
4.8	BOMBAS.....	77
4.9	DESAERADOR	77
4.10	RESTRIÇÕES FÍSICAS.....	78
4.11	SELEÇÃO DA TURBINA A GÁS.....	79
4.12	SISTEMA DE COGERAÇÃO BIG/GTCC PROPOSTO	83
4.13	TECNOLOGIA BIG/GTCC COM QUEIMA SUPLEMENTAR (CQS).....	92
4.14	EFICIÊNCIAS DA PLANTA DE COGERAÇÃO.....	95
5	ANÁLISE ECONÔMICA	99
5.1	TAXAS DE INFLAÇÃO NOS PERÍODOS REPRESENTADOS	100
5.2	EQUAÇÕES PARA CUSTO DOS EQUIPAMENTOS	101
5.3	CUSTO DO GASEIFICADOR.....	102
5.4	MÉTODOS DE ANÁLISE ECONÔMICA	104
5.5	PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS DA ENGENHARIA ECONÔMICA.....	104
5.6	INSUMOS ENERGÉTICOS.....	106
5.6.1	Bagaço de cana-de-açúcar	106
5.6.2	Gás Natural	106
5.6.3	Eletricidade comprada da rede	106
5.7	ESTIMATIVAS DE CUSTOS DE MANUTENÇÃO	107
5.8	CUSTO DOS INSUMOS ENERGÉTICOS	107

5.9	ESTIMATIVA PARA O CAPITAL DE INVESTIMENTO	108
6	ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	109
6.1	EXERGIA	109
6.2	COMPONENTES DA EXERGIA.....	110
6.3	EXERGIA FÍSICA	110
6.4	EXERGIA QUÍMICA.....	111
6.4.1	Exergia Química do bagaço de cana de açúcar	111
6.4.2	Exergia Química dos produtos de combustão.....	112
6.5	O MÉTODO DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA.....	113
6.6	DIAGRAMA FUNCIONAL TERMOECONÔMICO E FUNÇÕES EXERGÉTICAS EM BASE INCREMENTAL	115
6.7	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA	125
6.8	SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS DE DECISÃO	129
6.9	DETERMINAÇÃO DAS FUNÇÕES INCREMENTAIS DE ENTRADA EM FUNÇÃO DA SAÍDA	129
6.10	SELEÇÃO DOS PRODUTOS FIXOS.....	134
6.11	CUSTO DOS INSUMOS ENERGÉTICOS	135
6.12	PARÂMETROS ECONÔMICOS DA PLANTA	135
6.13	APLICAÇÃO DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA AO PROBLEMA DE COGERAÇÃO PROPOSTO.....	135
6.14	RESULTADOS – ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA	141
6.15	RESULTADOS – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	148
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	152
	REFERÊNCIAS.....	154

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

As alternativas energéticas que substituam ou complementem as fontes utilizadas atualmente têm sido um constante desafio para estudiosos e pesquisadores. Segundo estudos elaborados por Castro et al. (2008), existe um potencial inexplorado de geração de energia no setor sucroalcooleiro Brasileiro, que ofertaria a eletricidade excedente para as concessionárias de energia e, posteriormente, para a sociedade.

Em geral, emprega-se no setor sucroalcooleiro sistemas com turbina a vapor de contrapressão com o uso de vapor expandido, tecnologia conhecida como CTC (ciclo tradicional de contrapressão ou de condensação). Todavia, essas tecnologias apresentam baixa eficiência exergética, contribuindo para que parcelas de exergia que seriam transformadas em potência mecânica ou eletricidade e calor útil sejam destruídas.

A tecnologia de gaseificação associada a ciclo combinado com cogeração vem sendo apontada por diversos autores (SILVEIRA et al., 2014; DINIZ et al., 2013) como uma das melhores alternativas para o aproveitamento de energia proveniente da biomassa. Tal tipo de tecnologia insere-se facilmente no processo produtivo do setor sucroalcooleiro. Soma-se a isso o fato de que a cogeração tem uma grande aceitação nesse setor, pois o combustível empregado (bagaço ou palha de cana de açúcar) é um subproduto do processo de fabricação e se utiliza os produtos da cogeração, potência mecânica e elétrica e vapor, no próprio processo (SÁNCHEZ PRIETO; NEBRA, 2002).

Com o advento da cogeração e a possibilidade de venda dos excedentes de energia elétrica, as usinas passaram a se preocupar com a eficiência termodinâmica das suas máquinas térmicas. Nesse ponto de vista, é interessante estudar o uso da tecnologia de gaseificação da biomassa em ciclo combinado, já que, além de atender à demanda térmica e eletromecânica do processo, é possível gerar excedente de energia elétrica para a rede e contribuir para a oferta de eletricidade no país.

As alternativas para empregar a cogeração em um ciclo combinado relacionam-se à forma como se recupera o calor útil. Parâmetros como razão de pressão, temperatura e volume de extração da turbina a vapor influenciam decisivamente no rendimento exergético do ciclo.

Dentre os trabalhos relevantes encontrados na literatura sobre a tecnologia de gaseificação associada a ciclo combinado com cogeração (BIG/GTCC), relacionam-se alguns a seguir:

Larson et al. (1993) analisaram a incorporação de gaseificadores de leito fixo e fluidizado com sistemas utilizando turbina a gás e a vapor disponíveis no mercado. Esse trabalho foca nos custos de geração de eletricidade de uma planta hipotética BIG/GTCC comparando com outros sistemas diversos (hídrico, nuclear, termoelétrico), indicando custos atrativos quando comparado às fontes termoelétrica e nuclear em algumas situações.

Larson et al. (2001) avaliaram a possibilidade de uma planta hipotética BIG/GTCC processando 7000 t/dia e produzindo cerca de 32 MW de eletricidade sob a ótica de Cuba. O trabalho compara custos de operação e de instalação de plantas de diferentes tamanhos com outras plantas de ciclo combinado operando com gás natural. Esse trabalho indica um alto custo de uma planta BIG/GTCC de pequeno porte, mas ressalva que a construção em escala de plantas de maior porte diminui custos e torna a tecnologia bastante atrativa frente a outras fontes.

Diniz et al. (2013) publicaram um trabalho em que se estuda as características energéticas de um gaseificador de biomassa de leito fluidizado operando com bagaço de cana de açúcar. Nesse estudo se propôs o modelo de dimensionamento de gaseificadores de biomassa incorporando o conceito de eficiência ecológica como variável de seleção.

Ogden et al. (1990) se ativeram às possibilidades da gaseificação do bagaço de cana de açúcar em leito fluidizado borbulhante, combinando o gaseificador com um ciclo a vapor de média pressão e explorando as possibilidades da cogeração.

Pellegrini et al. (2010) realizou o estudo da associação da tecnologia BIG/GTCC no setor sucroalcooleiro, indicando a viabilidade de diferentes arranjos de gaseificadores de leito fluidizado trabalhando em regime supercrítico (vapor de alta pressão) e demonstrou a viabilidade da incorporação dessa tecnologia.

Dentre alguns trabalhos relevantes encontrados na literatura utilizando a Segunda Lei da Termodinâmica para a tomada de decisão de sistemas energéticos aplicados ao setor sucroalcooleiro, tem-se:

Carril et al. (2001) analisaram o custo exergético do sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira e realizaram um estudo exergético dos equipamentos utilizados no processo. Eles salientaram a importância do uso da Segunda Lei da Termodinâmica na tomada de

decisão para melhorias nos projetos de sistemas térmicos. No trabalho, identificaram as fontes de maiores irreversibilidades do sistema por meio da análise exergetica baseada na segunda lei da termodinâmica como passo prévio à avaliação de custos exergeticos dos principais produtos do sistema e dos fluxos associados.

Sanchez et al. (2002) apresentaram resultados da análise exergoeconômica de um sistema cogeração em uma usina de açúcar brasileira onde realiza-se queima de bagaço de cana de açúcar em caldeira de baixa pressão. Calculou-se a exergia a partir do custo exergetico de cada um dos fluxos no processo. Consideraram-se dois tipos de avaliação de custos para o bagaço de cana de açúcar: um interno, baseado na exergia de cada fluxo e um externo, baseado no preço de mercado do bagaço. Nesse trabalho demonstraram-se as influências do preço de mercado do bagaço nos custos de geração da energia mecânica, elétrica e de calor do processo.

Fiomari (2004) realizou estudo exergetico e econômico de diferentes configurações adotadas em uma usina sucroalcooleira típica. O trabalho focou na análise do desempenho da cogeração na etapa de formação de custos, utilizando a Segunda Lei da Termodinâmica para tomada de decisão na seleção de diferentes configurações e arranjos dos equipamentos.

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho de Dissertação é dividido em 7 capítulos, conforme descreve-se a seguir:

O **Primeiro Capítulo** apresenta as considerações iniciais dos estudos realizados e a delimitação do assunto, assim como a estrutura e o objetivo do trabalho.

O **Segundo Capítulo** refere-se a uma introdução sobre usinas sucroalcooleiras, o bagaço de cana de açúcar, ciclo combinado, sistemas de cogeração, tipos de gaseificadores. Também é apresentado o caso estudado da Usina Pioneiros e suas demandas de processo, assim como os dados de safra.

No **Terceiro Capítulo** formula-se o modelo energético da gaseificação de biomassa, onde também é avaliado o bagaço de cana de açúcar, os poderes caloríficos da biomassa e do gás de síntese produzido em base seca e base úmida. Também é analisada a queima do gás de síntese na câmara de combustão do sistema de turbina a gás.

No **Quarto Capítulo** é apresentada a configuração proposta para a incorporação da tecnologia de gaseificação de biomassa associada a ciclo combinado (BIG/GTCC) na referida usina sucroalcooleira. Formula-se o modelo energético que servirá de referência para análise

dos equipamentos da configuração. Estes equipamentos constituem-se dos sistemas de turbina a gás e de turbina a vapor, caldeira de recuperação, bombas, pré-aquecedor e condensador.

No **Quinto Capítulo** apresenta-se o modelo econômico que é aplicado ao estudo do sistema de cogeração, sendo verificada sua compatibilidade com a realidade vivenciada pela usina.

No **Sexto Capítulo** é realizado o estudo termoeconômico da incorporação da tecnologia de gaseificação de biomassa associada a ciclo combinado (BIG/GTCC) na referida indústria sucro-alcooleira, sendo determinadas as condições ótimas de operação da planta de ciclo combinado com cogeração, avaliando o impacto nos custos de geração de eletricidade e calor.

No **Sétimo Capítulo** conclui-se com os aspectos de viabilidade técnica, econômica e exergoeconômica do emprego da tecnologia BIG/GTCC no setor.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é estudar a viabilidade da incorporação da tecnologia de gaseificação de biomassa em leito fluidizado associada a ciclo combinado (BIG/GTCC) em uma usina sucroalcooleira típica, comparando essa proposta de arranjo operacional. São objetivos específicos:

- Investigar aspectos técnicos: estudar os tipos mais comuns de gaseificadores de leito fluidizado, o bagaço de cana de açúcar como biomassa, efetuar análise das características técnicas e energéticas dos equipamentos que constituem o sistema de cogeração.
- Criar uma proposta de sistema de ciclo combinado com gaseificação integrada que obtenha, ao menos, paridade energética com as demandas de eletricidade e calor útil da usina estudada. Comparar os resultados obtidos ao caso adotado para estudo.
- Investigar aspectos econômicos: propor um modelo econômico coerente com a realidade vivenciada pela usina e obter metodologias de custos de equipamentos que possam ser adaptadas a realidade econômico-financeira atual, em condições econômicas semelhantes às encontradas no Brasil.

- Efetuar análise termoeconômica da configuração proposta, tendo por objetivo encontrar condições ótimas de operação da planta de ciclo combinado com cogeração, avaliando o impacto nos custos de geração de eletricidade e calor.

CAPÍTULO 2 GASEIFICAÇÃO, COGERAÇÃO E CASO ESTUDADO

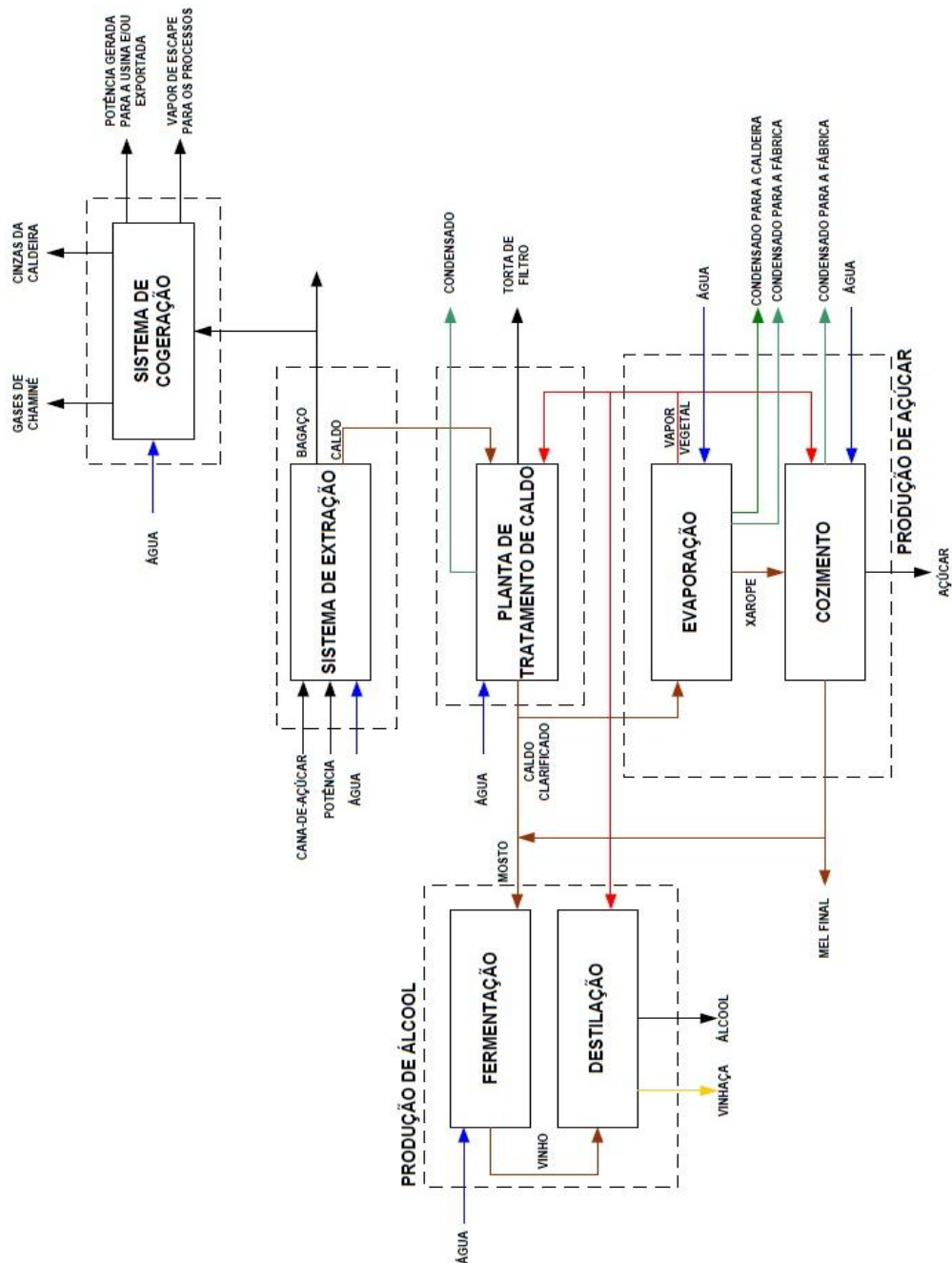
2.1 USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Os principais produtos de uma usina sucroalcooleira típica são o açúcar e o álcool anidro e hidratado (SILVEIRA et al., 2014). A cogeração entra como um produto subsequente, que influencia na etapa de formação de custos e na tomada de decisão de arranjos operacionais, conforme mostra o trabalho de Fiomari (2004).

As usinas sucroalcooleiras se caracterizam por queimar o bagaço da cana de açúcar em uma caldeira de bagaço de modo a alimentar a sua demanda de eletricidade e de calor útil. Isso ocorre porque esse bagaço é um rejeito do processo de moagem e trituração.

O bagaço de cana de açúcar excedente gerado pela usina na etapa de extração do caldo, geralmente, tem duas finalidades: grande quantidade, conforme estudos realizados por Castro et al. (2008), é descartada, pois o excedente de bagaço é elevado e não existe maquinário para reaproveitamento energético deste subproduto. Destina-se a outra parte do bagaço para o sistema de cogeração, sendo queimado em uma caldeira de biomassa, gerando calor para o processo de fermentação e destilação e eletricidade por meio do emprego de uma turbina a vapor. Porém, em geral, essa etapa é deficiente em termos energéticos, pois se utiliza caldeira e turbina a vapor de extração-condensação de baixa pressão e baixa eficiência termodinâmica. Esse método é conhecido como CTC (ciclo tradicional de contrapressão ou condensação), o qual contribui para mais perdas no processo energético devido à grande geração de irreversibilidades. A Figura 1 mostra o arranjo de uma usina sucroalcooleira típica.

Figura 1 - Diagrama do processo produtivo de uma usina sucroalcooleira



FONTE: (SILVEIRA et al., 2014)

De acordo com a Figura 1, o processo de produção de açúcar e álcool em uma usina sucroalcooleira é dividido em cinco etapas:

- O processo tem início no sistema de extração do caldo, que utiliza equipamentos mecânicos (moendas, transportadores e picadores) para transformar a cana de açúcar em bagaço e caldo.
- O bagaço resultante é armazenado, sendo posteriormente desperdiçado ou enviado ao sistema de cogeração para ser queimado em uma caldeira de bagaço, podendo gerar eletricidade e calor útil na forma de vapor para atender as demandas da usina. O excedente de energia pode ser vendido.
- O caldo proveniente do sistema de extração é enviado para a planta de tratamento de caldo, onde é clarificado e encaminhado para o processo de evaporação, e o mosto (uma mistura açucarada destinada à fermentação alcoólica) é misturado com água e levado para o processo de fermentação.
- O xarope resultante da evaporação é misturado com água e levado para o cozimento, produzindo açúcar e mel. O mel é enviado para o processo de fermentação, misturando-se com água e o mosto, que fermentados e destilados, produzem vinhaça e etanol.

2.2 COGERAÇÃO E CICLO COMBINADO

Um esquema típico de cogeração consiste em associar uma turbina a gás acoplada a um gerador elétrico para a geração de eletricidade e uma caldeira de recuperação para a produção de vapor a partir da energia térmica dos gases de exaustão da turbina. Como medida adicional para aumentar a eficiência do sistema de cogeração, utiliza-se, após a caldeira de recuperação (com e sem queima suplementar), uma turbina a vapor para a geração adicional de energia elétrica, constituindo, assim, o chamado ciclo combinado, conforme Silveira et al. (2003).

Em um ciclo combinado, a queima do combustível fornece energia mecânica para o gerador de energia elétrica e se direciona os gases da queima do combustível para uma caldeira de recuperação de calor para produzir vapor superaquecido. Esse vapor acionará uma

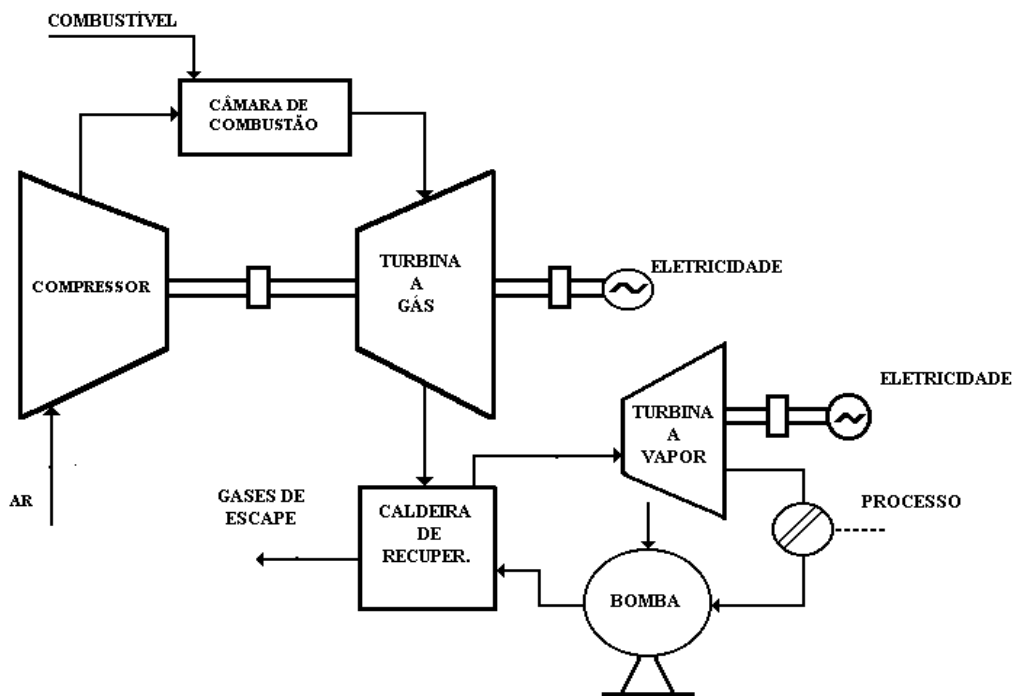
turbina a vapor que se ligará a outro gerador de energia elétrica. De um modo geral, emprega-se nesse tipo de ciclo a combinação do ciclo Brayton com um ciclo do tipo Rankine.

Um sistema de cogeração com ciclo combinado compõe-se de (ANTUNES, 1999):

- Turbina a gás para geração de energia mecânica ou elétrica;
- Aproveitamento dos gases de escape por meio da caldeira de recuperação para produção de vapor de alta pressão;
- Turbina a vapor para geração complementar de energia mecânica ou elétrica;
- Aproveitamento do vapor de baixa pressão no processo industrial.

O esquema mais simples para efetuar a cogeração em ciclo combinado é aquele que emprega um sistema de turbina a gás, caldeira de recuperação com um nível de pressão sem queima suplementar e turbina a vapor (ANTUNES, 1999), como mostra a Figura 2.

Figura 2 – Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor (ciclo combinado)



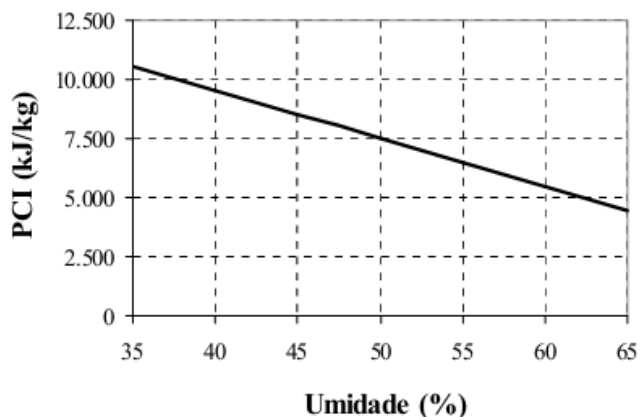
FONTE: (ANTUNES, 1999).

2.3 BAGAÇO DE CANA DE AÇÚCAR COMO BIOMASSA

Dentre os trabalhos relevantes sobre o uso de bagaço de cana de açúcar como biomassa em processos de gaseificação tem-se o de Olivares (1996), que estudou diferentes variedades de bagaço encontradas no estado de São Paulo visando à aplicação em um gaseificador de leito fluidizado. Sendo um material fibroso, de baixa massa específica, com uma ampla variedade de tamanhos, e com uma umidade em torno de 50 %, (em base úmida), resulta de grande interesse caracterizar as propriedades das partículas de bagaço, devido à necessidade de projetos de transportadores, alimentadores, sistemas de secagem, sistemas de combustão, entre outros aspectos.

O principal parâmetro para avaliar a qualidade do bagaço de cana de açúcar é sua umidade, pois, quanto mais úmido o bagaço, menor seu poder calorífico inferior (PCI). O poder calorífico superior (PCS) é a quantidade de energia térmica transferida pelo combustível com a água presente nos produtos de combustão no estado líquido (DINIZ et al., 2013). O PCI é a quantidade de energia térmica transferida pelo combustível com água presente nos produtos de combustão no estado de vapor, como mostra a Figura 3 (FIOMARI, 2004). Observa-se na Figura 3 que maiores umidades indicam um menor poder calorífico inferior (PCI).

Figura 3. Poder calorífico inferior do bagaço de cana em função de sua umidade



FONTE: (FIOMARI, 2004).

2.4 PROCESSOS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA

A gaseificação consiste em um processo de conversão termoquímica no qual a biomassa transforma-se em gás combustível (gás de síntese), utilizando como agente gaseificante o ar, o oxigênio ou o vapor de água que reagem em altas temperaturas com a biomassa em meio com quantidade de oxigênio abaixo da estequiométrica. O processo de gaseificação consta das etapas dadas pelas Equações (1) até (9) (SILVEIRA et al. 2014).

- **PIRÓLISE**



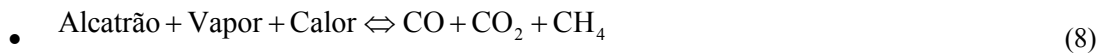
- **OXIDAÇÃO DO CARBONO**



- **GASEIFICAÇÃO**



- **CRAQUEAMENTO DO ALCATRÃO**



- **OXIDAÇÃO PARCIAL DOS PRODUTOS DA PIRÓLISE**



O gás de síntese é um gás de baixo conteúdo energético, sendo seu PCI dependente do tipo de biomassa utilizada, da umidade dessa biomassa, da relação agente gaseificante/combustível adotada e do tipo de agente gaseificante (vapor, ar, oxigênio). No caso de se usar ar, o PCI do gás de síntese encontra-se na faixa de 4 até 6 MJ/Nm³ e, no caso de se usar vapor de água e oxigênio como agentes gaseificantes, o PCI encontra-se entre 8 e 20 MJ/Nm³, (CORONADO, 2011).

2.5 GASEIFICADORES DE LEITO FLUIDIZADO

A gaseificação em leito fluidizado apresenta-se como o meio mais promissor para aplicação de médio e grande porte devido à distribuição uniforme de temperatura, à boa circulação de partículas de biomassa, a velocidade de reação e à possibilidade de utilização de diferentes tipos de biomassa, como resíduos agrícolas abundantes e de baixo valor comercial. Entre esses, tem-se o bagaço e a palha de cana-de-açúcar, casca de arroz, restos de sabugo de milho e a casca de café (ANDRADE, 2007)

Nesse tipo de reator, se mantém as partículas do combustível em suspensão em um leito de material inerte (areia, alumina, etc.) fluidizado pelo agente de gaseificação (ar, oxigênio, ar enriquecido com oxigênio, vapor de água, etc.) criando melhores condições de transferência de calor e homogeneidade da temperatura na câmara de reação. Nessas condições, a maioria dos materiais voláteis estará em contato com as partículas do leito aquecido, contribuindo para uma gaseificação possivelmente mais completa e limpa.

Os gaseificadores de leito fluidizado podem ser do tipo borbulhante ou circulante. De acordo com Andrade (2007), nos gaseificadores borbulhantes as partículas arrastadas pelo processo não são enviadas de volta para o leito. Faz-se a alimentação de biomassa diretamente na zona do leito. Por sua vez, nos gaseificadores de leito fluidizado circulante, enviam-se as partículas arrastadas pelos gases de volta para o leito através de um ciclone, mantendo-as em circulação, o que promove um maior craqueamento dos condensados de alcatrão devido ao maior tempo de residência sobre o leito, produzindo um gás de síntese mais limpo.

Para instalações de médio e grande porte com potência de operação do gaseificador acima de 50 MW, é recomendável o uso da técnica de leito fluidizado circulante, como mostra a Tabela 1 (WILLIANS; LARSON, 1993).

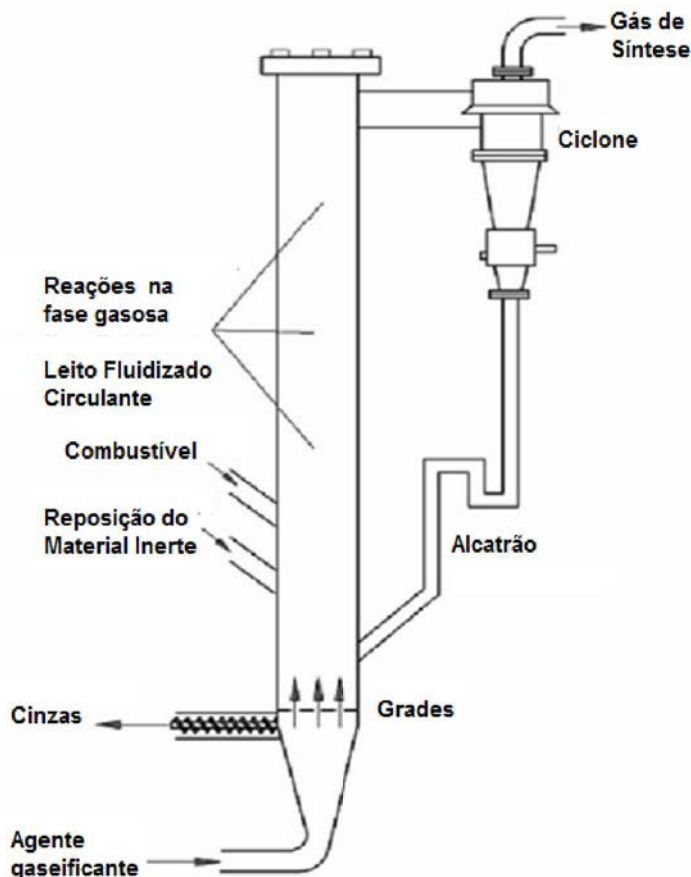
Tabela 1 - Comparação entre os gaseificadores de leito fluidizado borbulhante e circulante

Tipo de Gaseificador	Temperatura (°C)		Tipo de biomassa utilizado	Alimentação da biomassa	Agente de gaseificação	Conteúdo de alcatrão
	Reação	Saída do gás				
<i>Leito fluidizado borbulhante</i>	700-1000	700-800	Cavacos de madeira, restos de sabugo de milho, casca de arroz, bagaço de cana.	Diretamente na zona do leito	Pela parte inferior do gaseificador	Médio-Alto
<i>Leito fluidizado circulante</i>	700-1000	600-800	Bagaço de cana, cavacos de madeira, serragens, casca de arroz.	Diretamente na zona do leito	Parte inferior do gaseificador.	Baixo

FONTE: (WILLIANS; LARSON, 1993)

A Figura 4 mostra o esquema de um gaseificador de leito fluidizado circulante.

Figura 4 - Gaseificador de leito fluidizado circulante



FONTE: (ANDRADE, 2007)

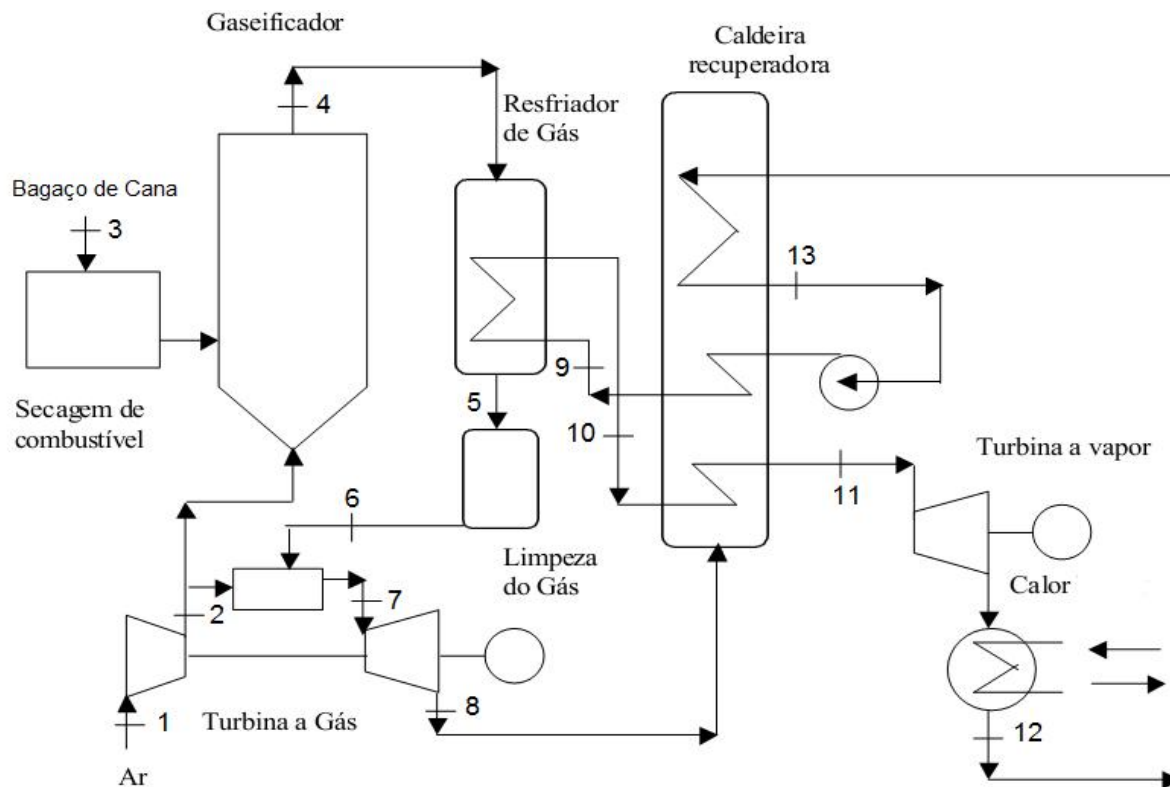
2.6 TECNOLOGIA BIG/GTCC

O uso de gaseificador de biomassa associado a ciclo combinado, conhecida como tecnologia BIG/GTCC1 (*Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Combined Cycle*) tem pouca disseminação no mundo. Dentre as plantas existentes de maior relevância, destacam-se a de Varnamo (Suécia), construída em 1986, que gaseifica resíduos de madeira e que emprega um ciclo combinado integrado a um gaseificador de leito fluidizado operando a 2,1 MPa (Stahl et al., 1999)

¹ BIG/GTCC Biomass integrated Gasifier/ Gas Turbine combined cycle Tradução: “Gaseificador de biomassa integrado a sistema de turbina a gás associado em ciclo combinado”.

A configuração típica da tecnologia BIG/GTCC tem o esquema apresentado pela Figura 5.

Figura 5 - Esquema típico de um ciclo combinado com incorporação de gaseificador de leito fluidizado – Tecnologia BIG/GTCC



FONTE: (SANCHEZ et al., 2002)

- Compressor: Tem a função de injetar ar pressurizado na câmara de combustão e no gaseificador, que são os equipamentos onde ocorrerá a combustão.
- Câmara de combustão: É onde ocorre a queima do gás de síntese.
- Secador (*Dryer*): Nesse equipamento seca-se o bagaço para a umidade de trabalho adotada. Para aplicações de gaseificação de biomassa, o bagaço de cana de açúcar necessita de uma umidade entre 15-30% (OLIVARES, 1996).
- Gaseificador de leito fluidizado: Onde ocorre o processo de oxidação termoquímica entre o bagaço de cana de açúcar e o ar, produzindo o gás de síntese.

- Filtro: Tem a função de remover impurezas resultantes do processo de gaseificação como o alcatrão, NOx e fuligem, que danificam os equipamentos.
- Resfriador do gás: Trata-se de um trocador de calor entre o gaseificador e a câmara de combustão. Sua função é diminuir a temperatura do gás de síntese para que a massa específica do gás atinja níveis compatíveis com o processo.
- Caldeira de recuperação: Tem a função de recuperar a energia dos gases de exaustão da turbina a gás, produzindo vapor.
- Turbina a vapor: É alimentada com vapor proveniente da caldeira de recuperação, produzindo trabalho. É possível ter extrações intermediárias de vapor.
- Bomba: Produz trabalho a partir de eletricidade advinda da rede externa, pressurizando o fluido para níveis compatíveis com o processo.

2.7 CENÁRIO PARA ESTUDO DA INCORPORAÇÃO DO GASEIFICADOR/CICLO COMBINADO

Situada na cidade de Sud Mennucci (região de Araçatuba), no noroeste do estado de São Paulo, a Pioneiros Bioenergia S/A atua no setor sucroalcooleiro desde 1979. Produziu no exercício 2006/2007 66.000 m³ de álcool, 100.000 t de açúcar e 100.000 MW.h de energia elétrica (PIONEIROS, 2012).

Esta usina utiliza sistema de cogeração constituído de turbina a vapor de extração-condensação (ALSTOM VE32) e caldeira que queima bagaço de cana de açúcar como combustível e que gera vapor de alta pressão, o que a caracteriza como um sistema de cogeração do tipo CEST (condensing extraction steam turbine)², uma tecnologia mais atual que a configuração CTC (ciclo tradicional de contrapressão). Desse modo, adotou-se esta configuração da usina para efeito de comparação com a tecnologia BIG-GTCC, permitindo desenvolver um estudo de viabilidade da incorporação da gaseificação de biomassa associada a ciclo combinado no setor sucroalcooleiro.

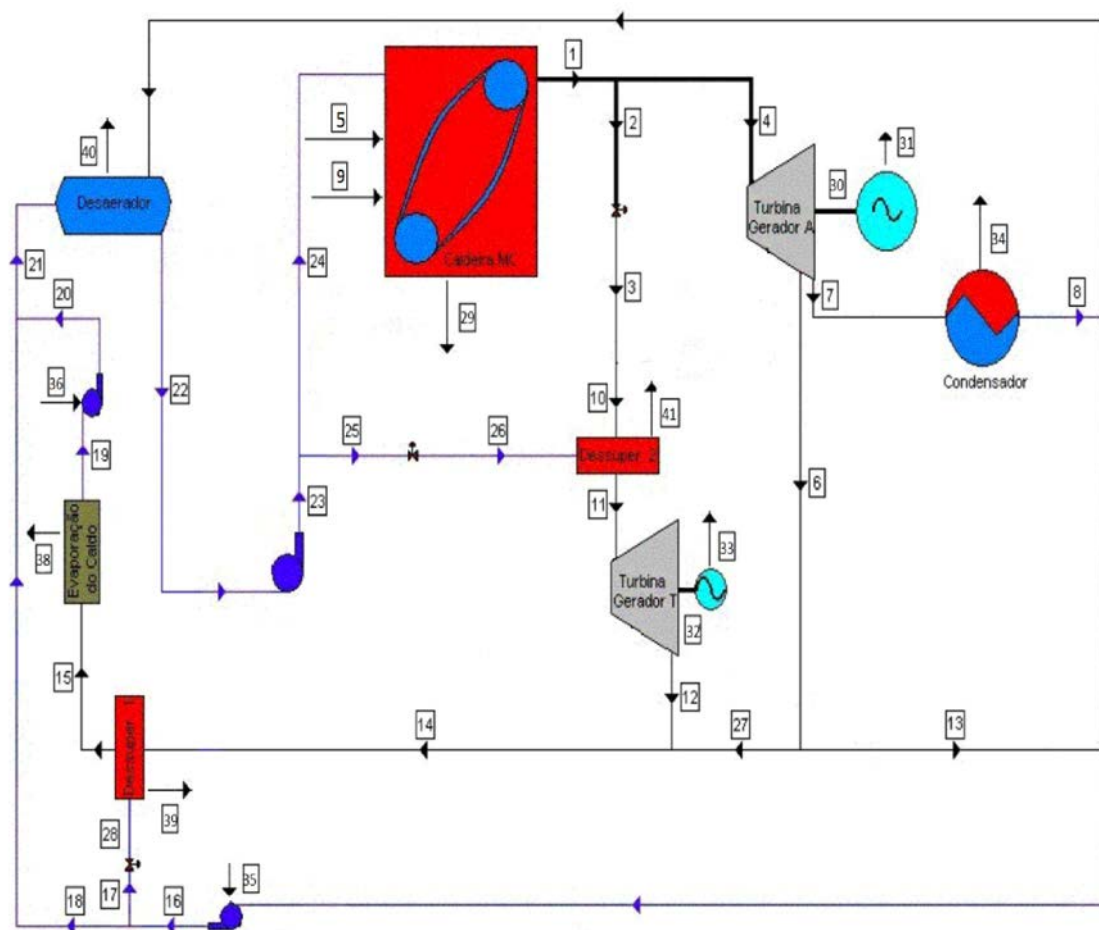
² “*Condensing Extraction Steam Turbine*” Tradução: Turbina a vapor de extração-condensação.

A Figura 6 ilustra fluxograma do caso estudado da usina sucroalcooleira (FIOMARI, 2004). Esta configuração foi adotada na safra 2007/2008 da usina.

Neste caso, a usina opera com a eletrificação completa de seus equipamentos mecânicos (moendas, transportadores, picadores, desfibriladores), sendo que se atende à necessidade de potência elétrica requerida por meio da cogeração.

Nesta configuração, supre-se o vapor necessário para a planta pela caldeira de alta pressão que opera com bagaço de cana-de-açúcar. Destina-se então o vapor proveniente da caldeira para o turbogerador A, sendo que parte desse vapor é dirigida ao Turbogenerador T, de menor potência (se for conveniente) através do ponto 2. Fornece-se o vapor necessário para o processo de evaporação do caldo pela extração (ponto 6) no turbogerador A. O vapor de baixa pressão (ponto 7) na saída da turbina segue, então, para o condensador, dando mais flexibilidade para a geração de eletricidade.

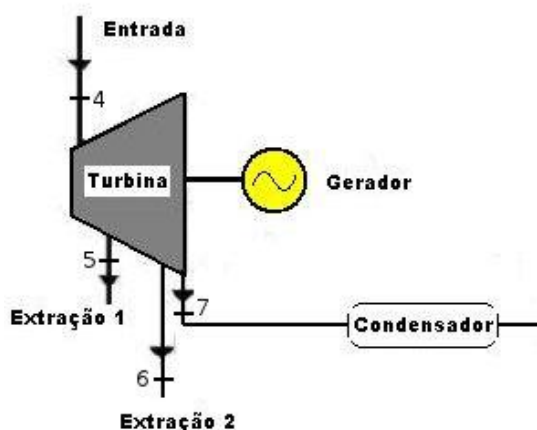
Figura 6 - Fluxograma da Destilaria Pioneiros – Safra 2007/2008.



FONTE: (FIOMARI, 2004)

A turbina utilizada nessa configuração é do tipo extração-condensação com duas extrações e se encontra esquematizada pela Figura 7. A partir das extrações, obtém-se o vapor que alimenta o processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação. Supre-se essa demanda de vapor pelos pontos 5 e 6, respectivamente. O vapor de baixa pressão, na saída da turbina, segue, então, para o condensador, dando mais flexibilidade para a geração de eletricidade.

Figura 7 - Turbina a vapor de condensação com duas extrações



FONTE: (FIOMARI, 2004).

A Tabela 2 informa os parâmetros operacionais da turbina a vapor de extração-condensação utilizada na Usina Pioneiros (ALSTOM, 2001).

Tabela 2 - Dados operacionais da turbina VE32

Posição	Fluxo de Massa (t/h)		Pressão (bar)		Temperatura (°C)	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Entrada – Ponto 4	-	140	-	66.0	-	530.0
Extração 1 – Ponto 5	0	36	26.5	30.2	425.0	438.0
Extração 2 – Ponto 6	64	120	2.37	2.37	134.5	147.2
Cond. – Ponto 7	8	40	0.055	0.115	34.6	48.6

FONTE: (ALSTOM, 2001).

2.8 DADOS DE SAFRA E DEMANDA DOS PROCESSOS DA USINA

Na Tabela 3 constam os dados da produção para a safra 2007/2008, que foi adotada para efeito de análise nos cálculos realizados neste trabalho.

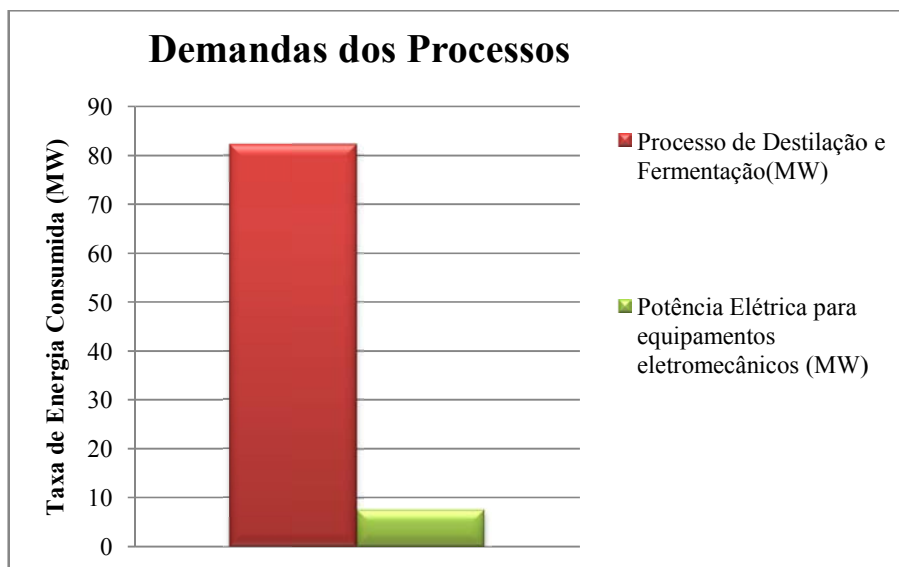
Tabela 3 – Dados de moagem, produção, horas de operação e consumo de bagaço de cana de açúcar para o caso estudado da Destilaria Pioneiros

Parâmetros	Valores	Unidade
Cana moída total	1.400.000,0	t
Dias de safra	225	Dias
Horas efetivas de moagem	4.914,0	Horas
Moagem horária	284,9	t/h
Relação bagaço-vapor	0,47	kg _{bagaço} /kg _v
Fluxo de bagaço na caldeira	70,5	t _{bagaço} /h
Fluxo de bagaço total produzido	81,1	t _{bagaço} /h
Fluxo de bagaço residual	10,6	t _{bagaço} /h
Bagaço total residual da safra	52297	t _{bagaço}
Teor de fibra do bagaço	47,4	%

FONTE: (FIOMARI, 2004).

A Figura 8 ilustra as demandas de eletricidade e calor para os processos da usina sucroalcooleira.

Figura 8 - Demandas dos processos da usina



O processo evaporação do caldo faz parte do processo de destilação e fermentação, e apresenta no caso estudado demanda de calor útil de 82 MW. Essa demanda é atingida através da extração intermediária de vapor existente nos turbogeradores. Adotou-se esse valor para os cálculos realizados neste trabalho.

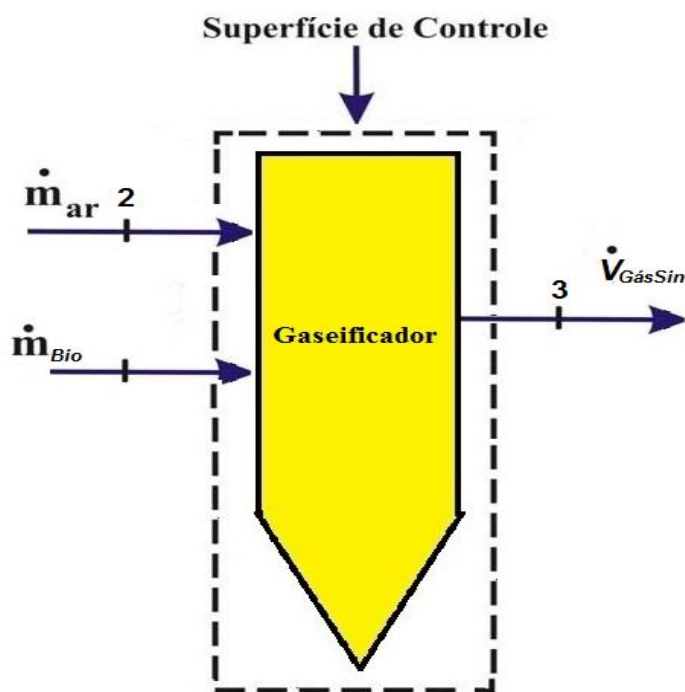
O caso estudado opera com eletrificação completa de seus equipamentos mecânicos, sendo a necessidade média de potência elétrica aproximadamente 7600kW, logo, a potência combinada pela soma do produzido pelo turbogerador A e pelo turbogerador T deve ser no mínimo igual a essa necessidade. Conseqüentemente, a oferta de eletricidade com a incorporação tecnologia BIG/GTCC também deve atender essa demanda.

CAPÍTULO 3 ANÁLISE ENERGÉTICA DA GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA

Segundo Silveira et al. (2014), as principais variáveis de entrada para a gaseificação são: a composição elementar, o poder calorífico, a umidade da biomassa, a quantidade de agente gaseificante e a temperatura do leito. As variáveis de saída são: a composição do gás, o poder calorífico e o teor de partículas sólidas no gás. Quatro estágios físico-químicos ocorrem nesse processo: secagem, redução, pirólise e combustão. A ordem em que ocorrem essas etapas depende da forma de alimentação e localização da biomassa no leito. A secagem é um importante estágio para o bagaço de cana de açúcar (biomassa), pois é necessário remover parte de sua umidade *in natura* (aproximadamente 50 %) até que se alcance uma faixa em torno de 20 %, de modo a não comprometer a composição do gás obtido.

Reações endotérmicas são responsáveis pela conversão do sólido em gás energético. A Figura 9 ilustra o arranjo geral de um gaseificador de biomassa:

Figura 9 - Esquema do gaseificador de leito fluidizado



Pela aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica no volume de controle do gaseificador, obtém-se a Equação (10), sendo que os parâmetros termodinâmicos dessa equação são determinados no decorrer do capítulo.

$$PCI_{g(b,u)} \cdot \dot{V}_{GásSin} = (\dot{m}_{bio} \cdot PCI_{BIO(b,u)} + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar}) \cdot \eta_{gas} \cdot TAV \quad (10)$$

Onde:

h_{ar} Entalpia do ar a $T_0 = 25^\circ C$;

η_{gas} = Eficiência termodinâmica a frio do gaseificador;

$PCI_{BIO(b,u)}$ = Poder calorífico inferior da biomassa na umidade de trabalho;

$PCI_{g(b,s)}$ = Poder calorífico inferior do gás de síntese em base úmida;

TAV = Relação entre volume produzido (Nm^3) de gás pela quantidade de biomassa processada (kg);

$\dot{V}_{GásSin}$ = Vazão volumétrica de gás de síntese produzido;

3.1 COMPOSIÇÃO DA BIOMASSA

A Tabela 4 informa a composição em massa do bagaço de cana de açúcar *in natura* em base seca com 9,85 % de umidade.

Tabela 4 – Composição em massa do bagaço de cana de açúcar *in natura*

Biomassa	Composição Elementar (%)					Composição Imediata (%)			
	C	H	O	N	S	Cinza	Voláteis	Cinzas	Carbono Fixo
Bagaço	44,8	5,35	39,55	0,38	0,01	9,79	73,78	11,27	14,95

FONTE: (JENKINS, 1990).

Segundo Olivares (1996), em sistemas de gaseificação de biomassa, o bagaço de cana de açúcar deve ter umidade entre 15 e 30%. Para este trabalho, adotou-se a umidade de 20%. A Tabela 5 mostra o resultado da composição com a transformação de base seca com 9,85% de umidade, encontrada na Tabela 4, para base úmida com 20 % de umidade.

Tabela 5 – Composição do bagaço de cana de açúcar com 20% de umidade (em massa).

Biomassa	Composição Elementar (%)					Composição Imediata (%)			
	C	H	O	N	S	Cinza	Voláteis	Cinzas	Carbono Fixo
Bagaço	49,8	5,94	43,87	0,38	0,01	-	-	-	-

O gás de síntese produzido pelo bagaço de cana de açúcar tem sua potência energética formada principalmente pelas quantidades de **CO**, **H₂** e **CH₄** presentes em sua composição. A Tabela 6 mostra a composição esperada desses elementos no gás de síntese gerado em um sistema de gaseificação de leito fluidizado.

Tabela 6 – Concentração volumétrica esperada dos principais componentes formadores do conteúdo energético, em um sistema de gaseificação de leito fluidizado de bagaço de cana de açúcar.

Gas	Valor (%)
Monóxido de Carbono (CO)	13,0
Hidrogênio (H₂)	16,0
Metano (CH₄)	3,0

FONTE: (OLIVARES, 1996).

Na Tabela 7 lista-se a massa molecular do bagaço de cana de açúcar calculada através de balanço de massa das composições encontradas nas Tabelas 5 e 6. O PCI do bagaço com 50% de umidade foi obtido em Boloy (2008).

Tabela 7 - Propriedades do bagaço de cana de açúcar

Propriedade	Valor
PCI (50% umidade) (kJ/kg)	7320
Massa Molecular (b.u) (kg/k.mol)	30,04
Massa Molecular (b.s) (kg/k.mol)	24,03

FONTE: (ZAINAL et al., 2001; BOLOY, 2008).

3.2 PROPRIEDADES ATMOSFÉRICAS E CALOR ESPECÍFICO DO AR (C_{par})

O calor específico do ar atmosférico (kJ/kg.K) em função da temperatura calcula-se por meio da Equação (11) (TUNA, 1999).

$$c_{p_{ar}}(T) = 1,04841 - 0,000383719T + \frac{9,45378.T^2}{10^7} - \frac{5,49031.T^3}{10^{10}} + \frac{7,92981.T^4}{10^{14}} \quad (11)$$

3.3 CÁLCULO DO PCI DO GÁS DE SÍNTESE EM BASE SECA E BASE ÚMIDA

De acordo com G.P.T (2005), em base seca, o gás de biomassa tem geralmente uma composição volumétrica de CO_2 (13 %), C_2H_4 (0,19 %), C_2H_6 (0,15 %), C_2H_2 (0,01 %), H_2 (16 %), O_2 (0,6 %), N_2 (48 %), C_2H_4 (2 %), CO (20 %).

Pelo modelo de Dalton (INCROPERA; DE WITT, 1999), a pressão parcial de um componente de uma solução gasosa ideal é proporcional à sua fração molar na solução, sendo independente das frações molares dos demais componentes. Da mesma forma, o calor específico de uma mistura é proporcional ao calor específico dos gases presentes nessa mistura. Desta maneira, utiliza-se a Equação (12) para calcular o PCI apresentado, conforme Nogueira e Lora (2003).

$$PCI_{g(b.s)} = 0,126C_{CO} + 0,358C_{CH_4} + 0,108C_{H_2} + 0,59C_{C_2H_4} + 0,637C_{C_2H_6} \text{ (MJ/Nm}^3\text{)} \quad (12)$$

Onde C_{CO} , C_{CH_4} , C_{H_2} , $C_{C_2H_4}$, $C_{C_2H_6}$ são as concentrações volumétricas do gás produzido em porcentagem. Portanto:

$$PCI_{g(b.s)} = 0,126 \cdot (20) + 0,358 \cdot (2) + 0,108 \cdot (16) + 0,59 \cdot (0,19) + 0,637 \cdot (0,15)$$

$$PCI_{g(b.s)} = 5,1716 MJ / Nm^3$$

A Tabela 8 mostra a composição volumétrica do gás de síntese gerado a partir do bagaço de cana-de-açúcar em base úmida (OLIVARES, 1996).

Tabela 8 – Composição volumétrica do gás de síntese gerado em base úmida

Elemento	Porcentagem Volumétrica (%)
CO₂	13,4
CO	13,4
O₂	0,9
H₂	17,9
N₂	40,2
CH₄	3,6
H₂O	10,6

FONTE: (OLIVARES, 1996).

A partir da Equação (12), é possível calcular o poder calorífico inferior do gás de síntese em base úmida a partir dos dados presentes na Tabela 8.

$$PCI_{g(b.u)} = 0,126 \cdot (13,4) + 0,358 \cdot (3,6) + 0,108 \cdot (17,9) + 0,59 \cdot (0) + 0,637 \cdot (0)$$

$$PCI_{g(b.u)} = 4,91 MJ / Nm^3$$

3.4 CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO INFERIOR DA BIOMASSA EM BASE ÚMIDA

Por meio da Equação 13 desenvolvida por Makray (1991), calcula-se o poder calorífico inferior (PCI) da composição da biomassa selecionada, que para este trabalho é o bagaço de cana-de-açúcar.

$$PCI_{BIO(b.u)} = PCS_{BIO} \cdot \left(1 - \frac{W_U}{100}\right) - 22,11 \cdot H_S - 0,442 \cdot \left[\left(\frac{W_u}{18}\right) - \left(\frac{H_S \cdot W_u}{2}\right) \right] \quad (13)$$

$$PCI_{BIO(b.u)} = 14970 \text{ kJ / kg}$$

Onde:

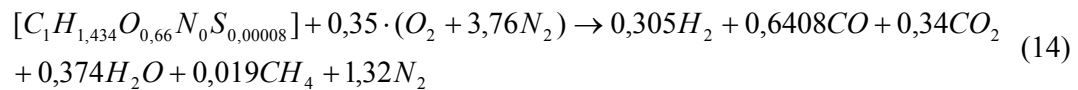
W_U : Umidade do bagaço de cana de açúcar (%)

H_S : Proporção de Hidrogênio no bagaço de cana de açúcar (%).

Obs: O poder calorífico superior (PCS) do bagaço de cana de açúcar é dado por $PCS_{BIO} = 18850 \text{ kJ/kg}$ (DINIZ et al., 2013).

3.5 DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR E GÁS DE SÍNTESE

De acordo com Silveira et al. (2014), os gaseificadores de biomassa são equipamentos caracterizados por efetuar combustão com quantidade de oxigênio (O_2) abaixo da estequiométrica. A partir dos dados da composição do bagaço em base úmida, encontrados na Tabela 5, estima-se a Equação (14) dos gases produtos da combustão a partir do modelo de equilíbrio desenvolvido por Zainal *et al.* (2001).



Pela Equação (14) de combustão,

$$\eta_{ar} / \eta_{bagaço} = \frac{1,67 \text{ kmol}_{ar}}{\text{kmol}_{bagaço}}$$

Desta forma, é possível calcular a relação teórica de ar/combustível (TAFR) conforme a Equação (15).

$$TAFR = \frac{1,67 \text{ kmol}_{ar}}{\text{kmol}_{bagaço}} = 1,67 \cdot \frac{\frac{28,552 \text{ kg}_{ar}}{\text{kmol}_{ar}}}{\frac{30,04 \text{ kg}_{BagaçoUmido}}{\text{kmol}_{BagaçoUmido}}} = 1,6 \quad (15)$$

A partir da análise da Equação (15) a relação TAFR de ar/combustível (em kg) é de $1,6 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{bagaçoUmido}$

Aplicando-se o modelo de Dalton (INCROPERA; DE WITT, 1999), aproxima-se os gases resultantes do processo de combustão para comportamento de gás perfeito. Dessa maneira, o volume ocupado pelo gás é proporcional à fração molar resultante. A partir da relação ar/combustível, é possível determinar a vazão volumétrica de ar consumido, que se expressa pelas Equações (16) e (17).

$$\dot{V}_{ar} = \dot{V}_{GásBio} \cdot TAFR \quad (16)$$

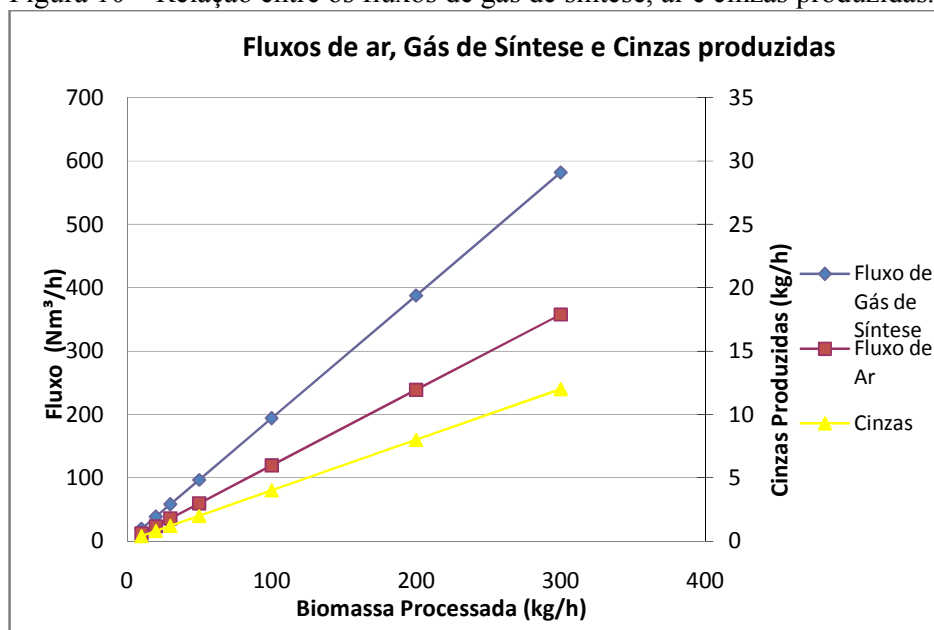
$$\dot{V}_{ar} = 1,67 \cdot \dot{V}_{GásBio} \quad (17)$$

Sendo que se obtém a vazão volumétrica total de gás de síntese pela Equação (18):

$$\dot{V}_{GásSin} = \dot{V}_{ar} + \dot{V}_{GásBio} \quad (18)$$

A Figura 10 mostra a relação entre a produção de gás de síntese e cinzas e o consumo de ar. Estima-se a quantidade de cinzas como 4 % da quantidade de biomassa processada (CAMARGO et al., 1992).

Figura 10 – Relação entre os fluxos de gás de síntese, ar e cinzas produzidas.



3.6 CÁLCULO DA EFICIÊNCIA TERMODINÂMICA A FRIO DO GASEIFICADOR

Para um gaseificador de biomassa de leito fluidizado, visando sua possível aplicação em projetos de potência como sua associação com turbinas, motores de combustão interna e trocadores de calor, Nogueira e Lora (2003) sugerem o conceito de eficiência termodinâmica a frio, que consiste de uma relação entre o PCI da biomassa e o PCI do gás de síntese gerado. A partir da Figura 10, é possível calcular a eficiência a frio do gaseificador de biomassa deste trabalho, conforme Equação (19).

$$\eta_{gas} = \frac{TAV \cdot PCI_{g(b.u)}}{PCI_{BIO(b.u)}} \quad (19)$$

Onde:

TAV : relação entre volume produzido (Nm³) de gás pela quantidade de biomassa (kg).

Pode ser calculado a partir do coeficiente angular da Figura 10;

$PCI_{g(b.u)}$: Poder calorífico inferior do gás de síntese em base úmida (kJ/Nm³);

$PCI_{BIO(b.u)}$: Poder calorífico inferior da biomassa (kJ/kg), previamente calculado no item 3.4;

Portanto, tem-se a Equação (20).

$$TAV = \frac{194,91 Nm^3 / h}{100 kg / h} = \frac{1,94 Nm^3_{gas}}{kg_{bio}} \quad (20)$$

Desta forma, substituindo os valores na Equação (19):

$$\eta_{gas} = \frac{1,94 \cdot 4910}{14970} \times 100 \% = 63,62 \%$$

3.7 CICLONE

O ciclone é um equipamento primário para remover as partículas da corrente de gás. Seu funcionamento baseia-se no uso da força centrífuga para separar os sólidos (BOLOY, 2008). O ciclone se localiza logo após a saída dos gases de exaustão do gaseificador, como se observa na Figura 5, retirando os resíduos sólidos de maior peso molecular arrastados pelo gás. Essas partículas sólidas compõem-se principalmente de cinzas, fuligem (carbono) e material residual do leito. No modelo de gaseificador de leito fluidizado circulante, o gás gerado é recirculado pelo ciclone e volta para o leito, o que promove um maior tempo de residência do gás de síntese no leito e torna mais efetivo o craqueamento das partículas de alcatrão, gerando um gás de síntese mais limpo.

3.8 FILTRO DO TIPO CERÂMICO

De acordo com Silveira *et al.* (2014), o gaseificador de leito fluidizado produz gás de síntese com temperatura em torno de $700^{\circ}C$. Dessa maneira utiliza-se para a limpeza do gás um filtro cerâmico resistente à alta temperatura e à abrasão. O filtro cerâmico remove as partículas menores e mais leves de impurezas que não foram removidos pelo dispositivo de filtro do tipo ciclone. Segundo Boloy (2008), essas impurezas consistem principalmente em

partículas menores de alcatrão, azotos (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e fuligem, que, se inseridas diretamente na câmara de combustão, provocam danos nos equipamentos. O ciclone e o filtro cerâmico não modificarão de forma significativa a temperatura do gás de síntese, porém haverá uma pequena perda de pressão do gás, que se desconsiderará.

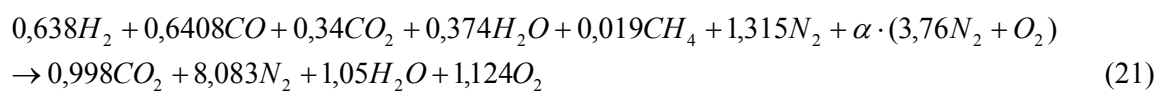
3.9 QUEIMA DO GÁS DE SÍNTESE NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

A partir da análise da equação global de combustão do bagaço de cana de açúcar em gaseificador de leito fluidizado (Equação 14), o gás de síntese possui a composição molar em base seca listada na Tabela 9.

Tabela 9 – Composição do gás de síntese gerado (em mols).

Espécie	Valor (mols)
<i>H</i> ₂	0,638
<i>CO</i>	0,6408
<i>CO</i> ₂	0,34
<i>H</i> ₂ <i>O</i>	0,374
<i>CH</i> ₄	0,019
<i>N</i> ₂	1,315

Estima-se a combustão de um combustível gasoso em câmara de combustão, normalmente, para um excesso de ar de 80 %. Considerando esse valor de excesso e as condições de entrada do gás de síntese estabelecidas na Tabela 9 e do ar, determina-se a composição química do gás de exaustão da câmara de combustão, por meio do uso do programa computacional GASEQ versão 0.79 (MORLEY, 2012).



Sendo $\alpha = 1,8$ o coeficiente de ar considerando 80 % de excesso de ar normalizado.

No cálculo dessa reação aparecem 24 espécies, sendo que 20 delas têm fração molar insignificante, da ordem de 10^{-39} até 10^{-3} . Desconsiderou-se todas essas quantidades no resultado da equação global obtida para a queima do gás de síntese.

Segundo estudo experimental de Coronado et al. (2006; 2011), para que possa ser inserido na câmara de combustão sem que ocorram problemas na combustão, o gás de síntese precisa de uma massa específica mínima de $0,8 \text{ kg/m}^3$. Coronado et al. (2011) utilizaram um trocador de calor intermediário entre o gaseificador e a câmara de combustão de um MCI, o que reduz a temperatura do gás de síntese para $100 \text{ }^\circ\text{C}$. A massa específica do gás de síntese após esse processo situa-se na faixa de $0,8\text{-}0,9 \text{ kg/m}^3$.

Dentre os trabalhos disponíveis na literatura que analisam a tecnologia BIG/GTCC, encontram-se modelos e plantas que adotam um trocador intermediário entre o gaseificador e a câmara de combustão (PELLEGRINI et al. 2010; CORONADO et al., 2011), assim como modelos que não adotam (LARSON et al. 2001).

O principal problema resolvido por esse trocador de calor intermediário é a massa específica do gás de síntese. Em quase todos os modelos de gaseificadores o gás costuma ser gerado com temperaturas que variam de $600\text{-}850 \text{ }^\circ\text{C}$ (SILVEIRA et al., 2014). A massa específica do gás de síntese a essa temperatura é baixa, relatada na faixa de $0,3\text{-}0,6 \text{ kg/m}^3$ (BOLOY, 2008), o que prejudica a combustão.

Nos dias atuais, não há problema devido à temperatura do gás em contato com o material da câmara de combustão, uma vez que estas câmaras passaram a ser feitas de materiais cerâmicos resistentes à alta temperatura, como afirmam Callister (2010).

Procedeu-se a análise das propriedades do gás de síntese obtido em três situações diferentes:

- Caso A: sem o trocador de calor e com o gaseificador pressurizado para $0,5 \text{ MPa}$, conforme afirma o trabalho de Blackadder *et al.* (1992);
- Caso B: na hipótese de que não haja o trocador de calor e o gaseificador opere sob pressão atmosférica;
- Caso C: com o uso de um trocador de calor que reduza a temperatura do gás de síntese para cerca de $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

As propriedades do gás de síntese de bagaço de cana de açúcar em diferentes situações e do gás resultante da combustão da mistura ar+gás de síntese, gerados pelo programa GASEQ 0.79 (MORLEY, 2012), são listadas na Tabela 10.

Tabela 10 – Propriedades do gás de síntese antes e após a queima na câmara de combustão

Propriedade	Caso A	Caso B	Caso C	ar + syngás após a queima (chama)
Temperatura (K)	1023	1023	373	1694
Pressão (MPa)	0,500	0,101	0,101	1,409
Coefficiente politrópico (cp/cv)	1,311	1,311	1,375	1,257
$m_{MolGás}$ (kg/kmol)	25,23	25,23	26,86	28,92
Massa específica (kg/m³)	1,503	0,301	0,824	3,330
Entalpia (kJ/kg)	1448,6	1448,6	2291,2	1338,7
Entropia (kJ/kg.K)	8,91	9,44	8,15	8,31
Energia Interna(kJ/kg)	1785,8	1785,8	2414,1	1825,6
Cp (kJ/kg.K)	1,39	1,39	1,207	1,407
Cond. Térmica (J/m.K.s)	0,09	0,09	0,04	0,11
H₀ (kJ/mol)	36,54	36,54	57,80	38,72
S₀ (kJ/mol)	0,238	0,238	0,205	0,263
Relação mols Pr/Re	0,947	0,947	0,947	0,947

Segundo Olivares (1996), dois fatores ajudam a amenizar o problema da baixa massa específica do gás de síntese inserido em uma câmara de combustão: a pressurização realizada pelo compressor, pois provoca uma mistura homogênea de ar/combustível contrabalançando a baixa massa específica do gás de síntese e o tipo de gaseificador selecionado. Optou-se, como explicado no Capítulo 2, pelo gaseificador de leito fluidizado circulante. Esse tipo de

gaseificador tem a possibilidade de operar pressurizado na faixa de 0,5-2,5 MPa, conforme afirma Andrade (2007).

No Caso A é possível inserir o gás diretamente na câmara de combustão, já que sua massa específica de 1,503 kg/m³ encontra-se acima do mínimo estabelecido. Além disso, se pressurizará o gás de síntese para cerca de 1,48 MPa por meio do compressor intermediário entre o gaseificador e a câmara de combustão, o que aumentará a massa específica do gás de síntese para aproximadamente a massa da mistura ar+gás se síntese após a queima na câmara de combustão.

No Caso B a massa específica obtida para o gás de síntese é muito baixa, cerca de 0,3 kg/m³, o que impossibilita a sua inserção diretamente na câmara de combustão, pois haverá problemas de combustão.

No Caso C a massa específica do gás de síntese é semelhante à obtida por Coronado et al. (2011) e se encontra na faixa de 0,8-0,9 kg/m³, demonstrando a possibilidade da utilização de um trocador de calor intermediário.

Optou-se pelo Caso A para o sistema de gaseificação de biomassa proposto neste trabalho. Segundo Blackadder et al. (1992), em plantas de gaseificação de grande porte (>50 MW), a gaseificação pressurizada apresenta vantagens econômicas e operacionais. O benefício de utilizar um gaseificador pressurizado reside na eliminação das perdas com a compressão do gás combustível quente necessária para injeção na câmara de combustão de uma turbina a gás. Em contrapartida as perdas do sistema de alimentação da biomassa se elevam pelo escapamento de gases.

A partir da Equação (21) e do calor específico das substâncias, elabora-se uma equação geral para o calor específico à pressão constante do gás de combustão gerado, Equação (22).

$$cp_G = (0,998 \cdot cp_{CO_2} + 8,083 \cdot cp_{N_2} + 1,05 \cdot cp_{H_2O} + 1,124 \cdot cp_{O_2}) / 11,26 \quad (22)$$

Obs: 11,26 é o número de mols produzido na reação.

As Equações (23)-(26) referem-se ao calor específico (cp) dos elementos que compõem o gás de síntese originado do bagaço de cana-de-açúcar, em (kJ/kmol.K) e foram obtidas em Perry e Chilton (1984).

$$cp_{CO_2} = 43,22 + 0,0115 \cdot T - 817190 / T^2 \quad (23)$$

$$cp_{N_2} = 27,17 + 0,00418 \cdot T \quad (24)$$

$$cp_{H_2O} = 34,36 + 0,00063 \cdot T + 0,0000056 \cdot T^2 \quad (25)$$

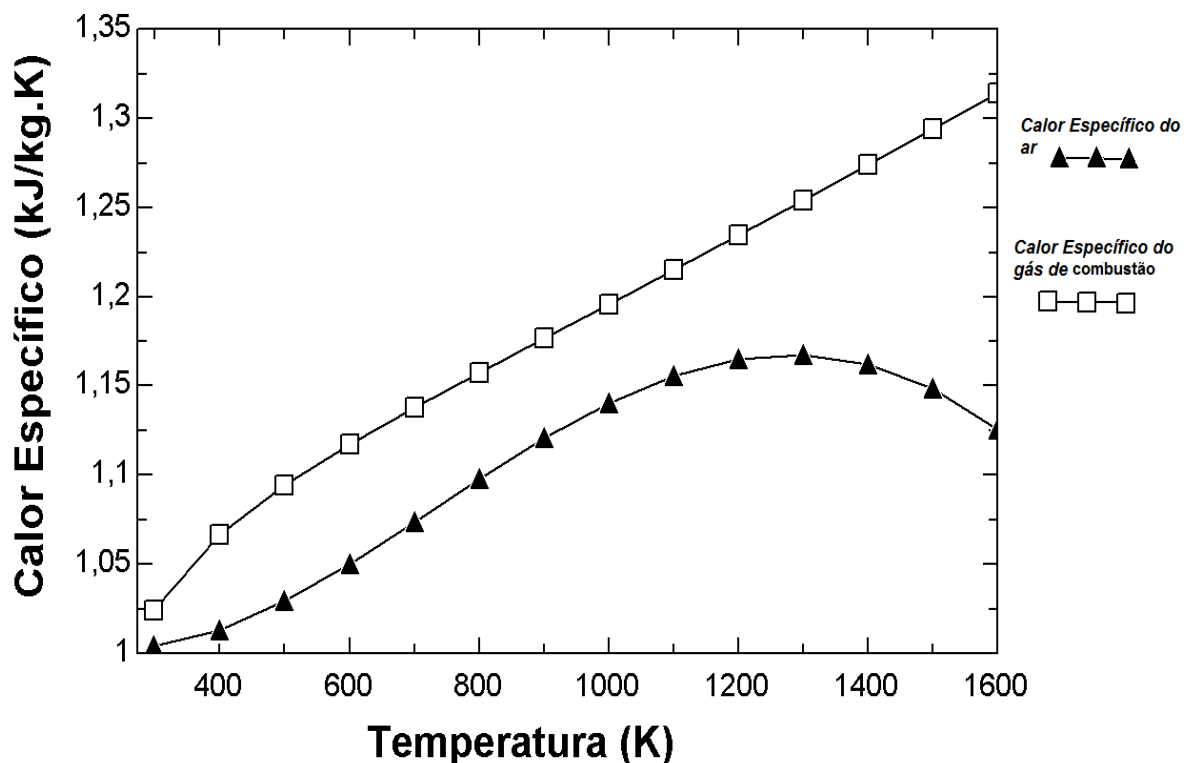
$$cp_{O_2} = 34,57 + 0,001078 \cdot T - \frac{784586}{T^2} \quad (26)$$

A massa molecular do gás de síntese após a combustão é de $28,92 \frac{g}{mol \cdot K}$, como encontrado na Tabela 10. Dividindo a equação do calor específico pelo valor de peso molecular, resulta a Equação (27) para o calor específico do gás de síntese de bagaço de cana de açúcar após queima na câmara de combustão (em kJ/kg.K)

$$cp_G = 1,038 + 1,45 \cdot 10^{-4} \cdot T - \frac{5212,6}{T^2} + 1,81 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (27)$$

A Figura 11 compara o comportamento do calor específico do ar (cpa), dado pela Equação (11), em função da temperatura, e o calor específico da mistura ar+gás de síntese de bagaço de cana de açúcar após a queima, dado pela Equação (27).

Figura 11 - Comparação entre o calor específico do ar e da mistura de ar e gás de síntese (após combustão).



3.10 DETERMINAÇÃO DO \dot{E}_{COMB} (FLUXO DE ENERGIA FORNECIDA PELO COMBUSTÍVEL)

O poder calorífico inferior da biomassa em base úmida ($PCI_{BIO(b.u)}$) foi previamente calculado no item 3.4. Desse modo é possível calcular o fluxo de energia fornecida pelo combustível por meio da Equação (28).

$$\dot{E}_{COMB} = \dot{m}_{Bio} \cdot PCI_{BIO(b.u)} \quad (28)$$

Sendo: \dot{m}_{Bio} é o fluxo de biomassa processada pelo gaseificador (kg/s).

3.11 DETERMINAÇÃO DO $\dot{E}_{GásSin}$ (FLUXO DE ENERGIA FORNECIDA PELO GÁS DE SÍNTESE)

Conforme Nogueira (2003), em aplicações de potência, calcula-se o poder calorífico inferior (PCI) do gás de síntese em base úmida. Conseqüentemente, calcula-se o fluxo de energia fornecida pelo gás de síntese de bagaço de cana de açúcar por meio da Equação (29).

$$\dot{E}_{GásSin} = \dot{V}_{GásSin} \cdot PCI_{g(b.u)} \quad (29)$$

Onde:

$\dot{V}_{GásSin}$: é a quantidade de gás de síntese produzida

$PCI_{g(b.u)}$: é o poder calorífico inferior do gás de síntese em base úmida, calculado no item 2.3.

Estimou-se no item 3.5 a relação TAV entre volume o produzido (Nm^3) de gás pela quantidade de biomassa (kg). Dessa maneira, é possível calcular o volume de gás de síntese produzido por meio da Equação (30).

$$\dot{V}_{GásSin} = \dot{m}_{Bio} \cdot TAV \quad (30)$$

3.12 DETERMINAÇÃO DO \dot{E}_t (POTÊNCIA TEÓRICA DE OPERAÇÃO DO GASEIFICADOR)

Calculou-se a eficiência termodinâmica a frio do gaseificador no item 3.6, e se obteve o valor de $\eta_{gas.} = 63,62 \%$. O fluxo de biomassa \dot{m}_{Bio} é o processado pela usina, em kg/s. A partir desses parâmetros, é possível calcular a potência teórica de operação do gaseificador (\dot{E}_t), por meio da Equação (31).

$$\dot{E}_t = \frac{\dot{m}_{Bio} \cdot PCI_{BIO(b.u)} \cdot \frac{\eta_{gas}}{100}}{3600} \quad (31)$$

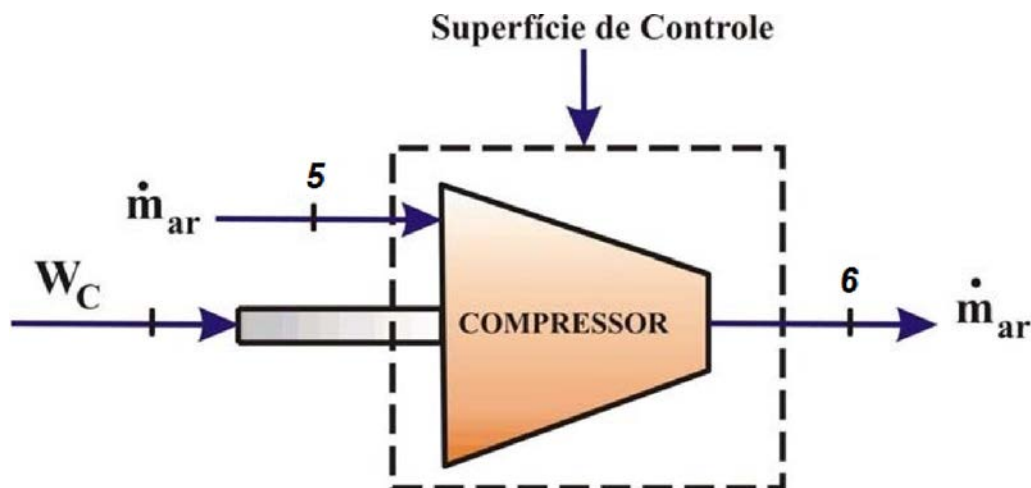
CAPÍTULO 4 ANÁLISE ENERGÉTICA DOS EQUIPAMENTOS QUE COMPÕEM O SISTEMA DE COGERAÇÃO

Neste capítulo, descrever-se-ão os demais equipamentos que constituem o sistema de cogeração. A associação desses segue o esquema proposto da tecnologia BIG/GTCC, demonstrado pela Figura 5. Realizam-se análises por meio do uso da Primeira lei da Termodinâmica, determinando as temperaturas, as vazões de gás e de vapor, as pressões de operação dos equipamentos, as eficiências termodinâmicas de primeira lei e de que forma se geram as quantidades de eletricidade e de calor útil requeridas.

4.1 COMPRESSOR

O compressor utiliza para seu funcionamento potência proveniente da turbina a gás. Seu arranjo geral se encontra na Figura (12).

Figura 12 - Esquema do compressor.



Admite-se que o compressor possua um rendimento isoentrópico η_{ISOC} . Segundo Bejan et al. (1996), se obtém a temperatura final de compressão pela Equação (32).

$$\frac{T_6}{T_5} = \left[\frac{P_6}{P_5} \right]^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (32)$$

Sendo r_c a razão de compressão do compressor, conforme a Equação (33).

$$r_c = \frac{P_6}{P_5} \quad (33)$$

Obteve-se o rendimento isoentrópico do compressor por meio de uma média dos valores de equipamentos disponíveis no mercado que é $\eta_{ISOC} = 0,846$, conforme dados do *Handbook of Gas Turbines* (BIASI, 2008).

Com base na Primeira Lei da Termodinâmica, calcula-se a expressão para o trabalho do compressor pela Equação (34) a seguir:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} \cdot cp_{ar} \cdot (T_6 - T_5) \quad (34)$$

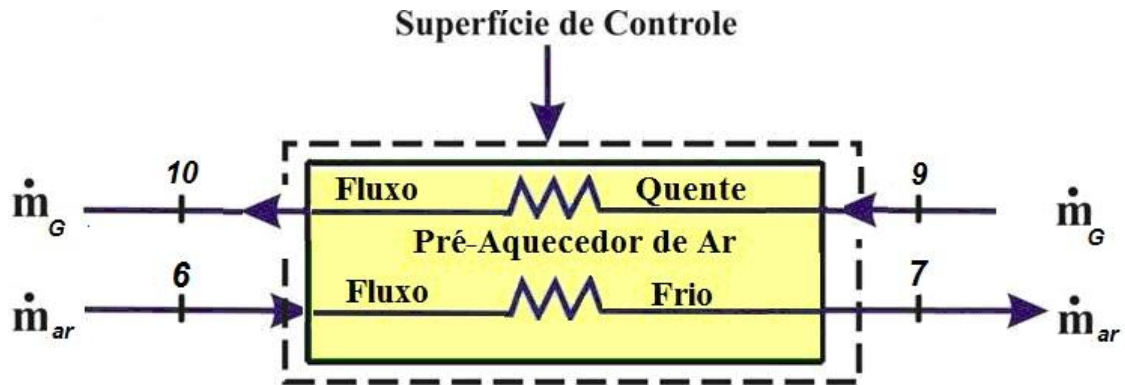
Calcula-se a potência mecânica líquida produzida pelo conjunto compressor e turbina a gás pela Equação (35) (BEJAN *et al.* 1996).

$$\dot{W}_{Liq} = \dot{m}_G \cdot cp_G \cdot (T_8 - T_9) - cp_{ar} \cdot (T_6 - T_5) \quad (35)$$

4.2 PRÉ-AQUECEDOR DE AR DE CONTRACORRENTE

O pré-aquecedor é um trocador de calor e, de acordo com Valero *et al.* (1994), na busca por um modelo próximo à realidade, é coerente admitir uma perda de pressão de 5% da pressão total do gás. O esquema do pré-aquecedor se encontra na Figura 13.

Figura 13 - Esquema do pré-aquecedor de ar



Admitindo-se a perda de pressão de 5%, calcula-se a pressão de saída de ambos os fluidos (ar e gases de combustão) pelas Equações (36) e (37).

$$P_7 = 0,95 \cdot P_6 \quad (36)$$

$$P_{10} = 0,95 \cdot P_9 \quad (37)$$

Na troca de calor entre os fluidos, assume-se que se cede a energia dos gases de combustão na íntegra para os gases de admissão, Equação (37).

$$T_{10} = T_9 - \frac{cp_{ar} \cdot (T_7 - T_6)}{(1 + f) \cdot cp_G} \quad (38)$$

Com base nas temperaturas de entrada e de saída dos dois fluxos, determina-se a diferença média logarítmica de temperatura pela Equação (39).

$$\Delta T_A = \frac{(T_{10} - T_6) - (T_9 - T_7)}{\ln \frac{(T_{10} - T_6)}{(T_9 - T_7)}} \quad (39)$$

Esse valor permite o cálculo da área de transferência necessária para a troca de calor entre os dois fluidos, ou seja, a dimensão do trocador, dada pela Equação (40), e que serve de base à determinação de seu custo (investimento).

$$A_A = \frac{\dot{m}_G \cdot c_{pG} \cdot (T_{10} - T_9)}{U \cdot \Delta T_A} \quad (40)$$

Sendo:

U: Coeficiente de transferência de calor por convecção no pré-aquecedor de ar (kW/m².K), dado por $U = 0,018 \frac{kW}{m^2}$ (Valero et al., 1994).

A partir da Figura 13, obtém-se a seguinte inequação: $T_7 - T_6 \geq 0$, que traduz uma relação do ponto de vista físico: a temperatura à saída do fluxo frio do pré-aquecedor é obrigatoriamente superior à temperatura de entrada, uma vez que o pré-aquecedor é um trocador de calor que transfere energia para o fluido antes desse entrar na câmara de combustão.

De acordo com (INCROPERA; DE WITT, 1999), o número de unidade de transferência de um trocador de calor de contracorrente pode ser calculado pela Equação (41).

$$NUT = \frac{U \cdot A_A}{c_{pG}} \quad (41)$$

Calcula-se a razão entre os calores específicos do ar e do gás de síntese pela Equação (42).

$$c_{Razão} = \frac{c_{p_{ar}}}{c_{p_G}} \quad (42)$$

A partir do cálculo dos parâmetros dados pelas Equações (41) e (42), é possível obter a efetividade do trocador de calor de contra-corrente por meio de diagrama obtido em Incropera e De Witt (1999), valor dado pela Equação (43).

$$\varepsilon = 0,77 \quad (43)$$

A temperatura de saída dos gases do fluxo frio do pré-aquecedor é obtida através de uma relação com a área de transferência de calor, calculada pela Equação (39). De acordo com Incropera e De Witt (1999), determina-se a temperatura de saída dos gases de um trocador de calor através de duas maneiras: optando-se por um valor área de transferência de calor ou selecionando-se a temperatura de saída dos gases do fluxo frio. Neste trabalho, optou-se por um pré-aquecedor de ar que aumente a temperatura do fluxo frio em 35°C como demonstrado pela Equação (44).

$$T_7 = T_6 + 35^{\circ}\text{C} \quad (44)$$

Pela metodologia adotada, calcula-se o fluxo de calor recebido pelo fluxo frio do pré-aquecedor por meio da Equação (45).

$$\dot{Q}_{6-7} = \varepsilon \cdot c_{pa} \cdot \dot{m}_{ar} \cdot (T_7 - T_6) \quad (45)$$

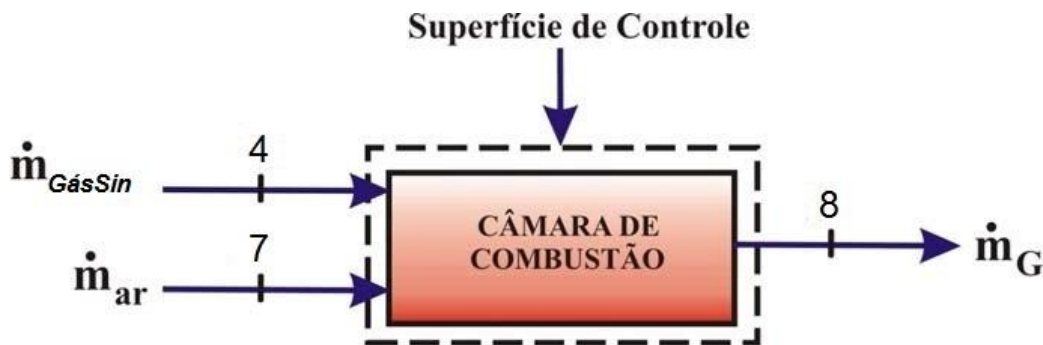
A taxa de calor transferida do fluxo quente do pré-aquecedor é, necessariamente, igual à taxa de calor recebido pelo fluxo frio. Logo, vale a igualdade expressa pela Equação (46).

$$\dot{Q}_{9-10} = \dot{Q}_{6-7} \quad (46)$$

4.3 CÂMARA DE COMBUSTÃO

Segundo Valero et al. (1994), considera-se a câmara de combustão, para efeitos de simplificação, um equipamento adiabático. A Figura 14 a seguir mostra o arranjo geral deste equipamento.

Figura 14 – Esquema da câmara de combustão



Admite-se na câmara de combustão (termicamente equivalente a um trocador de calor), que os fluxos de gases (ar e gás de síntese) sofrem uma queda de pressão de 5 % (VALERO et al., 1994), dada pela Equação (47).

$$P_8 = 0,95 \cdot P_7 \quad (47)$$

Na Figura 14, observa-se a restrição expressa por: $T_8 - T_7 \geq 0$, que afirma que a temperatura dos gases na saída da câmara de combustão será superior a temperatura do ar na entrada da mesma.

O termo N_{CC} representa o rendimento da câmara de combustão, que se calcula por meio do balanço de energia representado pela Equação (48).

$$N_{CC} = \frac{\dot{m}_G \cdot c_{pg} \cdot T_8}{\dot{E}_{GásSin} + T_7 \cdot \dot{m}_{ar} \cdot c_{pa}} \quad (48)$$

O fluxo de energia fornecido pela combustão do gás de síntese, que alimentará a câmara de combustão, condicionará o trabalho debitado pela turbina a gás. Desenvolveu-se a metodologia para o cálculo dessa potência no item 3.11.

Obtém-se vazão mássica de gás de combustão a partir da Equação (49).

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{GásSin} \quad (49)$$

Determina-se a vazão mássica de gás de síntese pela Equação (50).

$$\dot{m}_{GásSin} = \frac{\dot{V}_{GásSin} \cdot m_{MolGás}}{\dot{V}_{CNTP}} \quad (50)$$

Onde:

$m_{MolGás}$ é a massa molecular do gás de síntese, antes da combustão, encontrada na Tabela 10;

$\dot{V}_{GásSin}$ é a vazão volumétrica de gás de síntese, em Nm³/s, calculado no item 3.5;

V_{CNTP} é o volume de um gás ideal, nas condições normais de temperatura e pressão, dado como 22,414 Nm³/kmol ((INCROPERA; DE WITT, 1999).

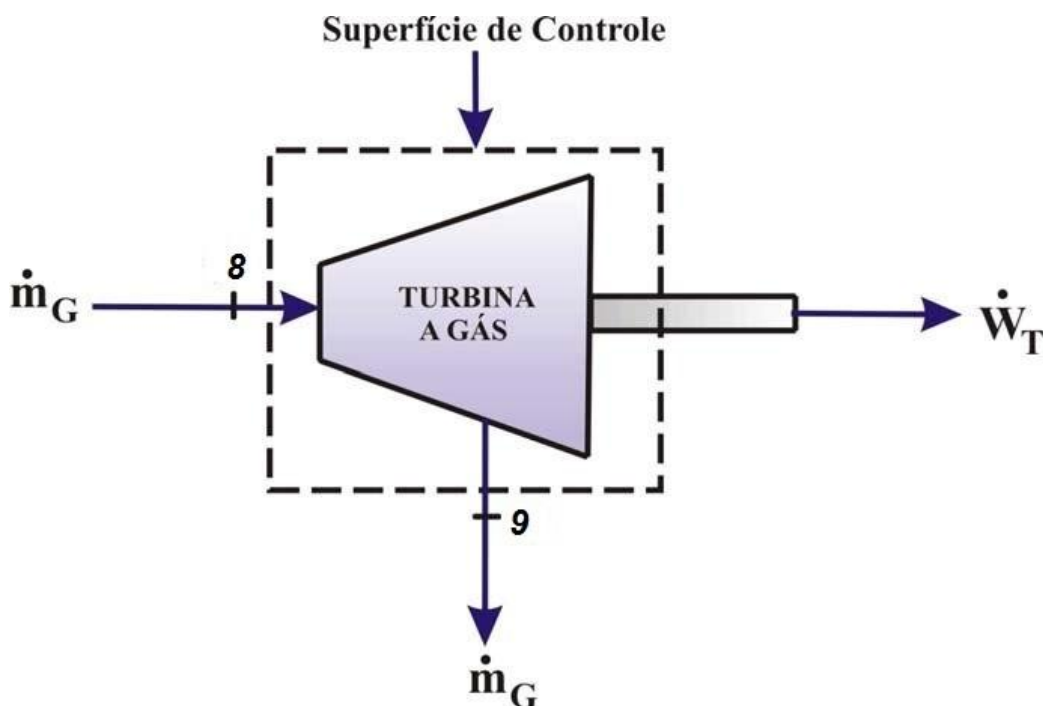
Determina-se a razão gás de síntese/ar por meio da Equação (51).

$$f = \frac{\dot{m}_{GásSin}}{\dot{m}_{GásSin} + \dot{m}_{ar}} \quad (51)$$

4.4 TURBINA A GÁS

Considera-se a turbina a gás, para efeitos de simplificação, um equipamento adiabático. A partir da estimativa média de equipamentos disponíveis no mercado e encontrados em “*Handbook of Gas Turbines*” (BIASI, 2008) foi possível calcular o rendimento isoentrópico, dado por $\eta_{ISOT} = 0,8464$. O arranjo geral do equipamento se encontra na Figura 15.

Figura 15 – Esquema da turbina a gás



Obtêm-se a razão de pressão para a turbina pela Equação (52).

$$r_T = P_8 / P_9 \quad (52)$$

Essa relação é diferente da encontrada no compressor, devido à queda de pressão no pré-aquecedor e na câmara de combustão. A temperatura do gás de exaustão da turbina é um parâmetro fixo, obtido por meio da seleção dos equipamentos disponíveis no mercado, calculado no item 4.11.

A potência de eixo gerada pela turbina vem da Equação (53), baseada na Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_G \cdot c_{p_G} \cdot (T_8 - T_9) \quad (53)$$

Sendo a potência líquida da turbina a gás a diferença do que se debita para o compressor, representa-se a mesma pela Equação (54).

$$\dot{W}_{Liq} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_C \quad (54)$$

Obtém-se a potência elétrica gerada pela turbina a partir da Equação (55).

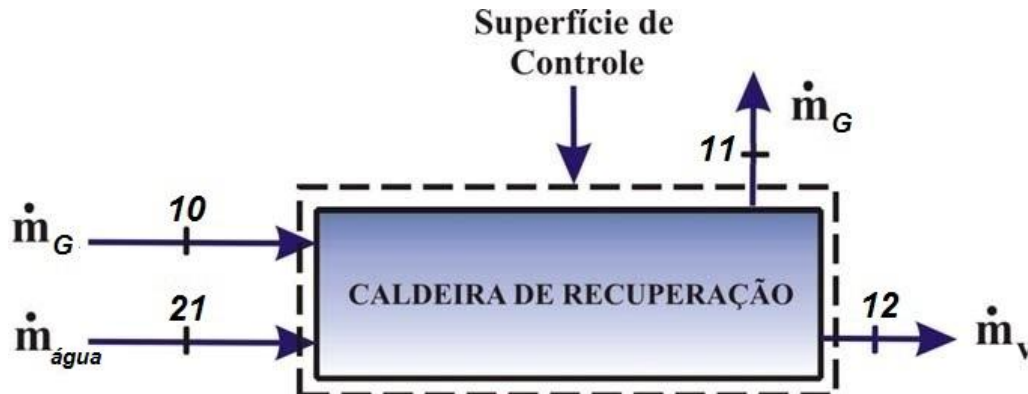
$$\dot{E}_{p_{TG}} = \dot{W}_{Liq} \cdot \eta_{GTG} \quad (55)$$

Sendo $\eta_{GTG} = 98\%$ a eficiência do gerador da turbina a gás, obtida em Antunes (1999).

4.5 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO (HRSG)

A caldeira de recuperação produzirá vapor a partir do gás proveniente do pré-aquecedor (ponto 10 da Figura 13). Vê-se seu esquema geral na Figura 16. Como demonstrado por Valero et al. (1994), simplificam-se cálculos termodinâmicos dividindo-se a caldeira de recuperação em dois outros componentes: o recuperador de calor e o evaporador. Dessa forma, a análise do equipamento ocorrerá nos itens 4.5.1, 4.5.2 e 4.5.3.

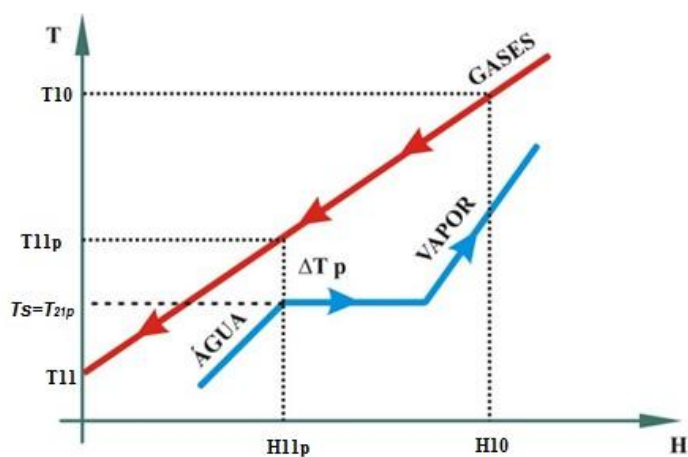
Figura 16 –Esquema da caldeira de recuperação



4.5.1 Pinch Point

Dependendo da composição do combustível, no caso o bagaço da cana de açúcar, e suas "impurezas", ácidos e condensáveis se formam quando se resfria os produtos da combustão na caldeira de recuperação, o que causa danos no equipamento. De acordo com Ensinas et al. (2007), a temperatura mínima dos gases de exaustão de uma caldeira com o uso de bagaço de cana de açúcar é de 200 °C. A Figura 17 ilustra o perfil de temperaturas para o *pinch-point*.

Figura 17 – Perfil de temperatura em função da entalpia para o *pinch-point*.



A Figura 17 mostra o perfil de resfriamento do gás até a intersecção com o T_s , denominada como T_{21p} . A temperatura T_{10} é a temperatura já corrigida dos gases de

exaustão do pré-aquecedor de ar (ponto 10) no diagrama da Figura 13. T_{21p} é a temperatura de saturação do líquido para o estado de pressão de saturação.

Para não ocorrer uma impropriedade termodinâmica, existe um ΔT_p mínimo para o perfil de resfriamento do gás proveniente da turbina. De acordo com Villela (2007), esse valor se situa entre 10 °C e 30 °C. Utilizou-se para o cálculo $\Delta T_p = 15^\circ\text{C}$. A Equação (56) corresponde à temperatura corrigida de *pinch-point*.

$$T_{11p} = T_{21p} + \Delta T_p \quad (56)$$

4.5.2 Evaporador

De forma a garantir a produção de vapor à temperatura T_{11} , se obedecerá a desigualdade dada pela Equação (57), que afirma que a temperatura de *pinch-point* é necessariamente maior que a temperatura da água de alimentação advinda das bombas, como se observa na Figura 17.

$$T_{11p} - T_{21} \geq 0 \quad (57)$$

4.5.3 Recuperador de Calor

Considera-se uma pequena perda de pressão no recuperador de calor (VALERO et al., 1994), que se explicita pela Equação (58).

$$P_{10} = P_{11} / 0,95 \quad (58)$$

O líquido advindo das bombas se transforma em líquido saturado no recuperador, sendo função da pressão no ponto 21 da Figura 17, representado pela Equação (59).

$$T_{21p} = T_{LiqSat}(P_{21}) \quad (59)$$

A partir da temperatura dada pela Equação (59) acima, é possível obter a entalpia específica h_{21P} .

A energia trocada em cada um dos estados (de acordo com a sua função) permite determinar as condições termodinâmicas dos fluidos à saída de cada equipamento. Considerando que a eficiência da caldeira de recuperação é, de acordo com Villela (2007), $\eta_{CALD} = 85 \%$, tem-se que a temperatura de saída para ambos os fluidos (gases e água/vapor) é dada pelas Equações (60) e (61).

$$T_{11} = T_{10} - \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot \eta_{CALD}} \quad (60)$$

$$T_{11p} = T_{10} - \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{m}_g \cdot c_{pg} \cdot \eta_{CALD}} \quad (61)$$

Sendo que:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_v \cdot (h_{12} - h_{21}) \text{ é o fluxo de calor transferido no economizador;} \quad (62)$$

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_v \cdot (h_{12} - h_{21p}) \text{ é o fluxo de calor transferido no evaporador;} \quad (63)$$

Com base nessas temperaturas, determina-se a área de transferência de calor para o economizador, baseado na metodologia de Valero et al. (1994) que calcula a diferença média logarítmica de temperaturas (DMLT) para estimar essas áreas. A Equação (64) obtém a área para o economizador.

$$\Delta T_{ec} = \frac{(T_{11p} - T_{21p}) - (T_{11} - T_{21})}{\ln \frac{(T_{11p} - T_{21p})}{(T_{11} - T_{21})}} \quad (64)$$

Obtém-se a área do evaporador pela Equação (65).

$$\Delta T_{ev} = \frac{(T_{10} - T_{12}) - (T_{12} - T_{11p})}{\ln \frac{(T_{12} - T_{10})}{(T_{12} - T_{11p})}} \quad (65)$$

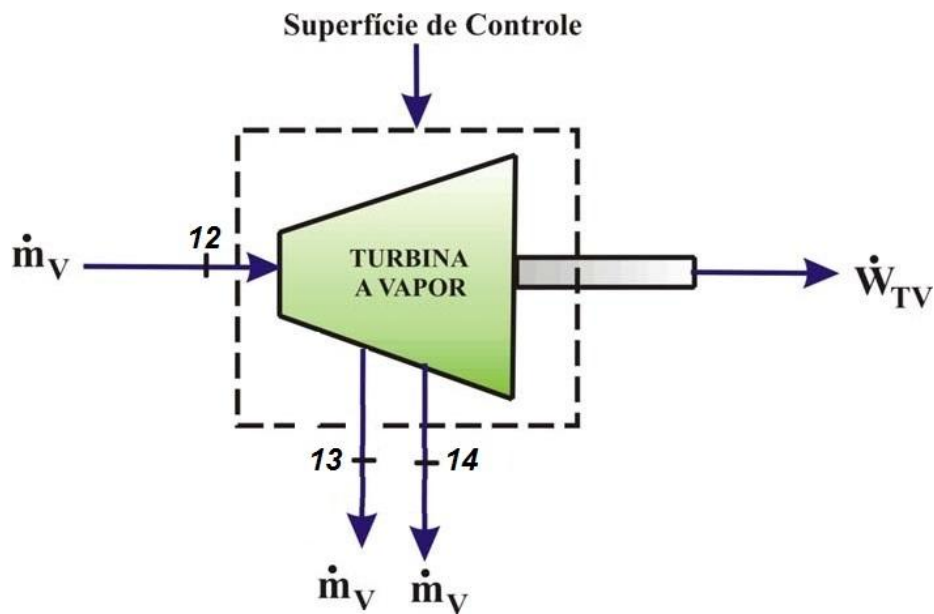
Obtêm-se o fluxo de calor útil recuperado na caldeira de recuperação pela Equação (66).

$$\dot{Q}_{SQS} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_{EVAP} \quad (66)$$

4.6 TURBINA A VAPOR

Na modelagem do ciclo combinado, optou-se pelo estudo de uma turbina a vapor de extração-condensação com duas extrações intermediárias, devido ao fato de que a usina já possui o equipamento, como discutido no Capítulo 1. Optou-se, ainda, por desativar a extração de vapor de alta pressão (extração 1 da Figura 7). Observa-se que essa desativação atenderia de melhor forma as necessidades de cogeração requeridas, pois o nível entálpico do vapor dessa extração é muito alto. A Figura 18 ilustra o esquema da turbina a vapor.

Figura 18 – Esquema da turbina a vapor



Calcula-se a potência de eixo gerada pela turbina a vapor por meio da Equação (67), baseada na Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\dot{W}_{TV} = (\dot{m}_{12} \cdot h_{12} - (\dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{14} \cdot h_{14})) \quad (67)$$

Sendo h_{12} , h_{13} e h_{14} as entalpias específicas de entrada e saída da turbina a vapor.

Calcula-se o rendimento da turbina a vapor por meio da Equação (68).

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{h_{12} \cdot \dot{m}_{12} - h_{13} \cdot \dot{m}_{13} - h_{14} \cdot \dot{m}_{14}} \quad (68)$$

Obtém-se a eletricidade produzida pela turbina a vapor por meio da Equação (69) (ANTUNES, 1999).

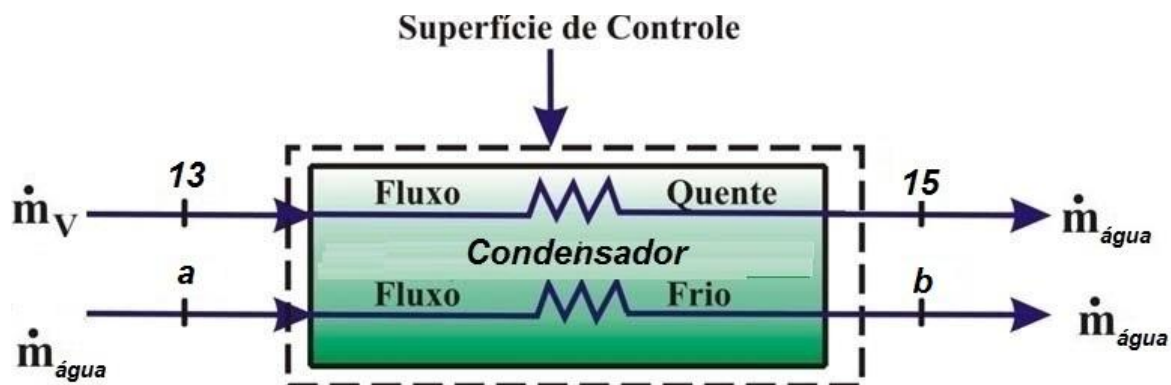
$$\dot{E}_{p_{TV}} = \dot{W}_{TV} \cdot \eta_{GTV} \quad (69)$$

Sendo a eficiência do gerador da turbina a vapor obtida em Villela (2007), e considerada como $\eta_{GTV} = 95\%$.

4.7 CONDENSADOR

O condensador é um trocador de calor alimentado com vapor saturado de baixa pressão advindo da turbina a vapor. A função do condensador é a transformação do vapor saturado em líquido saturado de baixa pressão. Para isso, resfria-se o vapor por meio da troca de calor com água advinda da rede externa, produzindo água quente. De acordo com El-Sayed e Aplenc (1970), considera-se a água de refrigeração com o comportamento de fluido incompressível e tem uma capacidade calorífica constante de $c_{pw} = 4,1868 \left(\frac{kJ}{kg}\right)$. A água de resfriamento chega ao condensador à temperatura ambiente $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ e sai a uma temperatura $T_b = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. A Figura 19 ilustra o esquema do condensador.

Figura 19 - Esquema do condensador



Calcula-se a efetividade do condensador de correntes paralelas pela Equação (70) (INCROPERA; DE WITT, 1999).

$$\varepsilon_{COND} = \frac{\dot{Q}_{\text{águasf}}}{\dot{Q}_{COND}} = \frac{\dot{m}_{\text{águasf}} \cdot c_{pw} \cdot (T_b - T_a)}{\dot{m}_{13} \cdot (h_{13} - h_{15})} \quad (70)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{\text{águasf}}$: o fluxo de calor transferido para a água de resfriamento

\dot{Q}_{COND} : o fluxo de calor perdido devido à condensação

De acordo com Incropera e De Witt (1999), a temperatura do fluido no lado da ebulição ou no da condensação permanece essencialmente constante em um condensador. Assim, calcula-se a efetividade de um condensador de correntes paralelas (ε) pela Equação (71).

$$\varepsilon_{COND} = \frac{T_{COND} - T_a}{T_b - T_a} \quad (71)$$

Sendo T_b e T_a as temperaturas depois e antes da água de resfriamento do condensador e T_{COND} a temperatura de condensação.

A partir desse valor, determina-se o número de unidades de transferência de calor quando ocorre uma mudança de fase. No caso do condensador, a quantidade de unidades de transferência de calor pode ser calculada pela Equação (72) (INCROPERA; DE WITT, 1999).

$$n = \ln \left[\frac{1}{1 - \varepsilon_{COND}} \right] \quad (72)$$

Calcula-se a área total global de transferência de calor no condensador por meio da Equação (73) (INCROPERA; DE WITT, 1999).

$$A_C = \dot{m}_{liq} \cdot c_{pw} \cdot n \cdot \frac{1}{U_{COND}} \quad (73)$$

Sendo A_C (m^2) a superfície de troca de calor, \dot{m}_{liq} a vazão mássica de água de resfriamento no condensador em (kg/s), e U_{COND} ($kW/m^2.K$) o coeficiente global de transferência de calor no condensador. Calcula-se esse valor por meio da relação entre a velocidade da água de resfriamento circulando através dos dutos do condensador dada pela Equação (74) (INCROPERA; DE WITT, 1999).

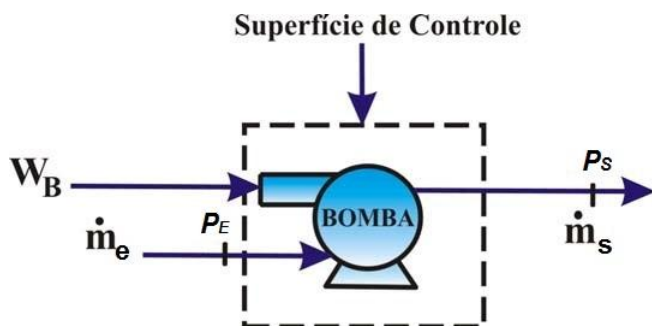
$$\frac{1}{U_{COND}} = \frac{1}{2,7698 \cdot v_{agua}^{0,8}} + 0,2476 \quad (74)$$

Um valor médio comumente aceito para essa velocidade da água de resfriamento nos dutos do condensador é de $v_{agua} = 2m/s$ (INCROPERA; DE WITT, 1999). Logo, $U_{COND} = 2,2$ ($kW/m^2.K$). Selecionou-se um equipamento com área de transferência de calor $A_C = 50 m^2$ de modo análogo ao trabalho de Villela (2007).

4.8 BOMBAS

Calcula-se o trabalho realizado pela bomba pela diferença de pressão de entrada e saída do fluido dividido pela eficiência mecânica. A bomba utiliza energia externa da concessionária, pressurizando o fluido por meio da realização de trabalho de eixo. A Figura 20 ilustra o esquema da bomba.

Figura 20 - Esquema das bombas



Obtém-se o trabalho da mesma, em módulo, por meio das Equações (75) e (76).

$$\left| \dot{W}_B \right| \cdot \eta_B = \int P \cdot dV \quad (75)$$

$$\left| \dot{W}_B \right| = \frac{\dot{m}_e \cdot v_{liq} \cdot (P_s - P_E)}{\eta_B} \quad (76)$$

Sendo $\eta_B = 0,85$ a eficiência mecânica média considerada das bombas (SILVEIRA, 1990), P_s e P_E as pressões de saída e entrada das bombas, respectivamente, e v_{liq} a massa específica do líquido na pressão considerada.

4.9 DESAERADOR

A função primária de um desaerador é a remoção dos gases não condensáveis (oxigênio e dióxido de carbono livre) da água que alimenta caldeiras e retorno de condensado, haja visto

que esses gases promovem corrosão dos equipamentos. Considera-se o desaerador um equipamento adiabático, uma vez que as perdas termodinâmicas nesse equipamento são da ordem de 0,1%, como afirma Grafte (1987).

4.10 RESTRIÇÕES FÍSICAS

As restrições físicas se baseiam nas capacidades reais dos equipamentos. Cada equipamento possui determinado intervalo operacional, que se obedece para garantir a funcionalidade do mesmo. Como o problema pretende integrar as características dos equipamentos a um caso real, essas restrições físicas são importantes para aproximar o problema à realidade.

Essas restrições têm origem em informações disponíveis em “*Handbook of Gas Turbines*” Biasi (2008) e Kotas (1985).

- Primeira restrição

Em geral, a razão de pressão de um compressor disponível no mercado não é maior que 20. Assim, impõem-se essa restrição ao modelo.

$$r_c \leq 20 \quad (77)$$

- Segunda restrição

Os limites reais de eficiências isoentrópicas para o compressor e a turbina a gás são demonstrados respectivamente pelas Equações (78) e (79), tendo por base o “*Handbook of Gas Turbines*” (BIASI, 2008).

$$\eta_{ISOT} \leq 90\% \quad (78)$$

$$\eta_{ISOC} \leq 92\% \quad (79)$$

- Terceira restrição

A temperatura dos gases de combustão se situa abaixo da restrição dada pela Equação (80), devido ao fenômeno da fluência que se caracteriza pela falha do material sob tensão a altas temperaturas (CALLISTER, 2010).

$$T_8 \leq 1550K \quad (80)$$

- Quarta Restrição

As pressões de alimentação e de extração da turbina a vapor de extração-condensação, representadas pelas Equações (81) e (82), são necessariamente maiores que a pressão imediatamente posterior.

$$P_{12} > P_{14} \quad (81)$$

$$P_{14} > P_{13} \quad (82)$$

4.11 SELEÇÃO DA TURBINA A GÁS

Algumas propriedades, como o *heat rate* (HR), a vazão mássica de ar (m_a), a razão de compressão (r_c) e a temperatura de saída da turbina a gás são fundamentais para a modelagem do sistema termodinâmico.

De modo a aproximar o modelo da realidade, decidiu-se por obter esses valores a partir de estimativas médias de equipamentos disponíveis no mercado, como Biasi (2008).

Para a seleção de turbina a gás compatível com o processo, Antunes (1999) propõe a seguinte metodologia, adaptada para o uso de gás de síntese:

- De posse do valor de $\dot{E}_{GásSin}$ aproximado, calcula-se uma potência de eixo hipotética, como dado pela Equação (83).

$$\eta_{T_{estimado}} = \frac{\dot{W}_{EIXO_{médio}}}{\dot{E}_{GásSin}} \quad (83)$$

- B. Estimando-se uma eficiência energética hipotética $\eta_{T_{estimado}} = 30\%$, tem-se a Equação (84).

$$\dot{W}_{EIXO_{médio}} = 64,38 MW \quad (84)$$

Antunes (1999) sugere a seleção de equipamentos em um intervalo próximo de potência de eixo. Selecionaram-se seis turbinas a gás na faixa de potência intermediária ($64,38 \pm 10$ MW) em relação ao $\dot{W}_{EIXO_{médio}}$ hipotético calculado. As propriedades desses equipamentos encontram-se nas Figuras 21, 22, 23 e 24.

Figura 21 – Heat rate dos sistemas de turbina a gás selecionados vs potências de eixo produzidas

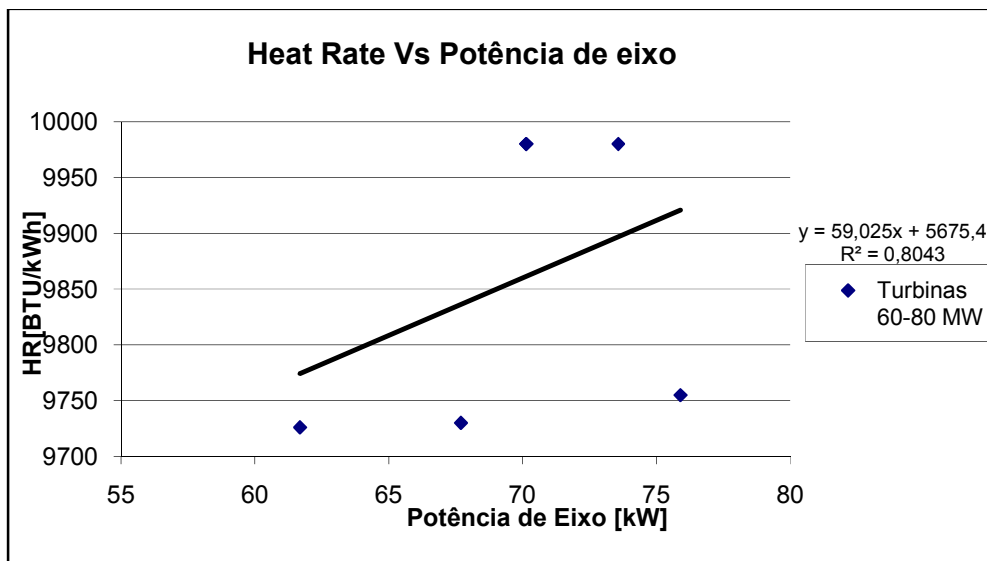


Figura 22 – Heat rate dos sistemas de turbina a gás vs razão de compressão dos equipamentos selecionados

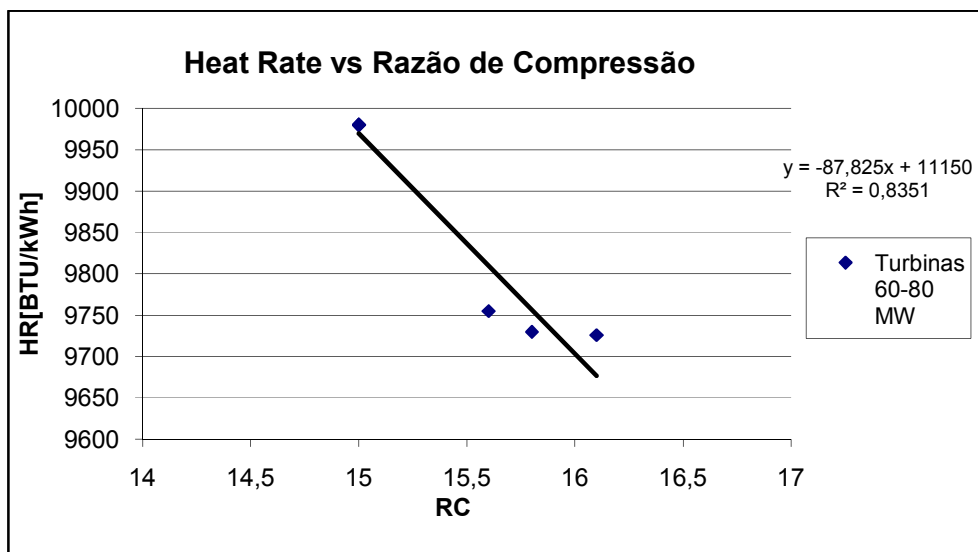


Figura 23 – Heat rate dos sistemas de turbina a gás selecionados vs vazão de gases nas turbinas a gás

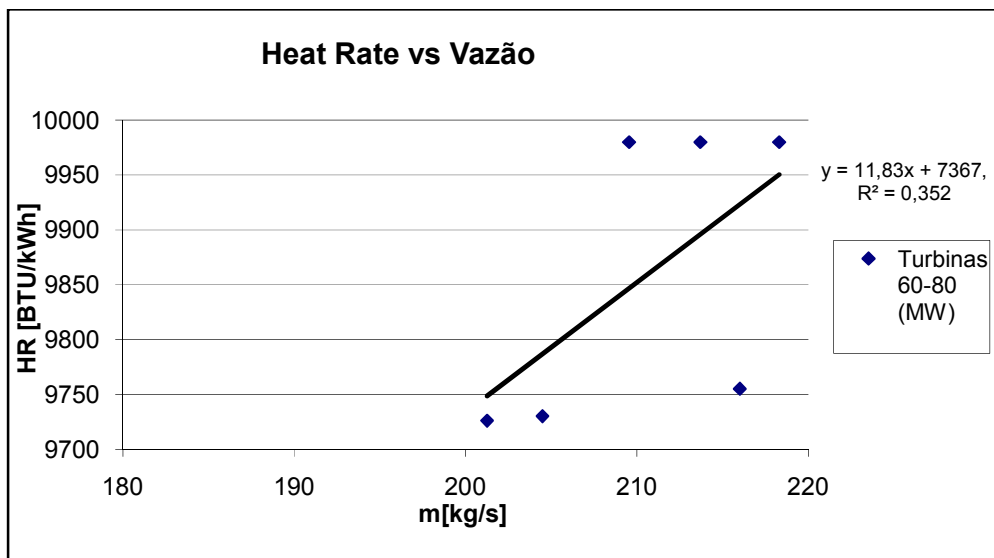
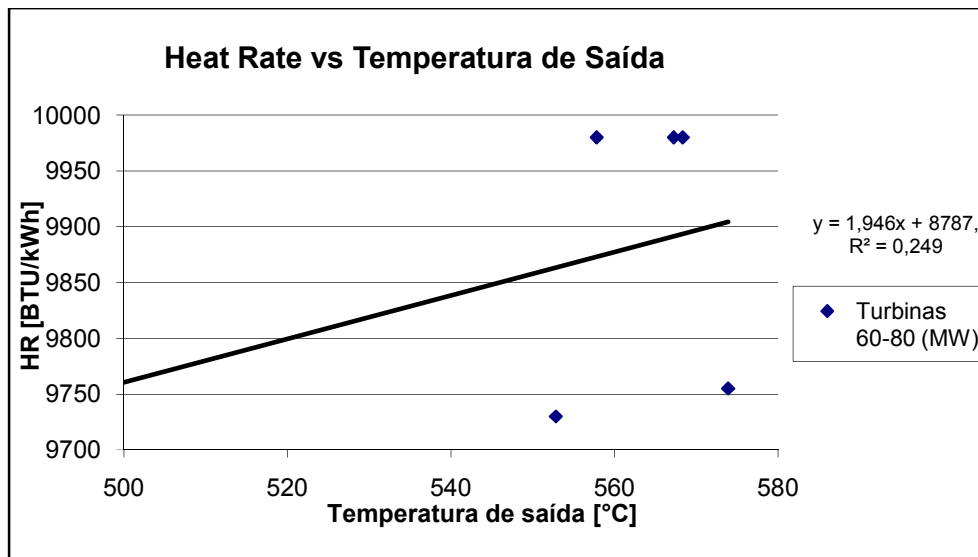


Figura 24 – Heat rate dos sistemas de turbina a gás vs temperaturas de saída dos gases



A partir do *heat rate* médio encontrado, calcula-se a eficiência energética média das turbinas a gás listadas pela aplicação da Equação (85) (ANTUNES, 1999).

$$\eta_{Treal} = \frac{3413}{HR} \quad (85)$$

Onde: 3413 é a relação entre kW e BTU (ANTUNES, 1999).

É possível calcular a potência de eixo líquida da turbina a gás estimada a partir da Primeira Lei da Termodinâmica, dada pela Equação (86).

$$\eta_{Treal} = \frac{\dot{W}_{Liq}}{\dot{E}_{GásSin}} \quad (86)$$

Os valores das propriedades da turbina a gás modelada para o sistema de cogeração, obtidos a partir dos valores médios de equipamentos disponíveis no mercado, encontram-se na Tabela 11.

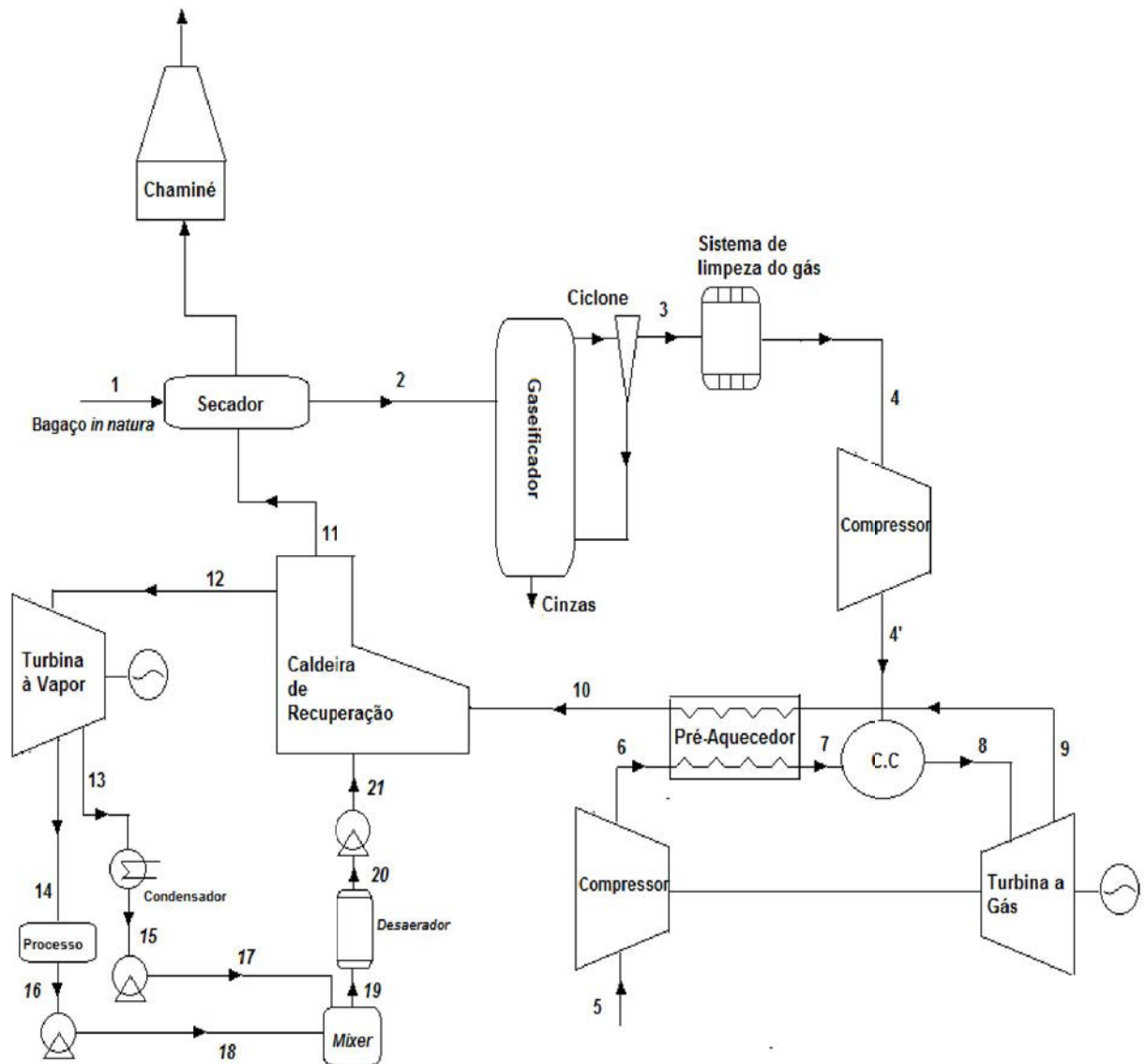
Tabela 11 - Propriedades obtidas para a turbina a gás selecionada

Propriedade	Valor Médio
Heat Rate	9858,5
Razão de Compressão	15,42
Temperatura de Saída Turbina (T_9) (°C)	550,0
Vazão mássica na entrada (kg/s)	212,0
Eficiência média (η_{Treal}) (%)	35,7

4.12 SISTEMA DE COGERAÇÃO BIG/GTCC PROPOSTO

O sistema de ciclo combinado com cogeração e gaseificação integrada (BIG/GTCC) proposto neste trabalho forma-se pela integração de todos os equipamentos estudados. A configuração é esquematizada pela Figura 25.

Figura 25 - Ciclo combinado com gaseificação e cogeração integrada - tecnologia BIG/GTCC



A variável de decisão para o ciclo de cogeração é a quantidade de biomassa processada (\dot{Q}_b), dado baseado na safra processada pela usina e que se encontra na Tabela 3.

A partir da seleção da variável de decisão, é possível resolver todo o conjunto de Equações (Equações (10) até (86)) escritas nos modelos termodinâmicos da gaseificação de biomassa e dos demais equipamentos que compõem a tecnologia BIG/GTCC.

A energia contida no gás de síntese $\dot{E}_{GásSin}$ que alimentará a câmara de combustão e a potência teórica de operação do gaseificador \dot{E}_t calcular-se-ão pelas Equações (29) e (31), respectivamente.

A partir das Equações (16), (17) e (18) do item 3.5, é possível determinar o volume de ar consumido \dot{V}_{Ar} e o volume de gás de biomassa $\dot{V}_{GásBio}$.

A Tabela 12 fornece alguns dos parâmetros obtidos na resolução do modelo termodinâmico escrito neste capítulo para a quantidade de biomassa proposta $Q_b=81,1$ t/h.

Tabela 12 – Consumos de ar, biomassa, vazões volumétricas, e fluxo de energia no gás de síntese produzido

Propriedade	Valor
\dot{Q}_b	81,1 t/h
$\dot{V}_{GásSin}$	43,7 N.m ³ /s
\dot{V}_{Ar}	27,3 N.m ³ /s
$\dot{V}_{GásBio}$	16,4 N.m ³ /s
\dot{E}_t	226342,0 kW
$\dot{E}_{GásSin}$	214604,0 kW
\dot{E}_{COMB}	337274,1 kW
\dot{Q}_{SQS}	70349,2 kW
N_{CC}	88,9 %

A Tabela 13 fornece os principais parâmetros termodinâmicos obtidos na resolução da configuração estudada, ilustrada pela Figura 25.

Tabela 13 – Principais parâmetros termodinâmicos obtidos resolução do modelo BIG/GTCC

Propriedade	Valor
Potência gerada pela Turbina a gás ($E_{p_{TG}}$) (MW)	45,73
Potência gerada pela Turbina a Vapor ($E_{p_{TV}}$) (MW)	15,89
Temperatura do vapor vivo (T_{12}) (°C)	530,0
Pressão do Vapor Vivo (P_{12}) (MPa)	6,468
Pressão após o compressor (P_6) (MPa)	1,562
Potência de eixo do Compressor (W_c) (MW)	62,52
Potência elétrica consumida pela bomba 1 (W_{b1}) (kW)	41,74
Potência elétrica consumida pela bomba 2 (W_{b2}) (kW)	4,96
Potência elétrica consumida pela bomba 3 (W_{b3}) (kW)	103,20

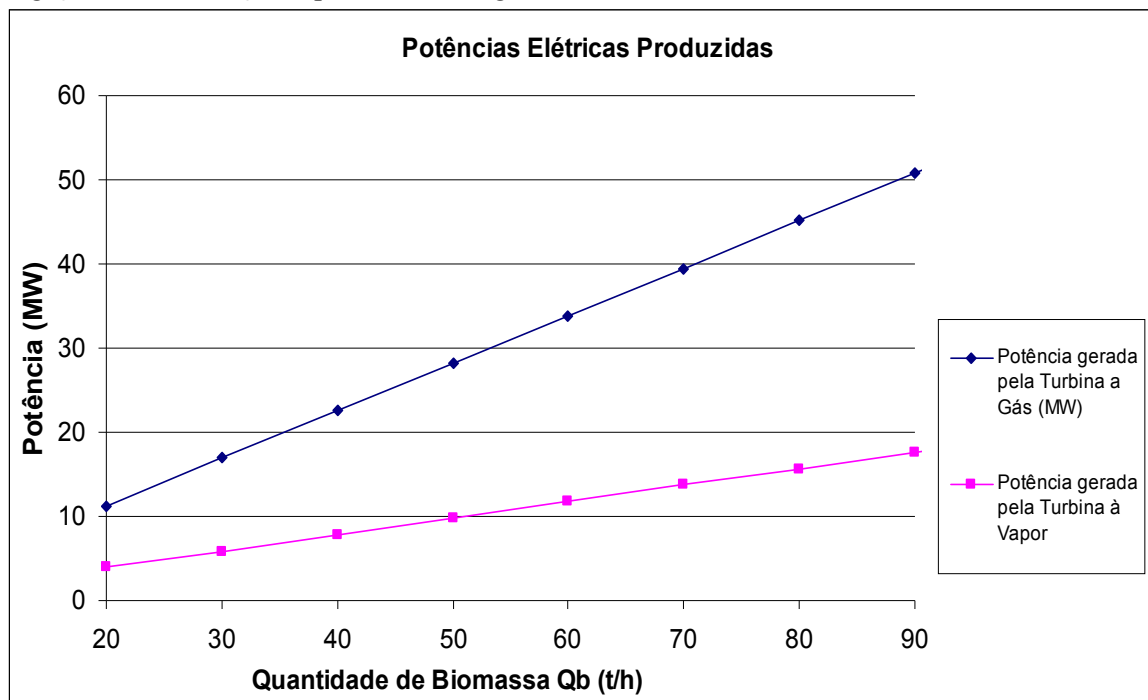
A Tabela 14 apresenta as propriedades termodinâmicas de todos os pontos da configuração estudada, ilustrada pela Figura 25.

Tabela 14 – Parâmetros de operação do sistema de cogeração – Tecnologia BIG/GTCC

Pontos	\dot{m} (kg/s)	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	S (kJ/kg.K)	Cp (kJ/kg.K)
1	22,53	-	-	-	-	-
2	22,53	-	-	-	-	-
3	49,19	500,0	700	-	-	-
4	49,19	500,0	700	-	-	-
4'	49,19	1.483,9	700	-	-	-
5	162,8	101,3	25	298,6	-	1,004
6	162,8	1.562,0	378,6	707,6	-	1,086
7	162,8	1.483,9	413,6	755,3	-	1,10
8	212,0	1.409,7	946	-	-	1,30
9	212,0	109,9	550,0	-	-	1,20
10	212,0	106,6	531,0	-	-	1,18
11	212,0	101,3	200,0	-	-	1,13
12	20,89	6.468,0	530,0	3488,5	6,931	-
13	2,22	8,5	42,7	2.579,0	8,207	-
14	18,67	245,0	134,7	2.733,0	7,102	-
15	2,22	8,5	8,5	178,7	0,6078	-
16	18,67	101,3	25,0	105,0	0,3673	-
17	2,22	2.145,0	42,7	180,6	0,6071	-
18	18,67	2.145,0	25,0	106,8	0,3668	-
19	18,67	6.468,0	27,4	120,9	0,3993	-
20	18,67	6.468,0	27,4	120,9	0,3993	-
21	20,89	6.468,0	27,4	120,9	0,3993	-

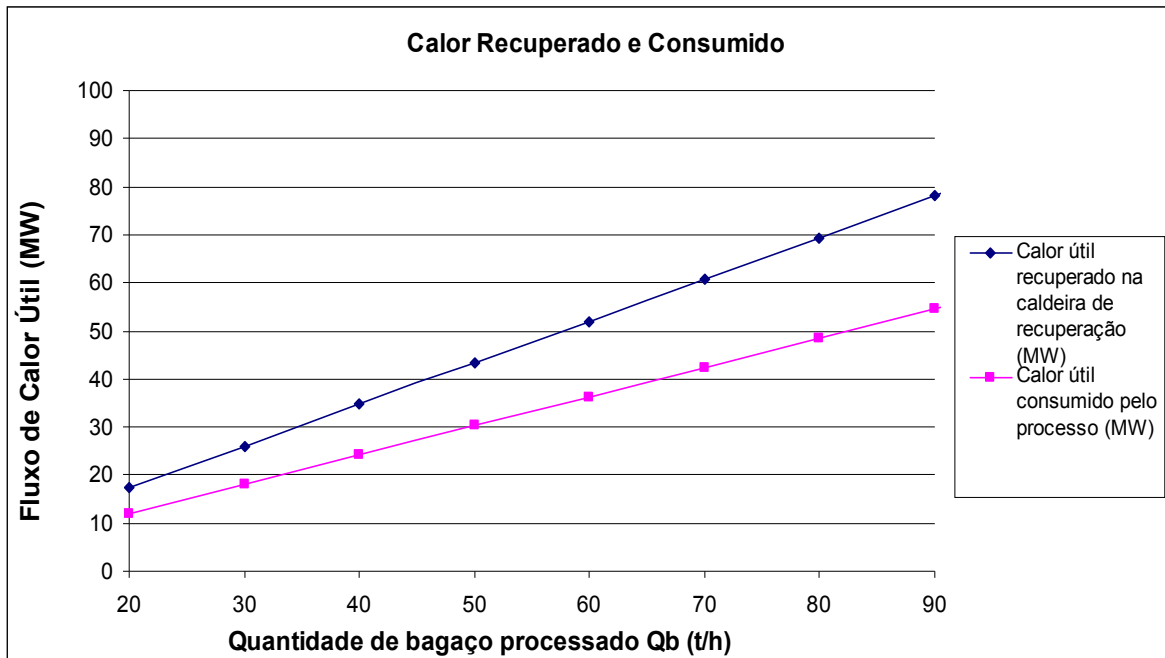
A Figura 26 demonstra as potências elétricas produzidas pelas turbinas a gás (E_{ptg}) e a vapor (E_{ptv}) em função da quantidade de biomassa processada (\dot{Q}_b). A quantidade média de bagaço de cana de açúcar queimado é de $\dot{Q}_b = 81,1$ t/h.

Figura 26 – Potência produzida pela turbina a gás e a vapor em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processado no gaseificador.



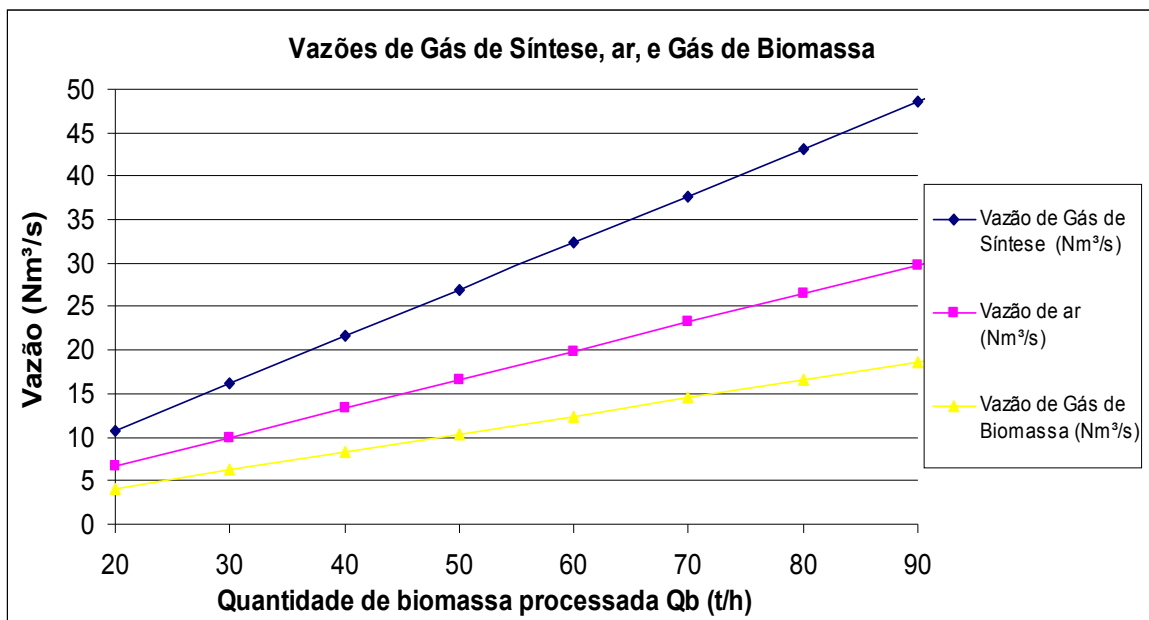
A Figura 27 demonstra o fluxo de calor recuperado na caldeira de recuperação (\dot{Q}_{SQS}) e o fluxo de calor suprido para o processo $\dot{Q}_{PROCESSO}$ em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processado \dot{Q}_b .

Figura 27 - Fluxos de calor úteis produzidos em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processada no gaseificador.



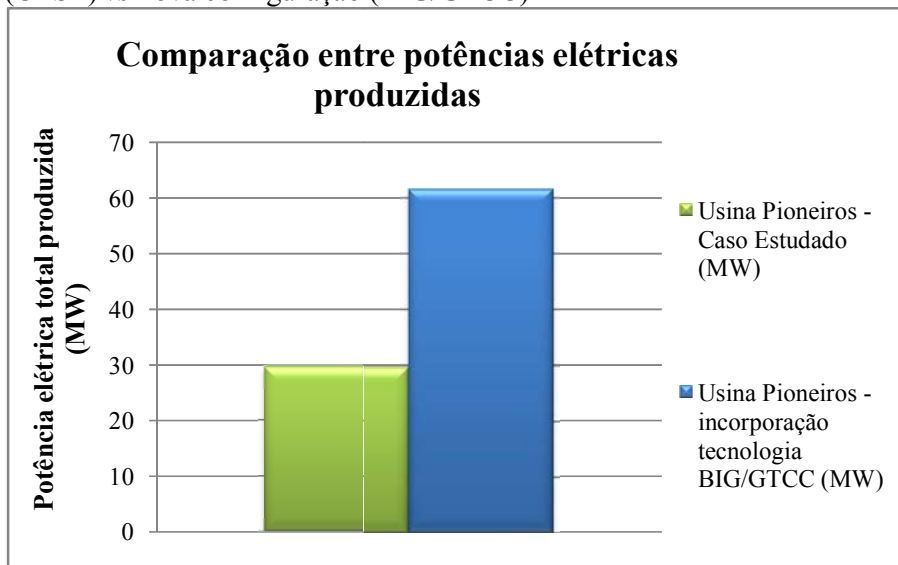
A Figura 28 demonstra as vazões de gás de síntese, ar e gás de biomassa em função da quantidade de biomassa processada no gaseificador.

Figura 28 – Vazões de gás de síntese, ar e gás de biomassa em função da quantidade de bagaço de cana de açúcar processado no gaseificador.



A Figura 29 compara as potências elétricas produzidas em dois casos distintos: a configuração estudada da Usina Pioneiros que adota a eletrificação de seus equipamentos termomecânicos (CEST) e a configuração com a incorporação da gaseificação de bagaço de cana-de-açúcar associada a ciclo combinado - Tecnologia BIG/GTCC.

Figura 29 – Comparação entre potências elétricas produzidas: configuração tradicional (CEST) vs nova configuração (BIG/GTCC)

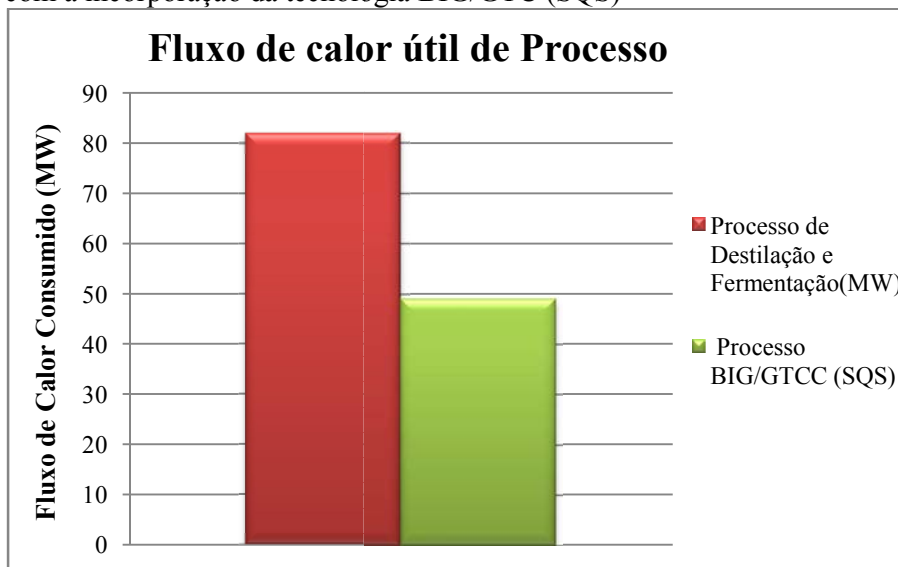


A partir da Figura 29, observa-se a maior quantidade de eletricidade produzida com a incorporação da gaseificação de biomassa em ciclo combinado, aproximadamente 2,1 vezes maior quando comparada ao caso estudado da Usina Pioneiros.

A Figura 30 ilustra a demanda de calor útil da Usina Pioneiros, que se constitui de calor útil para o processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação, tendo um requerimento de 82 MW.

O processo BIG/GTCC (SQS) constitui-se do total de calor útil extraído da turbina a vapor extração-condensação incorporada no ciclo BIG/GTCC no caso de não haver queima suplementar de combustível na caldeira de recuperação.

Figura 30 – Comparação entre os fluxos de calor de processo: demanda vs fluxo produzido com a incorporação da tecnologia BIG/GTC (SQS)



A demanda de calor útil do processo evaporação do caldo e de destilação e fermentação será parcialmente suprida pela configuração BIG/GTCC sem queima suplementar (SQS), com 59,84% de suas necessidades de calor atendidas, como demonstra a Figura 30.

Por meio da análise conjunta das Figuras 29 e 30, é possível observar que embora a usina tenha a demanda de calor útil de processo parcialmente preenchida, a incorporação da tecnologia BIG/GTCC agrega um aumento considerável da produção de eletricidade. A necessidade de calor útil se atinge a partir da queima suplementar de combustível na caldeira de recuperação. Vale salientar que esse recurso obterá mais potência elétrica da turbina a vapor, aumentando a oferta de eletricidade. No item 4.13 verificar-se-á a possibilidade de queima suplementar de combustível para atingir a demanda de calor útil do processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação da usina.

4.13 TECNOLOGIA BIG/GTCC COM QUEIMA SUPLEMENTAR (CQS)

Optou-se pela queima suplementar de combustível na caldeira de recuperação, conforme Villela et al. (2007). Considerou-se, para efeito de simplificação, uma queima completa e adiabática. O combustível selecionado para a queima suplementar é o gás natural. Calcula-se a vazão mássica de gás que deve ser queimada na caldeira de recuperação pela Equação (87).

$$\dot{Q}_{CQS} = \dot{Q}_{SQS} + \dot{E}_{CQS} \quad (87)$$

Sendo:

$$\dot{E}_{CQS} = \dot{m}_{GásN} \cdot PCI_{GásN} \quad (88)$$

$$\dot{Q}_{SQS} = \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{21} \cdot h_{21} \quad (89)$$

Onde:

\dot{Q}_{CQS} é o fluxo de calor recuperado pela caldeira de recuperação com queima suplementar;

\dot{Q}_{SQS} : é o fluxo de calor recuperado pela caldeira de recuperação sem queima suplementar;

\dot{E}_{CQS} : Fluxo de energia fornecido devido à queima suplementar;

$PCI_{GásN}$: é o PCI do gás natural, considerado como 47966 kJ/kg (TUNA, 1999);

Sabe-se que a vazão mássica de vapor \dot{m}_{12} que alimenta o turbogerador é uma limitação do equipamento, que se encontra na Tabela 2. Adotando o valor máximo permissível como o valor de \dot{m}_{12} , calcula-se a quantidade de gás natural que se queima na caldeira de recuperação por meio das Equações (87), (88) e (89).

Calcula-se a quantidade de vapor que alimenta o processo para que se atenda a demanda de calor útil pela Equação (90).

$$\dot{Q}_{PROCESSO} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (90)$$

Essas entalpias específicas foram anteriormente determinadas e encontram-se na Tabela 14. Conseqüentemente é possível calcular a vazão mássica direcionada para o condensador por meio da Equação (91).

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} \quad (91)$$

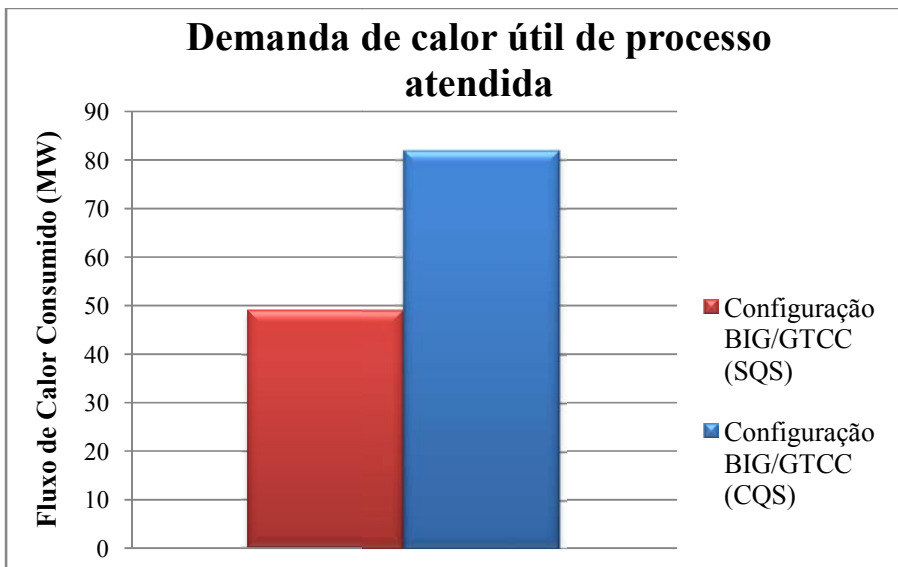
Os valores de \dot{m}_{13} e \dot{m}_{14} são limitações do equipamento e encontram-se na Tabela 2. Os resultados para o caso de queima suplementar (CQS) encontram-se na Tabela 15 e nas Figuras 31, 32 e 33.

Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas do processo com queima suplementar de gás natural (CQS)

Parâmetro	Valor
\dot{Q}_{CQS} (kW)	135667,8
$\dot{m}_{GásN}$ (kg/s)	1,36
\dot{E}_{CQS} (kW)	65318,7
\dot{m}_{12} (kg/s)	38,89
\dot{m}_{13} (kg/s)	7,68
\dot{m}_{14} (kg/s)	31,21

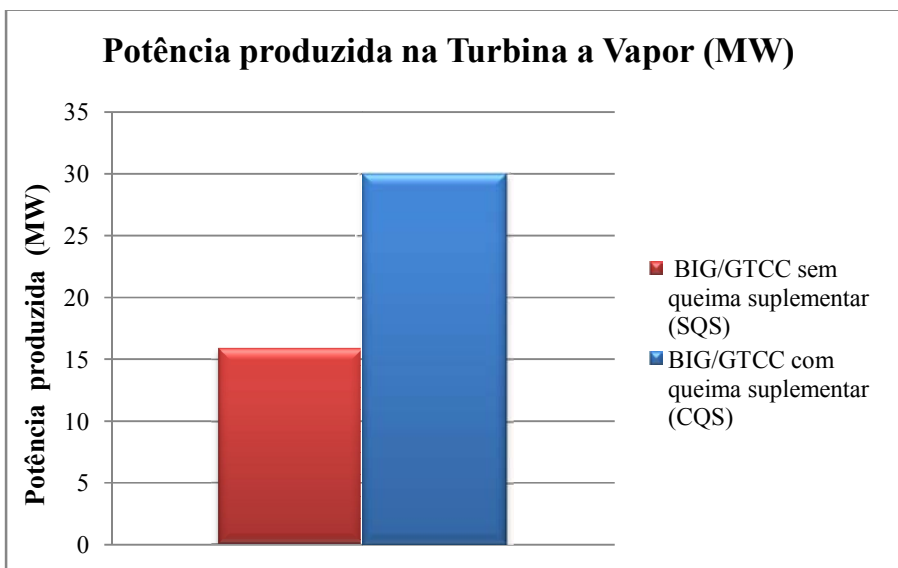
Os consumos de calor de cada um desses processos encontram-se na Figura 31.

Figura 31 - Comparação entre os fluxos de calor útil supridos ao processo com e sem queima suplementar



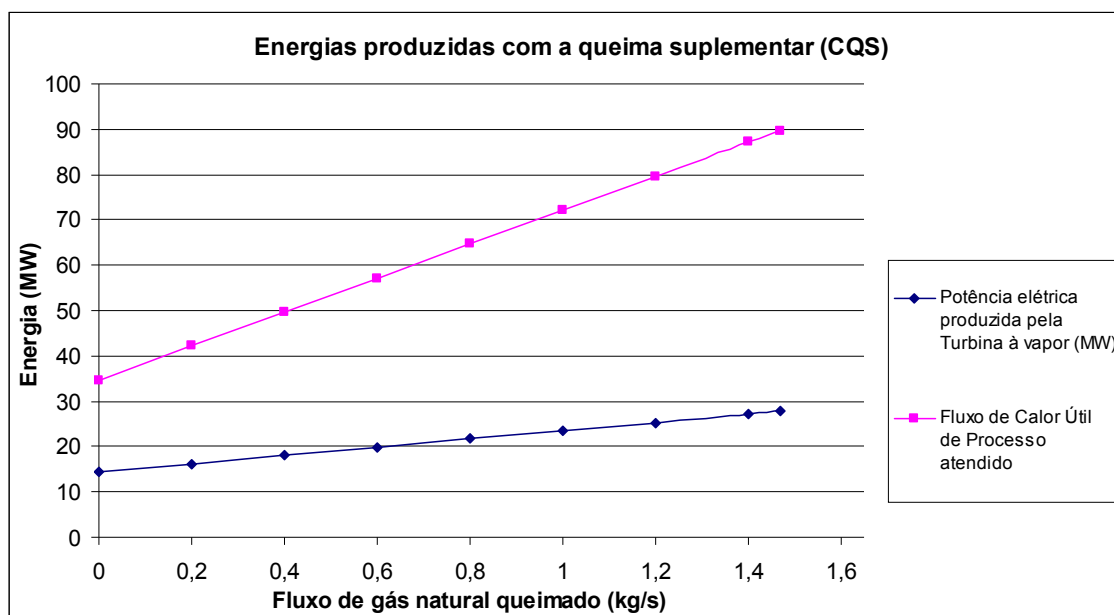
Na análise da Figura 31, observa-se que por meio da queima suplementar é possível atender integralmente a demanda de calor útil do processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação. A potência produzida pelo turbogerador nos casos SQS e CQS se encontram na Figura 32.

Figura 32 – Comparação entre as potências produzidas pela turbina a vapor com e sem queima suplementar



A Figura 33 mostra a quantidade de potência produzida pela turbina a vapor e o fluxo de calor consumido pelo processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação em função da quantidade de gás natural queimado na caldeira, para a quantidade fixa de $Q_b=81,1$ t/h de bagaço de cana de açúcar processado no gaseificador.

Figura 33 – Potência produzida pela turbina à vapor e o fluxo de calor consumido pelo processo em relação à vazão de gás natural queimada na caldeira de recuperação.



Demonstrou-se que com a queima suplementar é possível extrair mais potência da turbina a vapor e atender integralmente a demanda de calor útil do processo de destilação e fermentação. Para a configuração proposta, se atenderá a demanda de calor útil quando ocorrer uma queima suplementar de gás natural de $\dot{m}_{GásN} = 1,36 \frac{kg}{s}$ na caldeira de recuperação.

4.14 EFICIÊNCIAS DA PLANTA DE COGERAÇÃO

Obtém-se a eficiência de geração de eletricidade pela razão das potências elétricas produzidas pelas duas turbinas, subtraídas dos trabalhos das três bombas e dividida pela energia contida no gás de síntese, Equação (92).

$$\eta_{Elet} = \frac{\dot{E} p_{TG} + \dot{E} p_{TV} - \dot{W}_{Bombas}}{\dot{E}_{GásSin}} \quad (92)$$

No caso de queima suplementar (CQS), calcula-se a eficiência pela Equação (93).

$$\eta_{Elet} = \frac{\dot{E} p_{TG} + \dot{E} p_{TV} - \dot{W}_{Bombas}}{\dot{E}_{GásSin} + \dot{E}_{CQS}} \quad (93)$$

A eficiência de geração de calor será o fluxo de calor consumido pelo processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação dividido pelo fluxo de energia fornecido pelo gás de síntese de bagaço de cana de açúcar, dado pela Equação (94)

$$\eta_{Calor} = \frac{\dot{Q}_{PROCESSO}}{\dot{E}_{GásSin}} \quad (94)$$

No caso de uso da queima suplementar (CQS), desenvolve-se a Equação (95).

$$\eta_{Calor} = \frac{\dot{Q}_{PROCESSO}}{\dot{E}_{GásSin} + \dot{E}_{CQS}} \quad (95)$$

A eficiência global da planta será a razão da potência efetivamente aproveitada no processo de cogeração na forma de eletricidade e calor útil, designada pelo termo $E p_{TOTAL}$ neste trabalho, dividido pelo fluxo de energia fornecido pelo gás de síntese de bagaço de cana de açúcar $\dot{E}_{GásSin}$, previamente determinado no item 3.11. Obteve-se esse parâmetro pela Equação (96).

$$\eta_{GLOBAL} = \frac{\dot{E} p_{TOTAL}}{\dot{E}_{GásSin}} \quad (96)$$

No caso de queima suplementar de gás natural na caldeira de recuperação (CQS), calcula-se a eficiência global pela Equação (97).

$$\eta_{GLOBAL} = \frac{\dot{E}_{P_{TOTAL}}}{\dot{E}_{GásSin} + \dot{E}_{CQS}} \quad (97)$$

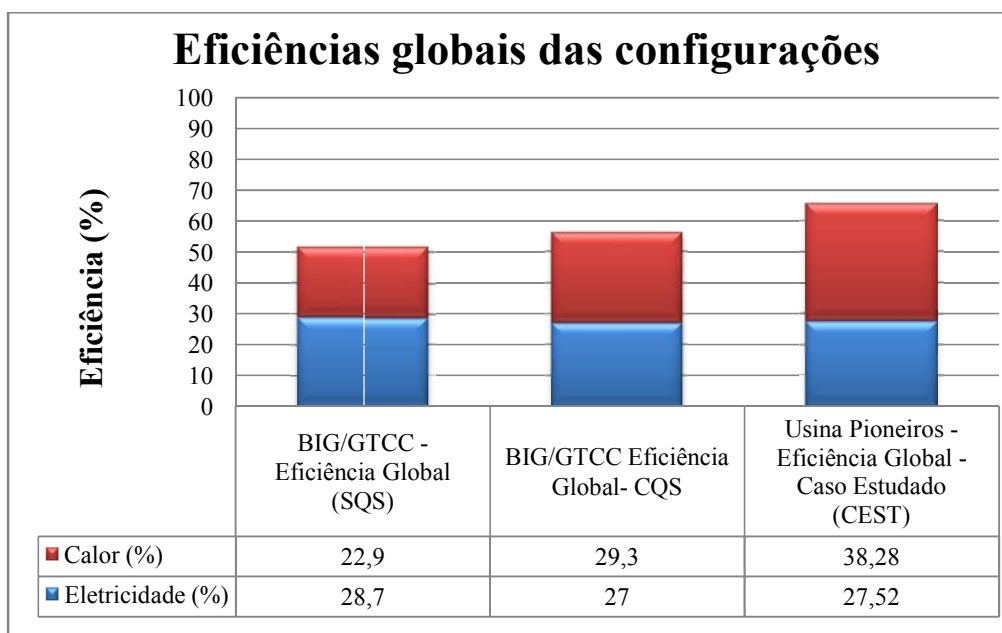
A Tabela 16 mostra os resultados da análise energética realizada.

Tabela 16 – Resultados da análise energética do sistema de cogeração proposto

Parâmetro	Valor (SQS)	Valor (CQS)
\dot{E}_{COMB} (kW)	337274,1	402592,8
$\dot{E}_{GásSin}$ (kW)	214604,0	214604
$\dot{E}_{P_{TG}}$ (kW)	45730,0	45730,0
$\dot{E}_{P_{TV}}$ (kW)	15890,0	29952,8
\dot{W}_{Bombas} (kW)	149,9	279,1
$\dot{Q}_{PROCESSO}$ (kW)	49070,0	82000,0
$\dot{E}_{P_{TOTAL}}$ (kW)	61620,0	75682,8
η_{Elet} (%)	28,7	27,0
η_{Calor} (%)	22,9	29,3
η_{GLOBAL} (%)	51,6	56,3

A Figura 34 mostra o comparativo entre as eficiências globais da tecnologia BIG/GTCC modelada e a eficiência global do caso estudado da Usina Pioneiros, conforme demonstrado no Capítulo 2.

Figura 34 - Comparativo entre as eficiências globais das configurações propostas



De acordo com a Figura 34, o caso estudado da Usina Pioneiros (configuração CEST) tem eficiência global maior que as encontradas nas configurações BIG/GTCC CQS (com queima suplementar) e SQS (sem queima suplementar). A diferença reside na proporção de energia produzida na forma de eletricidade pela tecnologia BIG/GTCC, que é maior. Observa-se que o caso estudado da usina tem a sua eficiência advinda principalmente da geração de calor para o processo de destilação e fermentação.

As eficiências e a análise energética com base na Primeira Lei da Termodinâmica demonstraram não ser a ferramenta adequada para o estudo da competitividade do sistema. A tecnologia BIG/GTCC implementa maior produção de eletricidade que, de acordo com Silveira et al. (2003), é um tipo de energia de maior valor agregado que o calor útil. Deste modo, será necessário realizar um estudo econômico dos produtos como passo prévio a uma conclusão mais elaborada.

CAPÍTULO 5 ANÁLISE ECONÔMICA

Neste capítulo, desenvolve-se um modelo econômico que se aplicará no estudo do sistema de cogeração com o intuito de obter resultados coerentes com a realidade vivenciada pela usina.

Ao assumir a energia elétrica e o calor de processo como produtos, surge uma questão fundamental: como alocar custos comuns, como custos de combustíveis e produtos de processos, relacionando-os com equipamentos de custos conhecidos como turbinas a gás, turbinas a vapor, caldeiras de recuperação e, posteriormente, relacionar tudo isso com equipamentos com custos pouco conhecidos, como o de gaseificadores de biomassa?

De acordo com Silveira (1990), não existe uma resposta única, cabendo a cada caso uma postura distinta. Silveira (1990) ainda discute dez métodos diferentes para a alocação de custos em cogeração, cuja diferença reside na prevalência de uma forma de energia sobre a outra, na distinta contabilização dos custos fixos e variáveis e na qualidade dos fluxos energéticos.

De acordo com Rubin *et al.* (2007), o custo específico para investimento em uma planta de ciclo combinado operando a gás natural ³(NGCC) nos Estados Unidos, considerando penalidades impostas devido às emissões de CO₂, encontra-se na faixa de 1020 até 1416 US\$/kW, valores corrigidos pela inflação acumulada até o ano de 2013. Existem poucas referências para a estimativa de custos de instalações operando com gaseificação de biomassa. Estudo reportado por Nexant *et al.* (2005) cita um investimento de 410,5 milhões de dólares para a construção de uma hipotética planta IGCC (*Integrated Gasifier Combined Cycle*) de grande porte (230 MW) e que pode operar com diversos tipos de biomassa, o que resulta em um custo médio de aproximadamente 1800 US\$/kW (potência elétrica instalada). Esse mesmo estudo cita uma expectativa de retorno desse investimento no prazo de cerca de 20 anos, que pode ser significativamente reduzido devido aos benefícios de créditos de carbono e incentivos fiscais concedidos pelo governo Norte-Americano (NEXANT *et al.*, 2005). Também se menciona que uma planta de pequeno porte (< 25 MW) tem grande custo de implementação (2700-3100 US\$/kW), mas plantas de gaseificação de grande porte (> 450 MW) ganham benefícios de escala e têm custos mais atraentes (1300-1650 US\$/kW).

Silveira (1990; 1994) desenvolveu uma metodologia para a alocação de custos em cogeração, adotando alguns conceitos fundamentais que se explicam neste capítulo.

³ NGCC *Natural Gas Combined Cycle* Tradução: “Ciclo combinado a gás natural”.

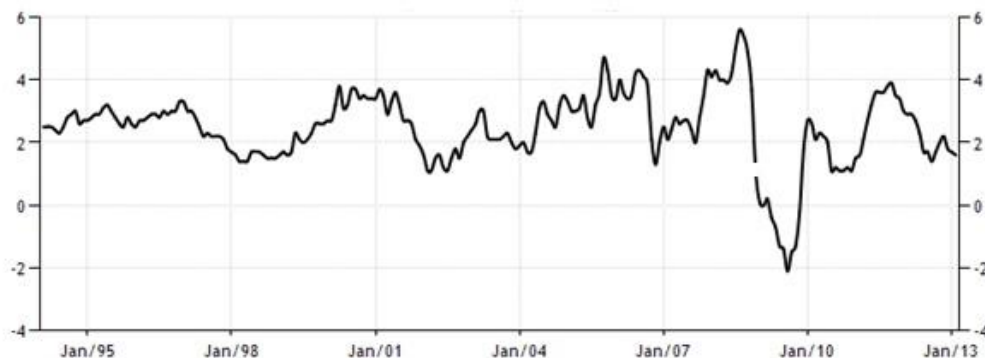
5.1 TAXAS DE INFLAÇÃO NOS PERÍODOS REPRESENTADOS

Antes de proceder à análise econômica, faz-se necessário representar as taxas de inflação no período considerado e, posteriormente, realizar a correção das equações de alocação de custos em cogeração. Isso é importante porque as metodologias e equações que calculam os custos dos equipamentos se encontram defasadas em relação aos valores atuais, referentes ao ano de referência de 2013.

A maioria das equações de alocação de custo para equipamentos comuns como turbina a gás, turbina a vapor, condensadores, trocadores de calor etc., desenvolveram-se no início da década de 90, época em que houve uma grande evolução na área de Termoeconomia, com diversos trabalhos sendo publicados por grupos de pesquisa na Europa e nos Estados Unidos. Para efeito de padronização, adotar-se-á a inflação média norte-americana pelo fato desse país ser a maior referência econômica mundial.

A Figura 35 ilustra a evolução da inflação dos Estados Unidos da América, calculada mensalmente no intervalo de 1994 a 2013 (Trading Economics, 2012).⁴

Figura 35 - Inflação Norte-Americana, calculada mensalmente no período 1994-2013



Na mesma referência (Trading Economics, 2012), existe uma ferramenta que permite calcular a inflação acumulada dos Estados Unidos da América no período considerado. De Janeiro de 1994 até Março de 2013 a inflação norte-americana acumulada foi de 55,22 %.

⁴ TRADING ECONOMICS, “United States Inflation Rate” Disponível em: <
<http://www.tradingeconomics.com/united-states/inflation-cpi>> Acesso em: 20 dez. 2012

5.2 EQUAÇÕES PARA CUSTO DOS EQUIPAMENTOS

As equações de custos dos equipamentos que compõem a planta de cogeração, excluindo o gaseificador, encontram-se na Tabela 17.

Tabela 17 - Equações de investimento nos equipamentos que compõem o sistema de cogeração

Equipamento	Custo do Equipamento (em US\$)	Coefficientes (Atualizados pela inflação)
Compressor (FRANGOPOULOS <i>et al.</i> , 1994)	$C_3 = \left(\frac{B_{31} \cdot \dot{m}_{ar}}{B_{32} - \eta_C} \right) \cdot \left(\frac{P_{Saida}}{P_{Entrada}} \right) \cdot \ln \left(\frac{P_{Saida}}{P_{Entrada}} \right)$	$B_{31} = 61,3$ $B_{32} = 0,9$
Pré-aquecedor de ar (FRANGOPOULOS <i>et al.</i> , 1994)	$C_4 = B_{41} \cdot \left(\frac{\dot{m}_G \cdot (h_{Entrada} - h_{Saida})}{U \cdot DMLT} \right)^{0,6}$	$B_{41} = 3544,5$
Câmara de Combustão (FRANGOPOULOS <i>et al.</i> , 1994)	$C_2 = \left(\frac{B_{21} \cdot [1 + \exp(B_{23} \cdot T_8 - B_{24})]}{(B_{22} - r_B) \cdot ((1 + f) \cdot \varepsilon_8^T - \varepsilon_7^T)} \right)$	$B_{21} = 39,7$ $B_{22} = 0,995$ $B_{23} = 0,018$ $B_{24} = 26,4$
Turbina a Gás (FRANGOPOULOS <i>et al.</i> , 1994)	$C_5 = \left(\frac{B_{51} \cdot \dot{m}_G}{B_{52} - \eta_{TG}} \right) \cdot (\ln rc) \cdot [1 + \exp(B_{53} \cdot T_{Entrada} - B_{54})]$	$B_{51} = 413,4$ $B_{52} = 0,92$ $B_{53} = 0,036$ $B_{54} = 54,4$
Caldeira de recuperação (FRANGOPOULOS <i>et al.</i> , 1994)	$C_6 = B_{61} \cdot \left[\left(\frac{\dot{Q}_S}{\Delta T_{ec}} \right)^{0,8} + \left(\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\Delta T_{ev}} \right)^{0,8} \right] + B_{62} \cdot \dot{m}_V + B_{63} \cdot \dot{m}_G^{1,2}$	$B_{61} = 5666$ $B_{62} = 18347$ $B_{63} = 1021,35$
Turbina a vapor (BOEHM, 1987)	$C_{12} = B_{12} \cdot \dot{E} p_{TV}^{0,70}$	$B_{12} = 2000$
Bombas (TUNA e SILVEIRA, 2003)	$C_{Bombas} = B_{81} \cdot \dot{W}_{Bombas}^{0,71}$	$B_9 = 4436$
Condensador (TUNA e SILVEIRA, 2003)	$C_{14} = B_{14} \cdot \dot{m}_V$	$B_{14} = 2222$

Adaptou-se a maioria das equações de custo contidas neste trabalho do problema CGAM (FRANGOPOULOS et al., 1994). Atualizou-se essas equações para os valores atuais, considerando a inflação média norte-americana calculada no item 5.1. Essas equações são teóricas, dependem das variáveis termodinâmicas de processo e valem para uma faixa de potência geral.

Adaptou-se as equações para alocação de custos do condensador e das bombas de Tuna (TUNA e SILVEIRA, 2003). Assim, a taxa de inflação acumulada para esse período (de 2003 a 2013) é de 25,32 %.

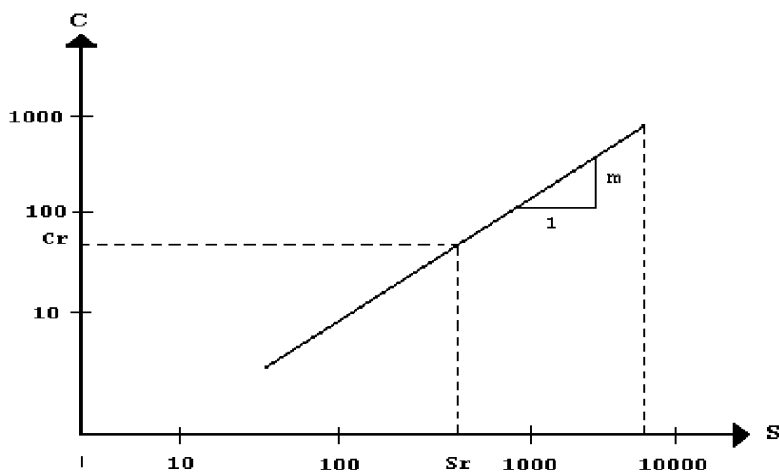
Adaptou-se equação para alocação de custos da turbina a vapor na faixa de potência considerada (30-40MW) de Boehm (1987), sendo que a taxa de inflação acumulada nesse período é de 104,4 %.

O gaseificador é um equipamento de estudo econômico mais complexo e para a sua alocação de custos dedicar-se-á um tópico a parte.

5.3 CUSTO DO GASEIFICADOR

Praticamente não existem referências na literatura para alocação de custos de gaseificadores de biomassa de leito fluidizado. Optou-se pela técnica de Boehm (1987) para obter o custo do equipamento. A Figura 36 ilustra a técnica.

Figura 36 - Exemplo de aplicação da metodologia adotada por Boehm.



Para aplicar tal técnica, se requer as seguintes etapas:

- Caracterização do equipamento;
- Identificação de Z_t , S_r e m ;
- Incidência da grandeza de interesse sobre S mínimo e S máximo;
- Correção do fator “ m ” por opções típicas de equipamentos.

Com o conhecimento do investimento “ C_r ” para uma planta de capacidade “ S_r ”, calcula-se o investimento “ C_i ” necessário para outra planta semelhante, mas de capacidade distinta “ S ”, desde que se tenha o valor do fator de incidência “ m ”. Essa regra é válida também para equipamentos e máquinas em particular e, nesse caso, é preciso conhecer o preço do outro equipamento ou máquina semelhante. A necessária semelhança implica identidade na forma e no material de construção.

$$C_i = C_r \cdot \left(\frac{S}{S_r} \right)^m \quad (98)$$

Sendo:

C : Custo de equipamento para uma grandeza de interesse S ;

m : Fator de incidência que indica a escala de economia ($0,5 - 1$);

C_r : Custo do equipamento para uma grandeza de referência S_r ;

Os fatores de incidência encontrados na literatura para gaseificadores de leito fluidizado variam muito, de 0,917 (CAPUTO et al., 2005) até 0,485 (PALMER, 1982). Tsatsaronis et al. (1986) estimam um fator de incidência de $m=0,67$ e um custo total de US\$ 2.250.000 para um gaseificador de leito fluidizado aplicado em uma planta de ciclo combinado, operando com cerca de 50 t/h de biomassa. Procedeu-se com esses dados, lembrando que se atualizou os mesmos para os valores atuais de acordo com a metodologia apresentada no item 5.1.

$$C_r = 2.819,700US\$$$

$$m = 0,67$$

$$S_r = 50(\text{ton} / \text{h})$$

$$C_{GAS} = 2819700 \cdot \left(\frac{S}{50} \right)^{0,67} \quad (99)$$

Rearranjando os termos da Equação (100).

$$C_{GAS} = 205069 \cdot Q_b^{0,67} \quad (100)$$

Sendo: Q_b a quantidade de biomassa processada (t/h). Esse valor pode ser convertido para \dot{m}_{Bio} (kg/s), resultando em:

$$C_{GAS} = 481912 \cdot \dot{m}_{Bio}^{0,67} \quad (101)$$

5.4 MÉTODOS DE ANÁLISE ECONÔMICA

Dentre as diversas metodologias de engenharia econômica, optou-se neste trabalho pela abordagem a partir da análise econômica marginal. De acordo com Tuna (1999), os métodos de análise econômica fundamentam-se nos custos e benefícios dos investimentos. Detectá-los e equacioná-los é a principal tarefa, manipulando as equações da engenharia econômica, resultando na escolha da melhor opção.

A opção pela técnica de análise econômica marginal ocorre devido ao fato de que essa, segundo Silveira (1990), é a melhor e mais precisa abordagem quando se busca equacionar custos e encontrar um modelo ótimo de operação.

5.5 PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS DA ENGENHARIA ECONÔMICA

Ao avaliar os custos de uma instalação é necessário considerar os seguintes aspectos:

- Custo dos equipamentos, tendo em conta suas taxas de amortização e de manutenção;
- Custos dos combustíveis consumidos;

Utiliza-se a Equação (102) para se obter o capital de investimento (US\$/s).

$$Z_n = \tau \cdot Cn \quad (102)$$

Sendo Cn o custo de aquisição de cada equipamento e $\tau[s^{-1}]$ a fração que reparte o tempo de amortização e manutenção. Calcula-se essa fração pela Equação (103).

$$\tau = \frac{fcr \cdot \varphi}{3600 \cdot N} \quad (103)$$

Onde:

fcr é o fator anual de amortização (ano^{-1});

N é o número de horas/ano de operação da planta;

φ é um fator adimensional relacionado aos custos de manutenção e de operação, determinado no item 5.7;

Calcula-se o valor de fcr por meio da Equação (104) (SILVEIRA, 1994).

$$fcr = q^k \cdot (q - 1) / (q^k - 1) \quad (104)$$

Sendo q a expressão para a taxa de juros calculada pela Equação (105).

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (105)$$

Onde:

r é a taxa anual de interesse;

k : período de amortização (anos);

5.6 INSUMOS ENERGÉTICOS

5.6.1 Bagaço de cana-de-açúcar

Considerou-se duas hipóteses: custo do bagaço de cana de açúcar como nulo e custo do bagaço de acordo com Jaguaribe et al. (2002). A hipótese de custo de bagaço nulo existe pelo fato de que esse muitas vezes é um rejeito industrial, conforme afirmam Castro et al. (2008). É importante ressaltar que para o setor sucroalcooleiro a hipótese de custo do bagaço de cana de açúcar nulo é coerente, pois como mencionado no Capítulo 2, a Usina Pioneiros teve uma grande estimativa de safra de cana-de-açúcar e desperdiçou-se parte do bagaço processado.

5.6.2 Gás Natural

De acordo com Comgás (2014), a tarifa média de consumo de gás natural dos consumidores coogeradores do Estado de São Paulo é de 0,0359 R\$/MJ.

5.6.3 Eletricidade comprada da rede

A tarifa de energia elétrica para consumidores de alta tensão – indústrias e grandes consumidores de energia – se divide em duas partes: consumo e demanda. A tarifa de consumo (tal como para os consumidores da baixa tensão) se faz em unidades de energia (R\$/MWh) e visa remunerar a energia de fato utilizada, enquanto que a tarifa de demanda se faz em unidade de potência (R\$/kW) e visa remunerar o serviço de disponibilização da energia elétrica no sistema.

De acordo com Aneel (2014), a tarifa de demanda média dos consumidores industriais do Estado de São Paulo é de 22 R\$/kW. Já a tarifa de consumo média de consumidores industriais no Estado de São Paulo é de 314,6 R\$/MWh.

5.7 ESTIMATIVAS DE CUSTOS DE MANUTENÇÃO

Para o custo de manutenção do sistema de turbina a gás, Silveira (1998) adota o valor de 0,015 US\$/kWh, sendo que assume-se o custo de manutenção da caldeira de recuperação como 0,008 US\$/kWh.

Neste trabalho, com o intuito de simplificação e pelo fato de que esses valores mencionados estão desatualizados, utilizou-se uma taxa anual de custo de operação e manutenção de $\varphi = 10\%$ do custo global do processo, um valor usual na análise econômica de centrais térmicas de cogeração e adotado por Silveira (1990).

5.8 CUSTO DOS INSUMOS ENERGÉTICOS

Os custos dos insumos energéticos que se utilizam no processo de cogeração encontram-se na Tabela 18.

Tabela 18 - Custos do insumos energéticos utilizados na planta de cogeração.

Insumo	Custo
⁵ Bagaço de Cana (US\$/kJ)	$C_{BAG} = 10 \cdot 10^{-7}$
⁶ Eletricidade Comprada da rede externa (US\$/kJ)	$C_{el} = 38 \cdot 10^{-6}$
Custo do Gás Natural (US\$/kJ)	$C_{GásN} = 15,6 \cdot 10^{-6}$
⁷ Custo da água de arrefecimento do condensador (US\$/kJ)	$C_{aguaresf} = 5 \cdot 10^{-7}$
Custo de Manutenção e operação	10% do custo da planta

⁵ Valor do custo do bagaço de 0,012 US\$/kg (Jaguaribe et al., 2002). Valor aproximado em kJ, calculado a partir do PCI_{BIO(b.u)} determinado no capítulo 3, e atualizado pela inflação no período.

⁶ Valor de custo de eletricidade considerando as tarifas médias de consumo e de demanda encontradas no item 4.6.3. Adotou-se câmbio de 2,3R\$:1US\$. Adotou-se a tarifa de demanda para a disponibilidade de potência de 1MW.

⁷ Valor de custo de água de arrefecimento obtido em Silveira (1990) atualizado pela inflação do período.

5.9 ESTIMATIVA PARA O CAPITAL DE INVESTIMENTO

Definiu-se a metodologia para estimar o capital de investimento da planta de cogeração nos itens 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5. De acordo com Silveira et al. (2003), para estudos de sistemas energéticos, é usual utilizar taxas que variam de 4 %, 8 %, 12 % e 16 %, com o período de amortização do investimento variando de 4 até 12 anos.

CAPÍTULO 6 ANÁLISE TERMOECONÔMICA DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Neste capítulo, define-se o conceito de exergia, uma avaliação baseada na Segunda Lei da Termodinâmica que fornece uma representação da energia útil de um sistema. A partir dessa abordagem, é possível realizar o estudo termoeconômico do sistema proposto neste trabalho.

6.1 EXERGIA

Introduziu-se o termo exergia pela primeira vez na Alemanha (TUNA, 1999) como uma nova denominação para o termo “potencial de trabalho”. Aceitou-se esse termo em todos os países, menos nos Estados Unidos, onde se adotava o termo disponibilidade.

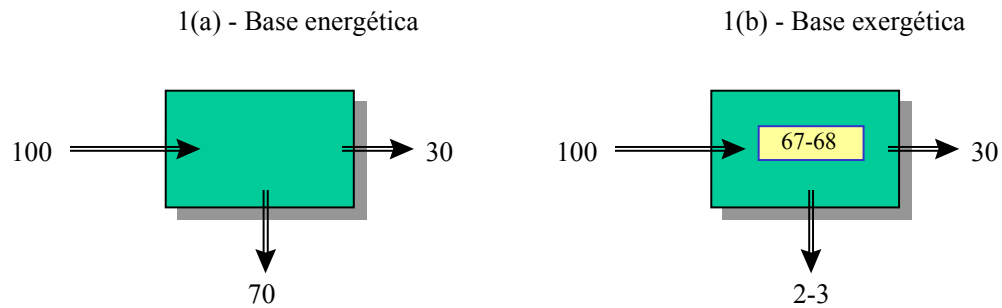
Segundo Kotas (1985), a exergia de um fluxo atravessando um volume de controle define-se como o potencial de realização de trabalho da exergia em relação às condições de referência, ou seja, o máximo de trabalho reversível possível de se realizar por esse fluxo em condições ideais. De acordo com Tsatsaronis (1993), a exergia define-se como o máximo de trabalho útil que se obtêm por um portador de energia. Já de acordo com Wylen et al. (1999), a exergia se trata da parcela nobre da energia, que é totalmente convertida em trabalho reversível.

Segundo Tsatsaronis (1993), a avaliação exergética permite complementar a análise energética da seguinte forma:

- a) Em uma melhor medida para avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total fornecida sob a forma de insumo energético;
- b) Em uma medida da qualidade (ou do desperdício) da energia do ponto de vista termodinâmico;
- c) Em uma variável para definir a eficiência racional que é a relação entre a exergia do efeito desejado e a exergia necessária ao processo, para o sistema energético.

A Figura 37 demonstra a diferença entre base energética e exergética.

Figura 37 – Comparação entre a base energética e exergética



FONTE: (TUNA, 1999)

A partir da Figura 37, observa-se que a base exergética é mais representativa na medida da energia útil de um sistema, por somente incorporar a parcela que se converterá em trabalho reversível. A base energética também incorpora a parcela de energia que se converterá em trabalho irreversível.

6.2 COMPONENTES DA EXERGIA

A exergia total se divide em quatro componentes: exergia física e_{PH} , exergia química e_{CH} , exergia potencial e_{PT} e exergia cinética e_{KN} (TUNA, 1999). Tendo em vista o escopo deste trabalho, desconsiderou-se as exergias cinética e potencial, pois representam uma parcela desprezível da exergia que se calculou nos processos. A Equação (106) representa a formação da exergia a partir de seus componentes.

$$ex = ex_{PH} + ex_{KN} + ex_{PT} + ex_Q \quad (106)$$

6.3 EXERGIA FÍSICA

A exergia física, de acordo com Kotas (1985), é igual à máxima quantidade de trabalho que se obtém quando se traz um fluxo de uma substância de seu estado inicial para o estado de referência (condições ambiente).

Se obtém o cálculo da exergia física pela Equação (107) (KOTAS, 1985).

$$ex_{PH} = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (107)$$

Sendo:

h_i Entalpia específica do sistema para o dado estado [kJ/kg];

s Entropia específica do sistema para o dado estado [kJ/kg.K];

h_0 Entalpia específica para o estado morto restrito [kJ/kg];

s_0 Entropia específica para o estado morto restrito [kJ/kg.K].

6.4 EXERGIA QUÍMICA

Segundo Szargut et al. (1988), a exergia química é igual à quantidade máxima de trabalho que se produz quando se traz uma substância da condição ambiente para o estado morto, por meio de processos envolvendo transferência de calor e trocas de substâncias, tendo o ambiente como referência.

6.4.1 Exergia Química do bagaço

A exergia química leva em conta a composição do combustível, assim como a composição do ar ambiente. Para o cálculo da exergia química específica do bagaço de cana de açúcar, adotar-se-ão as características propostas por Jenkins (1989), nas Tabelas 4 e 5 do Capítulo 3.

Szargut et al. (1988) apresentam uma equação que relaciona o poder calorífico inferior do combustível e a exergia química, levando-se em conta as frações em massa de oxigênio e carbono, o conteúdo de cinzas, a umidade e a composição molar do combustível. Representam-se pelas Equações (108) e (109).

$$ex_{Q \text{ bag.}} = \beta \cdot (PCI_{BIO(b.u)} + h_{\text{água}} \cdot B_{\text{água}}) + ex_{\text{água}} \cdot B_{\text{água}} \quad (108)$$

Com:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_c} \right) - 0,2499 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_c} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_c} \right) \right] - 0,0450 \left(\frac{Z_{N_2}}{Z_c} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_c} \right)} \quad (109)$$

Sendo:

- β função das frações de massa dos componentes químicos entalpia de vaporização da água do bagaço de cana de açúcar (%);
- Z_x/Z_y fração em massa dos diferentes elementos químicos [%];
- $B_{\text{água}}$ fração em massa de água no bagaço úmido [%];
- $h_{\text{água}}$ 2.442 [kJ/kg]; (INCROPERA; DE WITT, 1999);
- $ex_{\text{água}}$ exergia química da água líquida: [50 kJ/kg] (FIOMARI, 2004).

A Tabela 19 fornece o resultado para a exergia química do bagaço de cana de açúcar *in natura* e com 20 % de umidade, de acordo com a metodologia proposta por Szargut et al. (1988).

Tabela 19 - Exergia Química do bagaço de cana de açúcar

Elemento	PCI (kJ/kg)	Exergia (kJ/kg)
Bagaço <i>in natura</i> (50 %)	7320	9652,4
Bagaço (20 % de umidade)	14970	17452,8

6.4.2 Exergia Química dos produtos de combustão

De acordo com a equação global de combustão (Equação (63)), estimam-se os produtos de combustão para o gás de síntese. A Tabela 20 relaciona as exergias de todos os componentes resultantes do processo de combustão e a exergia química do gás resultante.

Tabela 20 - Exergia Química dos elementos resultantes da combustão

Comp	n^o de mols	Fração Molar	Exergia Química do elemento (em gás) (kJ/mol)
CO ₂	0,5672	0,1223	19,48
H ₂ O	0,80419	0,1734	9,5
N ₂	2,5869	0,558	0,72
CO	0,4326	0,0933	274,71
H ₂	0,2458	0,0530	236,09
eX _{gas}	4,637	1,00	42,57

FONTE: (SZARGUT et al., 1988)

6.5 O MÉTODO DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA

Dentre as diversas metodologias de termoeconomia existentes, optou-se neste trabalho pelo método da análise funcional termoeconômica, desenvolvido por Frangopoulos (1983). A escolha desse método tem como motivo maior a profundidade da análise, como se explicará a seguir.

Em 1983, Christos Frangopoulos, aluno de doutorado de Robert B. Evans, um dos criadores da termoeconomia, aprimorou o trabalho de seu orientador e criou um modelo de otimização de sistemas térmicos complexos pela determinação matemática da função do sistema e de cada unidade individualmente (FRANGOPOULOS, 1983). Tal método combina a Segunda Lei da Termodinâmica, a partir do conceito de exergia, com uma abordagem econômica sobre o sistema térmico. Essa técnica se destaca pela profundidade da análise, pois, ao estabelecer a economia interna do sistema e as suas etapas, obtém-se um panorama completo da formação dos custos e perdas. Frangopoulos desenvolveu o chamado diagrama funcional termoeconômico atribuindo o conceito de funções exergéticas em base incremental,

que facilita a transposição e a visualização de fluxos exergeticos do sistema e a sua posterior modelagem matemática.

O método consiste em subdividir cada unidade como se tivesse um sistema termoeconômico próprio, que fica explicitado por cada multiplicador, e, posteriormente, interpretar a soma dessas sub-unidades com a função objetivo de otimização. Os multiplicadores, entre cada unidade, se interpretam como a definição de custo ou índice marginal (FRANGOPOULOS, 2003), o que acarreta uma interpretação do comportamento de cada unidade e o seu peso na função objetivo em termos de cada função exergetica em base incremental.

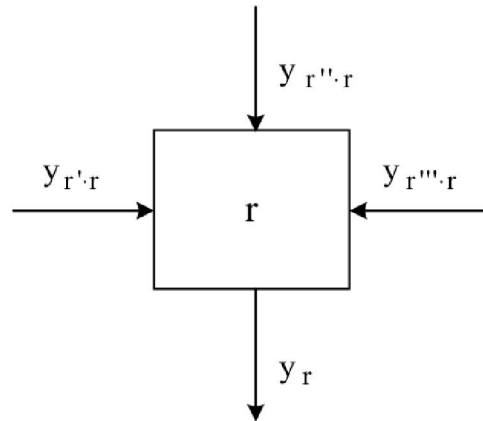
Mensura-se cada fluxo tendo por base a Primeira Lei da Termodinâmica (energia), ou a Segunda Lei da Termodinâmica (exergia). Frangopoulos (2003) afirma que a quantificação da base não afeta a obtenção de um ponto ótimo. Utilizou-se ambas as bases com sucesso na otimização de sistemas energéticos, como demonstra o trabalho de Evans e El-Sayed (1970). Porém, Evans, Aplenc e El-Sayed (1970) afirmam que a base exergetica é mais interessante, porque dá maior dimensão da magnitude do problema. Partindo de uma base exergetica, tem-se uma melhor visualização da representação da produção e distribuição de energia mecânica e térmica, além do que fica mais claro observar os pontos de geração de irreversibilidades.

Frangopoulos (1994), ao otimizar o problema CGAM, optou por três técnicas de otimização. A primeira, pelo uso direto de um algoritmo, que encontra o ponto de ótimo das variáveis de decisão por meio da técnica de redução generalizada do gradiente. Essa técnica é de implementação mais simples e rápida, porém oferece a desvantagem de não dar nenhuma informação a respeito da economia interna do sistema. Outro método implementado por Frangopoulos (1994) foi o modular, que consiste em dividir o segmento em módulos e iterações. Esse método é mais trabalhoso, e, novamente, não oferece nenhuma informação a respeito da economia interna. Frangopoulos (1994) propôs a decomposição do problema CGAM em sub-unidades da implementação do diagrama funcional termoeconômico e o uso dos multiplicadores de Lagrange para a sua resolução. Esse método, apesar de ser mais trabalhoso, oferece a vantagem de se conhecer as etapas formadoras de custo de um sistema térmico, onde se tem uma análise mais rigorosa.

6.6 DIAGRAMA FUNCIONAL TERMOECONÔMICO E FUNÇÕES EXERGÉTICAS EM BASE INCREMENTAL

O diagrama funcional de cada sistema de cogeração compõe-se de figuras geométricas, representando as unidades, e de uma rede de linhas representando as funções unitárias de distribuição em termos exergéticos conforme Figura 38. Essas unidades correspondem aos componentes reais da planta. Há, também, unidades não reais, chamadas de junções e ramificações, que têm por objetivo juntar ou dividir os fluxos exergéticos de acordo com a distribuição das funções incrementais do sistema.

Figura 38 – Figura geométrica representativa de um diagrama funcional



Sendo:

Y – funções exergéticas;

r – unidade do sistema ($r=1,2,3,\dots$);

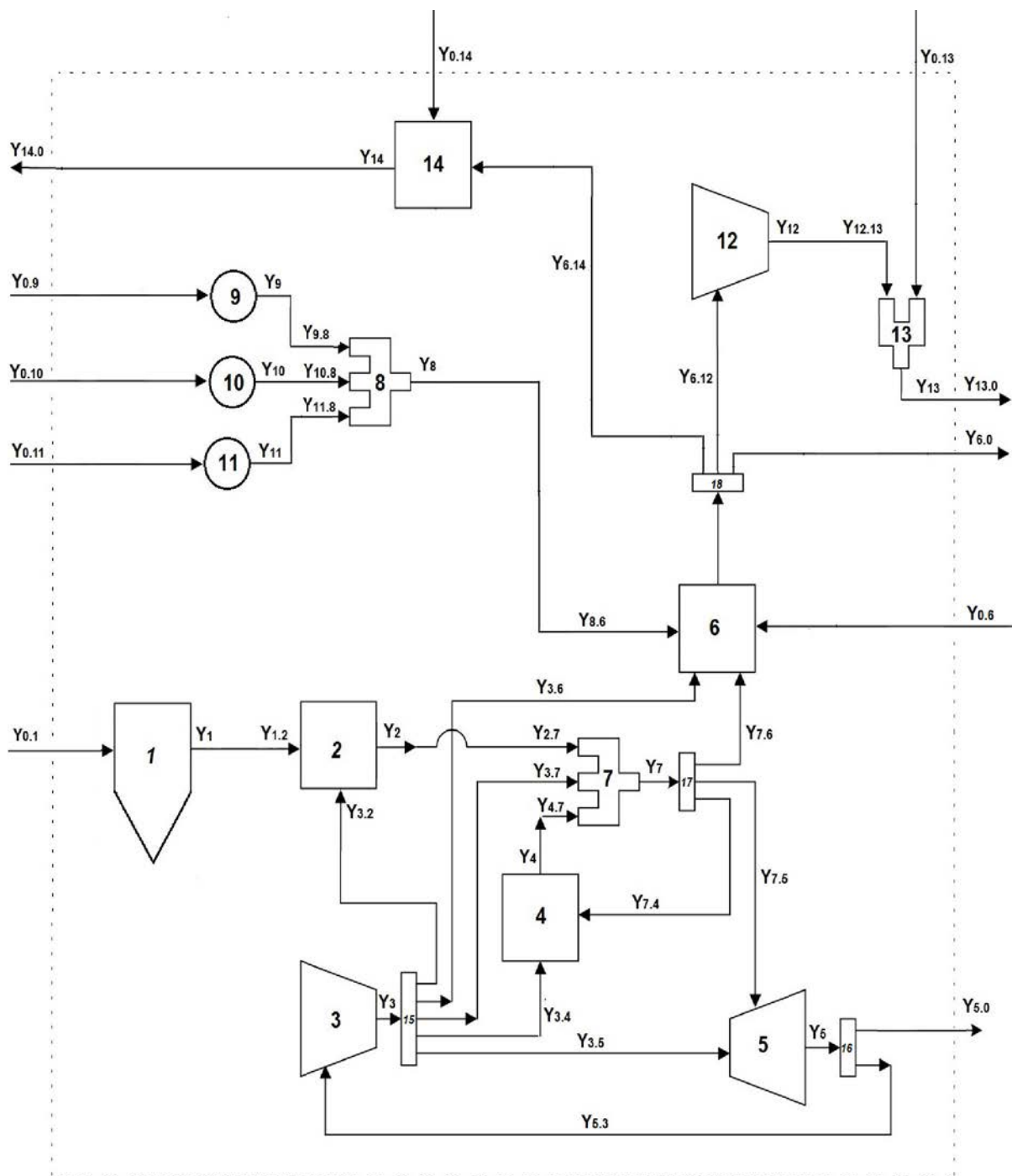
$Y_{r',r}$, $Y_{r'',r}$, ... – funções advindas de outras unidades do sistema ou funções externas, o ambiente é definido como $r=0$

Y_r – Produto da r unidade

No diagrama funcional da Figura 39, que tem como base a configuração da Figura 26, é possível encontrar quase todos os equipamentos que compõem a configuração do ciclo combinado com incorporação de gaseificador de biomassa. Não consideraram-se alguns equipamentos, como o secador, a chaminé, o ciclone, o desaerador, o compressor

intermediário entre o gaseificador e a câmara de combustão e o filtro, pois, como explicado no Capítulo 4, esses não influenciarão de forma significativa o desempenho termodinâmico

Figura 39 - Diagrama funcional termoeconômico do ciclo combinado operando com a integração de um gaseificador de leito fluidizado, tecnologia BIG/GTCC



No procedimento a seguir, descrever-se-ão todas as funções exergéticas em base incremental do diagrama funcional referente ao sistema de cogeração proposto, ilustrado pela Figura 39. É importante salientar que esse modelo exergético tem como base o modelo energético elaborado nos Capítulos 3 e 4. As equações para o cálculo das exergias de cada ponto encontram-se no Anexo A. As unidades 1 à 14 correspondem as descrições que seguem.

Unidade 1: Gaseificador de Leito Fluidizado Circulante

O gaseificador produz gás de síntese. Realizou-se sua análise energética no Capítulo 3. Pela Equação 12 do item 3.3, obteve-se o PCI (poder calorífico inferior) da biomassa em base úmida. A exergia de entrada no gaseificador é o próprio poder calorífico inferior da biomassa, em base úmida. Calcula-se o fluxo exergético em base incremental pela Equação (110).

$$Y_{0,1} = PCI_{BIO(b,u)} \cdot \dot{m}_{Bio} \quad (110)$$

A exergia de saída no gaseificador é o poder calorífico inferior do gás de síntese, em base úmida. Calcula-se o fluxo exergético em base incremental pela Equação (111).

$$Y_1 = PCI_{g(b,u)} \cdot \dot{V}_{GásSin} \quad (111)$$

Unidade 2: Câmara de Combustão

A câmara de combustão queimará gás de síntese, aumentando a exergia da mistura ar+gás de síntese. Obtém-se seu fluxo exergético em base incremental pela Equação (112).

$$Y_2 = Y_{2,7} = \dot{m}_G \cdot \varepsilon_8^T - \dot{m}_{ar} \cdot \varepsilon_7^T \quad (112)$$

Calcula-se o fluxo incremental advindo do aumento de pressão realizado no compressor pela Equação (113).

$$Y_{3,2} = \dot{m}_a \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_7}{P_8} \quad (113)$$

Unidade 3: Compressor

A função do compressor é aumentar a exergia do ar, dada pela Equação (114).

$$Y_1 = \dot{m}_a \cdot (\varepsilon_6 - \varepsilon_5) \quad (114)$$

Para operar, o compressor utiliza a potência mecânica de eixo proveniente da turbina (unidade 5), calculada pela Equação (115).

$$Y_{4,1} = W_C = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot (T_6 - T_5) \quad (115)$$

A exergia mecânica devido à diferença de pressão para o ambiente distribui-se e consome-se por todas as outras unidades. A exergia térmica (devido ao aumento de temperatura no compressor) combina-se com a exergia térmica proveniente do pré-aquecedor de ar e da câmara de combustão na junção (unidade 7, que é fictícia e não corresponde a um componente real da planta). As funções exergeticas em base incremental se encontram nas Equações (116) à (120) (FRANGOPOULOS, 2003).

$$Y_{3,4} = \dot{m}_{ar} \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \left(\ln \frac{P_6}{P_7} + \ln \frac{P_9}{P_{10}} \right) \quad (116)$$

$$Y_{3,2} = \dot{m}_{ar} \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_7}{P_8} \quad (117)$$

$$Y_{3,5} = \dot{m}_{ar} \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_8}{P_9} \quad (118)$$

$$Y_{3,6} = \dot{m}_{ar} \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_{10}}{P_{11}} \quad (119)$$

$$Y_{3,7} = \dot{m}_{ar} \cdot (\varepsilon_6^T - \varepsilon_5^T) \quad (120)$$

Unidade 4: Pré-aquecedor de ar

O pré-aquecedor de ar aumenta a exergia térmica do ar, Equação (121).

$$Y_4 = \dot{m}_{ar} \cdot (\varepsilon_7^T - \varepsilon_6^T) \quad (121)$$

Usando a exergia térmica dos gases de exaustão da turbina a gás, Equação (122).

$$Y_{7,4} = \dot{m}_G \cdot (\varepsilon_9^T - \varepsilon_{10}^T) \quad (122)$$

O produto do pré-aquecedor de ar é dado pela junção, Equação (123).

$$Y_{4,7} = \dot{m}_G \cdot (\varepsilon_7^T - \varepsilon_6^T) \quad (123)$$

Unidade 5: Turbina à Gás

A turbina a gás produz potência de eixo, dada pela Equação (124).

$$Y_5 = \dot{W}_{TG} = \dot{m}_G \cdot c_{pG} \cdot (T_8 - T_9) \quad (124)$$

Utilizando a exergia mecânica advinda do compressor (unidade 3) e a exergia mecânica advinda da junção (unidade 7), obtém-se a relação representada Equação (125).

$$Y_{7,5} = \dot{m}_G \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_9^T) \quad (125)$$

A potência de eixo Y_5 se divide em duas funções exergeticas em base incremental na ramificação 16. A função incremental $Y_{5,3}$ é a potência que alimenta o compressor. O restante é a potência elétrica gerada pela turbina a gás, que é um produto do sistema, sendo dada pela Equação (126).

$$Y_{5,0} = \dot{E}p_{TG} \quad (126)$$

Unidade 6: Caldeira de Recuperação

A caldeira de recuperação aumenta a exergia da água, transformando-a em vapor. A Equação (127) representa esse aumento.

$$Y_6 = \dot{m}_V \cdot (\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}) \quad (127)$$

Representa-se a exergia recebida da junção 7 utilizada para esse aumento pela Equação (128).

$$Y_{7,6} = \dot{m}_G \cdot (\varepsilon_{10}^T - \varepsilon_{11}^T) \quad (128)$$

Nessa unidade, há a possibilidade de haver queima suplementar de gás natural incrementando a exergia. A Equação (129) representa esse conceito, de modo análogo ao explicado no item 4.13.

$$Y_{0,6} = \dot{m}_{GásN} \cdot H_{GásN} \cdot PCI_{GásN} \quad (129)$$

A função incremental $Y_{6,0}$ alimenta a demanda de calor do processo de evaporação do caldo e de fermentação e destilação, sendo um produto fixo, representado pela Equação (130).

$$Y_{6,0} = \dot{Q}_{PROCESSO} \quad (130)$$

A caldeira de recuperação também recebe exergia advinda das bombas, que se determina na análise da unidade 8 (junção).

A função da caldeira alimenta a ramificação 17, sendo depois distribuída para as demais unidades que compõem o sistema.

Unidade 7: Junção

A função da unidade 7 (fictícia), dada pela Equação (131), é de aumentar a exergia térmica do fluido de trabalho (água no estado 21) para o estado de máxima temperatura do ciclo (estado 12). Somente se utiliza parte desse incremento, notadamente $(\varepsilon_8^T - \varepsilon_{11}^T)$, enquanto que o resto rejeita-se para o ambiente e destrói-se.

$$Y_7 = Y_{2,7} + Y_{3,7} + Y_{4,7} = \dot{m}_G \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_{11}^T) \quad (131)$$

Unidade 18: Ramificação

O fluxo de exergia advindo da caldeira é posteriormente dividido em três fluxos, que alimentarão a turbina a vapor, o condensador e o processo de calor útil. Encontra-se na Equação (132).

$$Y_6 = Y_{6,12} + Y_{6,14} + Y_{6,0} \quad (132)$$

Unidade 8: Junção

A função da unidade 8 (fictícia), dada pela Equação (133), é somar os fluxos exergéticos em base incremental provenientes das bombas, unindo-os em um único fluxo incremental que alimenta a caldeira de recuperação. Esses fluxos se devem ao trabalho mecânico da bomba, ocasionando o aumento de pressão do fluido.

$$Y_8 = Y_{9,8} + Y_{10,8} + Y_{11,8} \quad (133)$$

Unidades 9, 10 e 11: Bombas

Assumiu-se que a eletricidade que supre as bombas é proveniente da rede externa (concessionária). O fluxo exergético em base incremental que alimenta essas unidades é simplesmente o trabalho realizado pelas bombas para aumentar a pressão do fluido,

representado pelas Equações (134), (136) e (138). O modelo energético é o mesmo do descrito item 3.8.

Unidade 9: Bomba do processo

$$Y_{0,9} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot (h_{18} - h_{16})}{\eta_{m9}} \quad (134)$$

$$Y_9 = \dot{m}_{14} \cdot (\varepsilon_{18} - \varepsilon_{16}) \quad (135)$$

Unidade 10: Bomba do condensador

$$Y_{0,10} = \frac{\dot{m}_{15} \cdot (h_{17} - h_{15})}{\eta_{m10}} \quad (136)$$

$$Y_{10} = \dot{m}_{10} \cdot (\varepsilon_{17} - \varepsilon_{15}) \quad (137)$$

Unidade 11: Bomba Final

$$Y_{0,11} = \frac{\dot{m}_{20} \cdot (h_{21} - h_{20})}{\eta_{m11}} \quad (138)$$

$$Y_{11} = \dot{m}_{20} \cdot (\varepsilon_{21} - \varepsilon_{20}) \quad (139)$$

Unidade 12: Turbina a Vapor

Alimenta-se turbina a vapor com o vapor proveniente da caldeira de recuperação. Ela transforma parte da exergia desse vapor em trabalho mecânico (potência de eixo). A consequência é que o vapor direcionado ao condensador passa do estado de superaquecido ao estado de vapor saturado. Calcula-se o fluxo incremental que alimenta a turbina pela Equação (140).

$$Y_{6,12} = \dot{m}_{12} \cdot \varepsilon_{12} - \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13} - \dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14} \quad (140)$$

A turbina possui uma extração intermediária de vapor que alimenta a necessidade de calor útil do processo de evaporação do caldo e de destilação e fermentação. O processo é um produto fixo direcionado para o meio externo e se calcula em base energética. Determina-se pela Equação (141).

$$Y_{6,0} = \dot{Q}_{PROCESSO} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (141)$$

Unidade 13: Junção

Alimenta-se a junção com o fluxo exergético em base incremental proveniente da turbina à vapor e por um fluxo exergético em base incremental proveniente da rede externa. Isso acontece porque o sistema opera sobre dois casos distintos: caso haja excedente de eletricidade produzida, a usina vende esta eletricidade para o meio externo, incorporando provimentos econômicos. Caso haja déficit, a usina compra eletricidade da rede externa, de forma a complementar sua necessidade. O critério de decisão para o caso de déficit ou superávit fica definido pela variável R , que é a razão entre a potência elétrica requerida e a potência elétrica produzida, dada pela Equação (142).

$$R = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_R} \quad (142)$$

Calcula-se o fluxo exergético em base incremental devido à eletricidade comprada da rede externa pela Equação (143).

$$Y_{0,13} = (1 - R) \cdot \dot{E}_R \quad (143)$$

Calcula-se o fluxo incremental direcionado a rede externa pela Equação (144).

$$\dot{E}_R = Y_{13} + Y_{0,13} + Y_{5,0} \quad (144)$$

Calculam-se os demais fluxos incrementais pelas Equações (145), (146) e (147).

$$Y_{12} = Y_{12,13} \quad (145)$$

$$\dot{E}_P = Y_{13} + Y_{5,0} \quad (146)$$

$$Y_{13} = Y_{13,0} = Y_{12} + Y_{0,13} \quad (147)$$

Unidade 14: Condensador

Alimenta-se o condensador com o vapor saturado proveniente da turbina e com a água proveniente da rede externa, produzindo água quente. Calcula-se sua função exergética pela Equação (148).

$$Y_{6,14} = \dot{m}_{13} \cdot (\varepsilon_{13} - \varepsilon_{15}) \quad (148)$$

Calcula-se fluxo exergético em base incremental no condensador pela Equação (149).

$$Y_{14} = \dot{m}_{15} \cdot (\varepsilon_{15} - \varepsilon_{13}) \quad (149)$$

Calcula-se o fluxo exergético em base incremental associado ao fluido de arrefecimento do condensador pela Equação (150) (FRANGOPOULOS, 1987).

$$Y_{0,14} = \dot{m}_{aguafesf} \cdot v \cdot (P_a - P_b) \quad (150)$$

6.7 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA

A avaliação do desempenho de um sistema de energia leva em consideração os benefícios e os riscos associados à sua construção e operação. Quantificam-se esses aspectos e atribuem-se aos seus respectivos valores econômicos. Uma função econômica que preenche esses requisitos é o custo total para a construção e operação do sistema (custo do ciclo de vida) subtraído de seus benefícios (por exemplo, receita de produtos). Logo, uma função econômica genérica para qualquer sistema toma a forma dada pela Equação (151).

$$F = \sum_n Z_n + \sum_n \sum_k \Gamma_{0k.n} - \sum_n \Gamma_{n.0} \quad (151)$$

Na Equação (151), o primeiro termo representa o custo dos equipamentos que compõem o sistema e de sua instalação, incluindo taxas, custos de manutenção e de operação. O segundo termo representa os custos de recursos provenientes do meio externo, como combustíveis, eletricidade, calor etc. Podem-se incluir, também, penalidades impostas ao sistema devido aos seus efeitos colaterais no ambiente, como poluição, taxas ambientais e impostos. O terceiro termo representa os produtos ou serviços supridos pelo sistema, que no caso é eletricidade e calor.

Obtém-se os termos na Equação (151) por uma integração ao longo do tempo. Caso se assumam uma operação de estado estacionário, em determinado intervalo de tempo as taxas de custo podem ser utilizadas, o que facilita a análise. É interessante notar que avaliam-se todos os termos da Equação (151) em unidades monetárias ou físicas (energia, exergia). Chama-se o último caso de “abordagem por economia física” (FRANGOPOULOS, 2003).

Na análise funcional, expressa-se todos os custos como funções matemáticas de variáveis de decisão previamente selecionadas e que caracterizam a construção e operação das unidades e as quantidades adquiridas ou vendidas de insumos. Essas funções têm a forma dada pelas Equações (152), (153), (154) e (155).

$$Z_{Total} = Z_n(x, Y_n) \quad (152)$$

$$\Gamma_{0k.n} = \Gamma_{0k.n}(Y_{0k.n}) \quad (153)$$

$$\Gamma_{n.0} = \Gamma_{n.0}(Y_{n.0}) \quad (154)$$

$$F = F(x, Y) \quad (155)$$

Pela análise do sistema, as funções matemáticas calculam a entrada de uma unidade como uma função do produto original da unidade e de suas variáveis de decisão, como se demonstrará pela Equação (156).

$$Y_{n,n'} = Y_{n,n'}(x_{n'}, Y_{n'}) \quad n' = 1, 2, \dots, N \quad n = 0, 1, 2, \dots, N \quad (156)$$

Interconexões entre unidades ou entre uma unidade e o meio ambiente se revelam por equações da forma da Equação (157).

$$Y_n = \sum_{n'=0}^N Y_{n,n'} \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (157)$$

Se o produto do sistema é uma quantidade fixa, então para esse produto é:

$$Y_{n,0} = \hat{Y}_{n,0} \quad (158)$$

Onde $\hat{Y}_{n,0}$ é uma quantidade fixa conhecida de um produto específico (eletricidade, calor etc.).

As Equações (151)-(158) são equações fundamentais, que se usam tanto para a análise como para a formação dos custos unitários médios dos produtos e funções. Os custos marginais se derivam dessas equações. Para a análise funcional, é útil escrever um balanço de custo para cada unidade, dado pela Equação (159).

$$Z_r = Z_n + \sum_{n'=0}^R c_{n'} \cdot Y_{n,n'} = c_n \cdot Y_n \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (159)$$

Se resolve o sistema de equações para os custos unitários médios do produto. Ao escrever a Equação (160), toma-se em consideração que o ponto de ramificação não provoca qualquer alteração no custo unitário da função (produto) que distribui. Além disso, uma junção não tem custos de capital, isto é, $Z_n = 0$ e $n = 1 + 2, \dots, N$

A Equação (151) toma a forma dada pela Equação (160) quando escrita como uma função objetivo.

$$F(x, Y) = \sum_r Z^r(x, Y_n) + \sum_n \sum_k \Gamma_{0k.n}(Y_{0k.n}) - \sum_n \Gamma_{n.0}(Y_{n.0}) \quad (160)$$

Equações (156) e (157) são as restrições de igualdade. Frangopoulos (1983) sugere o método dos multiplicadores de Lagrange para a resolução do problema de otimização, por razões que se tornarão claras a seguir. Aplicando-se as restrições de igualdade na Equação (160), tem-se o Lagrangeano que se escreve na forma da Equação (161).

$$L = \sum_n Z_n + \sum_n \sum_k \Gamma_{0k.n} - \sum_n \Gamma_{n.0} + \sum_{n'} \sum_n \lambda_{n.n'}(Y_{n.0} - Y_{n.n'}) + \sum_n \lambda_n(\sum_{n'} Y_{n.n'} - Y_n) \quad (161)$$

As condições necessárias de primeira ordem para um extremo são:

$$\nabla_x L(x, Y, \lambda) = 0 \quad (162)$$

$$\nabla_Y L(x, Y, \lambda) = 0 \quad (163)$$

$$\nabla_\lambda L(x, Y, \lambda) = 0 \quad (164)$$

Em particular, a condição dada pela Equação (165).

$$\frac{\partial L}{\partial Y_{n.n'}} = 0 \quad (165)$$

É uma condição imposta pela Equação (163), que quando aplicada à Equação (161) resulta na Equação (166) a seguir.

$$\lambda_{n.n'} = \lambda_n \quad (166)$$

A implicação da condição dada pela Equação (166) afirma que o multiplicador de Lagrange $\lambda_{n.n'}$, associada à entrada $Y_{n.n'}$, é igual ao multiplicador de Lagrange λ_n associado à

saída Y_n . Dessa maneira, reescreve-se a Lagrangeana da Equação (161) de uma forma mais conveniente, dada pela Equação (167).

$$L = \sum_r (\Gamma_n - \lambda_n \cdot Y_n) + \sum_n \sum_k (\Gamma_{0k.n} - \lambda_{0k.n} \cdot Y_{0k.n}) - \sum_r (\Gamma_{n.0} - \lambda_{n.0} \cdot Y_{n.0}) \quad (167)$$

Onde:

$$\Gamma_n = Z_n + \sum_{n'=0}^N \lambda_{n'.n} \cdot Y_{n'.n} \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (168)$$

As condições determinadas pelo conjunto de Equações (162), (163) e (164) aplicadas à Lagrangeana da Equação (155) resultam nas Equações (169) a (172).

$$\nabla_x \sum_n \Gamma_n = 0 \quad (169)$$

$$\lambda_n = \frac{\partial \Gamma_n}{\partial Y_n} \quad (170)$$

$$\lambda_{0k.n} = \frac{\partial \Gamma_{0k.n}}{\partial Y_{0k.n}} \quad (171)$$

$$\lambda_{n.0} = \frac{\partial \Gamma_{n.0}}{\partial Y_{n.0}} \quad (172)$$

A solução do sistema de Equações (169), (170), (171) e (172) obtém os valores ótimos para o conjunto de variáveis x , y e λ . Note que, se um produto não é uma quantidade fixa (pré-determinada), a solução do problema proporciona também a taxa de produção ótima. Para um produto com quantidade fixa, não há qualquer necessidade de se conhecer a função $\Gamma_{n.0}(Y_{n.0})$. Dessa forma, o seu termo correspondente não aparecerá na Lagrangeana da Equação (167).

As Equações (169)-(172) levam a interpretação dos multiplicadores de Lagrange como indicadores econômicos: se define cada λ como o preço marginal (custo ou receita) da correspondente função Y (produto). Assim, os multiplicadores de Lagrange revelam mais um aspecto da economia interna do sistema. De acordo com Frangopoulos (2003), essa é uma das principais razões para a escolha do método dos multiplicadores de Lagrange para resolver o problema de otimização. Outra razão é que o método conduz facilmente à decomposição, o que facilita a solução de problemas complexos de otimização.

6.8 SELEÇÃO DAS VARIÁVEIS DE DECISÃO

Dentre as inúmeras possibilidades de variáveis de decisão, é conveniente selecioná-las de modo a simplificar o problema de otimização. Como a função objetivo tem por base a minimização dos custos de equipamentos e de operação, ou seja, um critério econômico, ao selecionar-se as variáveis dos equipamentos que têm maior peso na função objetivo, tem-se um modelo simplificado e bastante aproximado de otimização.

As variáveis mais significativas sobre o ciclo são aquelas associadas aos equipamentos turbina a gás e turbina a vapor, que são dois componentes de grande peso econômico na função objetivo. De acordo com Valero et al. (1994) e Evans e El-Sayed (1970), é usual, ao se otimizar problemas de cogeração, optar por variáveis de decisão relacionadas às pressões e à temperatura de alimentação desses equipamentos.

Foram selecionados como variáveis de decisão os seguintes parâmetros:

r_c = Razão de pressão do compressor;

T_8 = Temperatura na saída da câmara de combustão (entrada da turbina);

T_{12} = Temperatura do vapor vivo gerado pela cadeia de recuperação;

P_{12} = Pressão do vapor vivo gerado pela caldeira de recuperação.

Resultando em:

$$x = (r_c, T_8, T_{12}, P_{12}) \quad (173)$$

6.9 DETERMINAÇÃO DAS FUNÇÕES INCREMENTAIS DE ENTRADA EM FUNÇÃO DA SAÍDA

De acordo com Frangopoulos (2003), de modo a facilitar a modelagem matemática e a obtenção de uma resolução apropriada, é conveniente escrever os fluxos exergéticos em base incremental de entrada em função da saída, ou seja, como função do produto da unidade e de suas variáveis de decisão. Demonstrou-se esse artifício no item 6.7 pelas Equações (156) e (166). De modo semelhante, as expressões de custo dos equipamentos, que se encontram na Tabela 17, também se escrevem como função do fluxo exergético produzido pela unidade.

$$Y_{n,n} = Y_{n,n}(x_n, Y_n) \quad n=0,1,2,3...14 \quad (174)$$

$$Z_n = C_n(x_n, Y_n) \cdot \tau \quad (175)$$

As Equações (176)-(211) representam os fluxos exergéticos em base incremental e as equações para custo de investimento dos equipamentos.

Unidade 1: Gaseificador

$$Z_1 = \left(481912 \cdot \left(\frac{Y_1}{PCI_{g(b.u)} \cdot TAV} \right)^{0,67} \right) \cdot \tau \quad (176)$$

$$Y_{0,1} = \frac{(\dot{m}_{bio} \cdot PCI_{BIO(b.u)} + \dot{m}_{ar} \cdot h_{ar}) \cdot TAV}{PCI_{g(b.s)} \cdot \dot{V}_{GásSin}} \cdot Y_1 = \frac{Y_1}{\eta_{gas}} \quad (177)$$

Unidade 2: Câmara de Combustão

$$Z_2 = \left(\frac{B_{21} \cdot [1 + \exp(B_{23} \cdot T_8 - B_{24})]}{(B_{22} - r_B) \cdot ((1 + f) \cdot \varepsilon_8^T - \varepsilon_7^T)} \right) \cdot \tau \quad (178)$$

$$Y_{3,2} = \frac{R_a \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{P_7}{P_8}\right)}{(1 + f) \cdot \varepsilon_8^T - \varepsilon_7^T} \quad (179)$$

Unidade 3: Compressor

$$Z_3 = \left(\frac{B_{31} \cdot r_C \cdot \ln(r_C)}{(B_{32} - \eta_C) \cdot (\varepsilon_6 - \varepsilon_5)} \cdot Y_3 \right) \cdot \tau \quad (180)$$

$$Y_{5,3} = \frac{cp_a \cdot (T_6 - T_5)}{(\varepsilon_6 - \varepsilon_5)} \cdot Y_3 \quad (181)$$

Unidade 4: Pré-Aquecedor de ar

$$Z_4 = \left(\frac{B_{41}}{(\varepsilon_7^T - \varepsilon_6^T) \cdot \dot{m}_a} \cdot \left(\frac{\dot{m}_G \cdot cp_G \cdot (T_9 - T_{10})}{U \cdot \Delta T_A} \right)^{0,6} \right) \cdot \tau \quad (182)$$

$$Y_{7,4} = \frac{R_a \cdot T_0 \cdot (\ln(\frac{P_6}{P_7}) + \ln(\frac{P_9}{P_{10}}))}{(\varepsilon_7^T - \varepsilon_6^T)} \cdot Y_4 \quad (183)$$

$$Y_{3,4} = \frac{(1 + f) \cdot (\varepsilon_3^T - \varepsilon_2^T)}{(\varepsilon_3^T - \varepsilon_2^T)} \cdot Y_4 \quad (184)$$

Unidade 5: Turbina a Gás

$$Z_5 = \left(\frac{B_{51} \cdot \ln(r_T) \cdot [1 + \exp(B_{53} \cdot T_8 - Z_{54})]}{(B_{52} - \eta_T) \cdot cp_G \cdot (T_8 - T_9)} \right) \cdot \tau \quad (185)$$

$$Y_{3,5} = \frac{R_a \cdot T_0 \cdot \ln(\frac{1}{r_T})}{(1 + f) \cdot cp_G \cdot (T_8 - T_9)} \quad (186)$$

$$Y_{7,5} = \frac{(\varepsilon_8^T - \varepsilon_9^T)}{cp_G \cdot (T_8 - T_9)} \quad (187)$$

Unidade 6: Caldeira de Recuperação

$$Z_6 = \left(B_{61} \cdot \left[\left[\frac{(h_{21P} - h_{21})}{\Delta T_{ec}} \right]^{0,8} + \left(\frac{h_{12P} - h_{21P}}{\Delta T_{ev}} \right)^{0,8} \right] \cdot \left(\frac{Y_6}{\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}} \right) + \frac{B_{62}}{(\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21})} \cdot Y_6 \right. \\ \left. + B_{63} \cdot \left[\frac{h_{12} - h_{21}}{(\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}) \cdot cp_G \cdot (T_{10} - T_{11})} \right]^{1,2} \cdot Y_6^{1,2} \right) \cdot \tau \quad (188)$$

$$Y_{3.6} = \frac{(h_{12} - h_{21}) \cdot R_a \cdot T_0 \cdot \ln(P_{10} / P_{11})}{(\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}) \cdot cp_G \cdot (T_{10} - T_{11}) \cdot (1 + f)} \cdot Y_6 \quad (189)$$

$$Y_{7.6} = \frac{(h_{12} - h_{21}) \cdot (\varepsilon_{10}^T - \varepsilon_{11}^T)}{(\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}) \cdot cp_G \cdot (T_{10} - T_{11}) \cdot (1 + f)} \cdot Y_6 \quad (190)$$

$$Y_{8.6} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot v_{14} \cdot (P_{16} - P_{14}) + \dot{m}_{15} \cdot v_{14} \cdot (P_{17} - P_{15}) + \dot{m}_{21} \cdot v_{14} \cdot (P_{21} - P_{20})}{(\dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{21}) \cdot (\varepsilon_{12} - \varepsilon_{21}) + v_{14} \cdot (\dot{m}_{14} \cdot (P_{16} - P_{14}) + \dot{m}_{15} \cdot (P_{17} - P_{15}) + \dot{m}_{21} \cdot (P_{21} - P_{20}))} \cdot Y_6 \quad (191)$$

$$Y_{0.6} = f_{\text{GasN}} \cdot H_{\text{GasN}} / ((1 + f_{\text{GasN}}) \cdot (\varepsilon_{11}^T - \varepsilon_{10}^T)) \cdot Y_6 \quad (192)$$

Unidade 7: Junção

$$Y_{3.7} = \frac{(\varepsilon_6^T - \varepsilon_5^T)}{(1 + f) \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_{11}^T)} \cdot Y_7 \quad (193)$$

$$Y_{4.7} = \frac{(\varepsilon_7^T - \varepsilon_6^T)}{(1 + f) \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_{11}^T)} \cdot Y_7 \quad (194)$$

$$Y_{2.7} = \frac{(1 + f) \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_7^T)}{(1 + f) \cdot (\varepsilon_8^T - \varepsilon_{11}^T)} \cdot Y_7 \quad (195)$$

Unidade 8: Junção

$$Y_{8.7} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot v_{14} \cdot (P_{16} - P_{14})}{v_{14} \cdot (\dot{m}_{14} \cdot (P_{16} - P_{14}) + \dot{m}_{15} \cdot (P_{17} - P_{15}) + \dot{m}_{21} \cdot (P_{21} - P_{20}))} \cdot Y_7 \quad (196)$$

$$Y_{9.7} = \frac{\dot{m}_{15} \cdot v_{14} \cdot (P_{17} - P_{15})}{v_{14} \cdot (\dot{m}_{14} \cdot (P_{16} - P_{14}) + \dot{m}_{15} \cdot (P_{17} - P_{15}) + \dot{m}_{21} \cdot (P_{21} - P_{20}))} \cdot Y_7 \quad (197)$$

$$Y_{10.7} = \frac{\dot{m}_{21} \cdot v_{14} \cdot (P_{21} - P_{20})}{v_{14} \cdot (\dot{m}_{14} \cdot (P_{16} - P_{14}) + \dot{m}_{15} \cdot (P_{17} - P_{15}) + \dot{m}_{21} \cdot (P_{21} - P_{20}))} \cdot Y_7 \quad (198)$$

Unidade 9: Bomba

$$Y_{0.9} = \frac{\dot{m}_{14} \cdot (h_{18} - h_{16})}{\eta_{m9}} = \frac{1}{\eta_{m9} \cdot \eta_{II9}} \cdot Y_9 \quad (199)$$

$$Z_9 = (4436 \cdot (Y_9)^{0.71}) \cdot \tau \quad (200)$$

Unidade 10: Bomba

$$Y_{0.10} = \frac{\dot{m}_{15} \cdot (h_{17} - h_{15})}{\eta_{m10}} = \frac{1}{\eta_{m10} \cdot \eta_{II10}} \cdot Y_{10} \quad (201)$$

$$Z_{10} = (4436 \cdot (Y_{10})^{0.71}) \cdot \tau \quad (202)$$

Unidade 11: Bomba

$$Y_{0.11} = \frac{\dot{m}_{21} \cdot (h_{21} - h_{20})}{\eta_{m11}} = \frac{1}{\eta_{m11} \cdot \eta_{II11}} \cdot Y_{11} \quad (203)$$

$$Z_{11} = (4436 \cdot (Y_{11})^{0.71}) \cdot \tau \quad (204)$$

Unidade 12: Turbina a Vapor

$$Z_{12} = (2000 \cdot (Y_{12})^{0.7}) \cdot \tau \quad (205)$$

$$Y_{6.12} = M \cdot \frac{((\dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{21}) \cdot \varepsilon_{12} - \dot{m}_{14} \cdot \varepsilon_{14} - \dot{m}_{13} \cdot \varepsilon_{13})}{(\dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{21})} = \frac{1}{\eta_{m12} \cdot \eta_{II12}} \cdot Y_{12} \quad (206)$$

Unidade 13: Junção

$$Y_{12,13} = R \cdot Y_{13} \quad (207)$$

$$Y_{0,13} = (1 - R) \cdot Y_{13} \quad (208)$$

Unidade 14: Condensador

$$Z_{14} = \left(\frac{2222 \cdot Y_{14}}{h_{13} - h_{15}} \right) \cdot \tau \quad (209)$$

$$Y_{6,14} = \dot{m}_{13} \cdot (\varepsilon_{13} - \varepsilon_{15}) = \frac{(\varepsilon_{13} - \varepsilon_{15})}{(h_{13} - h_{15})} \cdot Y_{14} \quad (210)$$

$$Y_{0,14} = \dot{m}_{\text{aguafresf}} \cdot v \cdot f_p \cdot (P_a - P_b) = \frac{v \cdot f_p \cdot (P_a - P_b)}{cp_w \cdot (T_b - T_a)} \cdot Y_{14} \quad (211)$$

6.10 SELEÇÃO DOS PRODUTOS FIXOS

Decidiu-se explorar as possibilidades de uma central de cogeração BIG/GTCC semelhante à da Figura 9 e que produza 100 MW de eletricidade e atenda à demanda de processo de 82 MW de calor útil semelhante à Usina Pioneiros. Desta maneira, optou-se por dois produtos fixos, dados pelas Equações (212) e (213).

$$\dot{E}p_{TOTALI} = \dot{E}p_{TG} + \dot{E}p_{TV} = 100 \text{ MW} \quad (212)$$

$$\dot{Q}_{PROCESSO} = 82 \text{ MW} \quad (213)$$

Observa-se que a partir da definição desses dois produtos fixos, se resolverá todo o conjunto de equações do modelo termodinâmico descrito nos Capítulos 3 e 4 e do modelo exergoeconômico escrito nos itens 6.6-6.9 ao se selecionar as quatro variáveis de decisão propostas no item 6.8.

Na formulação da central de cogeração, os equipamentos obedecerão às restrições físicas impostas pelo item 4.10. Essas restrições são fundamentais para aproximar o modelo de cogeração à realidade dos equipamentos disponíveis no mercado.

O turbogerador obedecerá às restrições do equipamento disponível na Usina Pioneiros, sendo que esses intervalos de restrição se encontram determinados na Tabela 2.

6.11 CUSTO DOS INSUMOS ENERGÉTICOS

Os custos dos insumos energéticos foram definidos no Capítulo 5. Para este modelo de otimização, considerou-se o bagaço de cana de açúcar com custo nulo e com custo semelhante ao encontrado na Tabela 18. Considera-se a hipótese do custo do bagaço nulo devido ao fato de que esse é resíduo abundante e desperdiçado por grande parte das usinas sucroalcooleiras, como explicado no Capítulo 1.

6.12 PARÂMETROS ECONÔMICOS DA PLANTA

Adotou-se como referência uma taxa anual de juros $r = 8 \%$ e um período de amortização de $k = 10$ anos, o que resulta em um fator de recuperação de $fcr = 0,15$. Considera-se a taxa de manutenção e operação como de $\varphi = 1,1$ (10 % do custo global do processo) e o número de horas de operação da planta é $N = 4914$ h/ano, conforme os dados da Tabela 3. A partir desses valores é possível calcular $\tau(s^{-1})$, a fração que reparte o tempo de amortização e manutenção da planta, de acordo com a metodologia demonstrada no item 5.5.

6.13 APLICAÇÃO DA ANÁLISE FUNCIONAL TERMOECONÔMICA AO PROBLEMA DE COGERAÇÃO PROPOSTO

O objetivo da otimização em pauta consiste na minimização do custo total de aquisição e operação (L) da planta de cogeração proposta. O sistema de cogeração proposto neste

trabalho opera em paridade térmica, isto é, o fluxo de calor fornecido ao processo é igual à requerida, enquanto que a energia elétrica se compra da concessionária, e, em caso de excedente, se vende. Optou-se por trabalhar com otimização de produto fixo, que sugere taxas de produção fixas dependentes de grandezas conhecidas. O único produto não fixo será a eletricidade produzida pela turbina a vapor, que se calculará de modo a complementar as necessidades estipuladas de produto fixo de eletricidade global o que dependerá da viabilidade econômica de sua venda.

Simplifica-se o problema de otimização escopo deste trabalho, pois se considera que o sistema opera em regime permanente e a estrutura do problema não mudará com o tempo.

Neste problema, tendo em conta o diagrama funcional da configuração BIG/GTCC (Figura 39), a Lagrangeana toma a forma da Equação (207).

$$L(x, Y, \lambda) = \sum_{n=1}^{14} [\Gamma_{(n)} - \lambda_{(n)} \cdot Y_{(n)}] + \Gamma_{0.1} - \lambda_{0.1} \cdot Y_{0.1} + \Gamma_{5.0} - \lambda_5 \cdot Y_{5.0} + \Gamma_{13.0} - \lambda_{13} \cdot Y_{13.0} - \lambda_6 \cdot Y_{6.0} + \Gamma_{0.13} - \lambda_{0.13} \cdot Y_{0.13} + \Gamma_{0.9} - \lambda_{0.9} \cdot Y_{0.9} + \Gamma_{0.10} - \lambda_{0.10} \cdot Y_{0.10} + \Gamma_{0.11} - \lambda_{0.11} \cdot Y_{0.11} + \Gamma_{0.14} - \lambda_{0.14} \cdot Y_{0.14} + \Gamma_{0.6} - \lambda_{0.6} \cdot Y_{0.6} \quad (214)$$

Sendo:

$$\Gamma_{(1)} = Z_1 + \lambda_{0.1} \cdot Y_{0.1} \quad (215)$$

$$\Gamma_{(2)} = Z_2 + \lambda_1 \cdot Y_{1.2} + \lambda_3 \cdot Y_{3.2} \quad (216)$$

$$\Gamma_{(3)} = Z_3 + \lambda_5 \cdot Y_{5.3} \quad (217)$$

$$\Gamma_{(4)} = Z_4 + \lambda_3 \cdot Y_{3.4} + \lambda_7 \cdot Y_{7.4} \quad (218)$$

$$\Gamma_{(5)} = Z_5 + \lambda_3 \cdot Y_{3.5} + \lambda_7 \cdot Y_{7.5} \quad (219)$$

$$\Gamma_{(6)} = Z_6 + \lambda_3 \cdot Y_{3.6} + \lambda_7 \cdot Y_{7.6} + \lambda_8 \cdot Y_{8.6} + \lambda_{0.6} \cdot Y_{0.6} \quad (220)$$

$$\Gamma_{(7)} = \lambda_2 \cdot Y_{2.7} + \lambda_3 \cdot Y_{3.7} + \lambda_4 \cdot Y_{4.7} \quad (221)$$

$$\Gamma_{(8)} = \lambda_9 \cdot Y_{9,8} + \lambda_{10} \cdot Y_{10,8} + \lambda_{11} \cdot Y_{11,8} \quad (222)$$

$$\Gamma_{(9)} = Z_9 + \lambda_{0,9} \cdot Y_{0,9} \quad (223)$$

$$\Gamma_{(10)} = Z_{10} + \lambda_{0,10} \cdot Y_{0,10} \quad (224)$$

$$\Gamma_{(11)} = Z_{11} + \lambda_{0,11} \cdot Y_{0,11} \quad (225)$$

$$\Gamma_{(12)} = Z_{12} + \lambda_{12} \cdot Y_{12,13} \quad (226)$$

$$\Gamma_{(13)} = \lambda_{12} \cdot Y_{12,13} + \lambda_{0,13} \cdot Y_{0,13} \quad (227)$$

$$\Gamma_{(14)} = Z_{14} + \lambda_6 \cdot Y_{6,14} + \lambda_{0,14} \cdot Y_{0,14} \quad (228)$$

$$\Gamma_{0,1} = C_{BAG} \cdot Y_{0,1} = C_{BAG} \cdot m_{bio} \cdot PCI_{BIO(b,u)} \quad (229)$$

$$\Gamma_{5,0} = C_{el} \cdot Y_{5,0} \quad (230)$$

$$\Gamma_{0,6} = C_{GásN} \cdot Y_{0,6} = C_{GásN} \cdot m_{GásN} \cdot H_{GásN} \quad (231)$$

$$\Gamma_{0,9} = C_{el} \cdot Y_{0,9} \quad (232)$$

$$\Gamma_{0,10} = C_{el} \cdot Y_{0,10} \quad (233)$$

$$\Gamma_{0,11} = C_{el} \cdot Y_{0,11} \quad (234)$$

$$\Gamma_{0,13} = Z_{el} \cdot Y_{0,13} \quad (235)$$

$$\Gamma_{0.14} = C_{aguaArref} \cdot Y_{0.14} \quad (236)$$

$$\Gamma_{13.0} = C_{el} \cdot Y_{13.0} \quad (237)$$

Representa-se a forma completa da função Lagrangeana pela Equação (238).

$$L(x, y, \lambda) = \left(\begin{array}{l} Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_6 + Z_9 + Z_{10} + Z_{11} + Z_{12} + Z_{14} + \\ \lambda_{0.1} \cdot Y_{0.1} - \lambda_1 \cdot Y_1 + \lambda_1 \cdot Y_{1.2} + \lambda_3 \cdot Y_{3.2} - \lambda_2 \cdot Y_2 + \lambda_5 \cdot Y_{5.3} - \lambda_3 \cdot Y_3 + \lambda_3 \cdot Y_{3.4} \\ + \lambda_7 \cdot Y_{7.4} - \lambda_4 \cdot Y_4 + \lambda_3 \cdot Y_{3.5} + \lambda_7 \cdot Y_{7.5} - \lambda_5 \cdot Y_5 + \lambda_3 \cdot Y_{3.6} + \lambda_7 \cdot Y_{7.6} + \lambda_8 \cdot Y_{8.6} \\ + \lambda_{0.6} \cdot Y_{0.6} - \lambda_6 \cdot Y_6 + \lambda_2 \cdot Y_{2.7} + \lambda_3 \cdot Y_{3.7} + \lambda_4 \cdot Y_{4.7} + \lambda_8 \cdot Y_{9.8} + \lambda_8 \cdot Y_{10.8} + \lambda_8 \cdot Y_{11.8} \\ + \lambda_{0.9} \cdot Y_{0.9} - \lambda_9 \cdot Y_9 + \lambda_{0.10} \cdot Y_{0.10} - \lambda_{10} \cdot Y_{10} + \lambda_{0.11} \cdot Y_{0.11} - \lambda_{11} \cdot Y_{11} + \lambda_6 \cdot Y_{6.12} \\ - \lambda_{12} \cdot Y_{12} + \lambda_{12} \cdot Y_{12.13} + \lambda_{0.13} \cdot Y_{0.13} + \lambda_6 \cdot Y_{6.14} + \lambda_{0.14} \cdot Y_{0.14} - \lambda_{14} \cdot Y_{14} + \Gamma_{0.1} - \lambda_{0.1} \cdot Y_{0.1} \\ + \Gamma_{5.0} - \lambda_5 \cdot Y_{5.0} - \lambda_6 \cdot Y_{6.0} + \Gamma_{13.0} - \lambda_{13} \cdot Y_{13} + \Gamma_{0.14} - \lambda_{0.14} \cdot Y_{0.14} + \Gamma_{0.9} - \lambda_{0.9} \cdot Y_{0.9} + \Gamma_{0.10} \\ - \lambda_{0.10} \cdot Y_{0.10} + \Gamma_{0.11} - \lambda_{0.11} \cdot Y_{0.11} + \Gamma_{0.14} - \lambda_{0.14} \cdot Y_{0.14} + \Gamma_{0.6} - \lambda_{0.6} \cdot Y_{0.6} \end{array} \right) \cdot 3600 \frac{s}{h} \cdot 4914 \frac{h}{ano} \quad (238)$$

A partir das condições de ótimo da função Lagrangeana, definida pelo conjunto de Equações (162)-(164), é possível exprimir as Equações (239) a (241).

$$\frac{\partial L}{\partial x} = 0 \quad (239)$$

$$\frac{\partial L}{\partial Y} = 0 \quad (240)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda} = 0 \quad (241)$$

A partir das condições de otimização definidas pelas Equações (163)-(166), obtém-se o sistema de equações que proporciona os multiplicadores de Lagrange, dados pelas Equações (242)-(262).

$$\lambda_{0.1} = \frac{\partial \Gamma_{0.1}}{\partial Y_{0.1}} = C_{BAG} \quad (242)$$

$$\lambda_{0.6} = \frac{\partial \Gamma_{0.6}}{\partial Y_{0.6}} = C_{GasN} \quad (243)$$

$$\lambda_{0.9} = \frac{\partial \Gamma_{0.9}}{\partial Y_{0.9}} = C_{el} \quad (244)$$

$$\lambda_{0.10} = \frac{\partial \Gamma_{0.10}}{\partial Y_{0.10}} = C_{el} \quad (245)$$

$$\lambda_{0.11} = \frac{\partial \Gamma_{0.11}}{\partial Y_{0.11}} = C_{el} \quad (246)$$

$$\lambda_{0.13} = \frac{\partial \Gamma_{0.13}}{\partial Y_{0.13}} = C_{el} \quad (247)$$

$$\lambda_{0.14} = \frac{\partial \Gamma_{0.14}}{\partial Y_{0.14}} = C_{aguaArref} \quad (248)$$

$$\lambda_1 = \frac{\partial \Gamma_1}{\partial Y_1} = \frac{\partial Z_1}{\partial Y_1} + \lambda_{0.1} \cdot \frac{\partial Y_{0.1}}{\partial Y_1} \quad (249)$$

$$\lambda_2 = \frac{\partial \Gamma_2}{\partial Y_2} = \frac{\partial Z_2}{\partial Y_2} + \lambda_1 \cdot \frac{\partial Y_{1.2}}{\partial Y_2} + \lambda_3 \cdot \frac{\partial Y_{3.2}}{\partial Y_2} \quad (250)$$

$$\lambda_3 = \frac{\partial \Gamma_3}{\partial Y_3} = \frac{\partial Z_3}{\partial Y_3} + \lambda_1 \cdot \frac{\partial Y_{5.3}}{\partial Y_3} \quad (251)$$

$$\lambda_4 = \frac{\partial \Gamma_4}{\partial Y_4} = \frac{\partial Z_4}{\partial Y_4} + \lambda_3 \cdot \frac{\partial Y_{3.4}}{\partial Y_4} + \lambda_7 \cdot \frac{\partial Y_{7.4}}{\partial Y_4} \quad (252)$$

$$\lambda_5 = \frac{\partial \Gamma_5}{\partial Y_5} = \frac{\partial Z_5}{\partial Y_5} + \lambda_3 \cdot \frac{\partial Y_{3.5}}{\partial Y_5} + \lambda_7 \cdot \frac{\partial Y_{7.5}}{\partial Y_5} \quad (253)$$

$$\lambda_6 = \frac{\partial \Gamma_6}{\partial Y_6} = \frac{\partial Z_6}{\partial Y_6} + \lambda_3 \cdot \frac{\partial Y_{3,6}}{\partial Y_6} + \lambda_7 \cdot \frac{\partial Y_{7,6}}{\partial Y_6} + \lambda_8 \cdot \frac{\partial Y_{8,6}}{\partial Y_6} + \lambda_{0,6} \cdot \frac{\partial Y_{0,6}}{\partial Y_6} \quad (254)$$

$$\lambda_7 = \frac{\partial \Gamma_7}{\partial Y_7} = \lambda_2 \cdot \frac{\partial Y_{2,7}}{\partial Y_7} + \lambda_3 \cdot \frac{\partial Y_{3,7}}{\partial Y_7} + \lambda_4 \cdot \frac{\partial Y_{4,7}}{\partial Y_7} \quad (255)$$

$$\lambda_8 = \frac{\partial \Gamma_8}{\partial Y_8} = \lambda_9 \cdot \frac{\partial Y_{9,8}}{\partial Y_8} + \lambda_{10} \cdot \frac{\partial Y_{10,8}}{\partial Y_8} + \lambda_{11} \cdot \frac{\partial Y_{11,8}}{\partial Y_8} \quad (256)$$

$$\lambda_9 = \frac{\partial \Gamma_9}{\partial Y_9} = \frac{\partial Z_9}{\partial Y_9} + \lambda_{0,9} \cdot \frac{\partial Y_{0,9}}{\partial Y_9} \quad (257)$$

$$\lambda_{10} = \frac{\partial \Gamma_{10}}{\partial Y_{10}} = \frac{\partial Z_{10}}{\partial Y_{10}} + \lambda_{0,10} \cdot \frac{\partial Y_{0,10}}{\partial Y_{10}} \quad (258)$$

$$\lambda_{11} = \frac{\partial \Gamma_{11}}{\partial Y_{11}} = \frac{\partial Z_{11}}{\partial Y_{11}} + \lambda_{0,11} \cdot \frac{\partial Y_{0,11}}{\partial Y_{11}} \quad (259)$$

$$\lambda_{12} = \frac{\partial \Gamma_{12}}{\partial Y_{12}} = \frac{\partial Z_{12}}{\partial Y_{12}} + \lambda_6 \cdot \frac{\partial Y_{6,12}}{\partial Y_{12}} \quad (260)$$

$$\lambda_{13} = \frac{\partial \Gamma_{13}}{\partial Y_{13}} = \lambda_{0,13} \cdot \frac{\partial Y_{0,13}}{\partial Y_{13}} + \lambda_{12} \cdot \frac{\partial Y_{12,13}}{\partial Y_{13}} \quad (261)$$

$$\lambda_{14} = \frac{\partial \Gamma_{14}}{\partial Y_{14}} = \frac{\partial Z_{14}}{\partial Y_{14}} + \lambda_{0,14} \cdot \frac{\partial Y_{0,14}}{\partial Y_{14}} + \lambda_6 \cdot \frac{\partial Y_{6,14}}{\partial Y_{14}} \quad (262)$$

Substituindo as funções por suas expressões, tem-se o sistema de equações que permite obter os multiplicadores de Lagrange dos fluxos exergéticos do diagrama funcional termoeconômico. Observa-se que nas funções exergéticas em base incremental relacionadas aos insumos (combustível, eletricidade, água de resfriamento etc.), os multiplicadores de Lagrange associados a esses fluxos serão os próprios custos dos insumos. Se interpretam esses

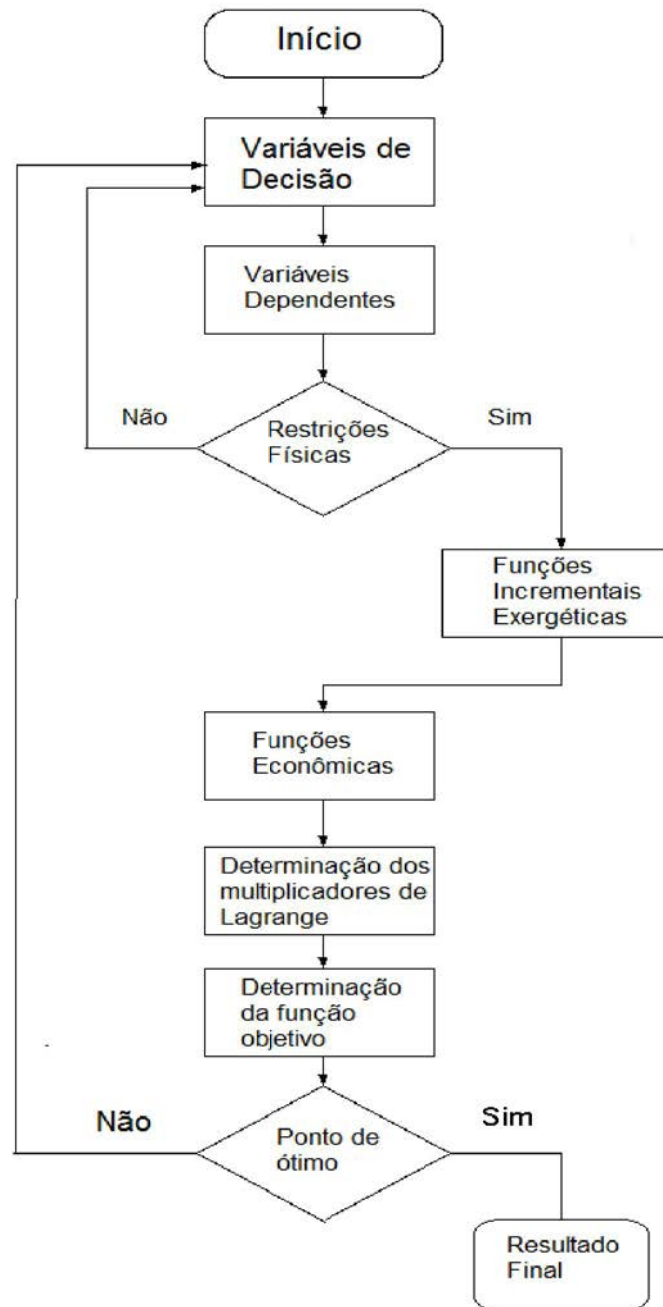
multiplicadores, como explicado no item 5.7, como custo marginal das unidades e os avaliam-se em termos da economia interna do sistema, conforme afirma Frangopoulos (2003).

6.14 RESULTADOS – ANÁLISE FUNCIONAL TERMoeconômica

O problema de análise funcional termoeconômica proposto neste trabalho é um sistema de equações não-lineares, o que requer que sua resolução seja feita por programação não-linear. Escreve-se e resolve-se esse problema com o auxílio do *software* Engineering Equation Solver – EES – Versão 6.883 (KLEIN; ALVARADO, 2011). Esse *software* se destaca pelo *layout* simplificado e pelo fato de possuir as tabelas termodinâmicas de variáveis como entalpia e entropia dos principais elementos, facilitando os cálculos.

Após a definição de todo o conjunto de equações exergoeconômicas e a de seus produtos fixos, optou-se por obter o ponto de ótimo das variáveis de decisão da função Lagrangeana com o auxílio de um algoritmo de otimização numérica, de modo análogo ao que sugere o trabalho de Frangopoulos (1994). Utilizou-se o algoritmo de minimização disponível no programa EES, que utiliza a técnica de otimização baseada no método de Quasi-Newton. O fluxograma do programa escrito para obtenção do ponto de ótimo da função objetivo se encontra na Figura 40.

Figura 40 - Fluxograma do programa de simulação-otimização não linear escrito no EES



O ponto de ótimo da função Lagrangeana para as variáveis de decisão selecionadas e as hipóteses de bagaço de cana de açúcar sem custo e com custo encontra-se na Tabela 21.

Tabela 21 - Ponto de ótimo da função objetivo modelada

Variável de decisão	Valor do ponto ótimo – Sem custo do Bagaço	Valor do ponto ótimo – Bagaço com custo
r_C	19,98	20
T_8 (K)	1311	1312
T_{12} (°C)	424,7	422,4
P_{12} (MPa)	6,234	6,234
L (US\$/ano)	$2,128 \cdot 10^7$	$2,605 \cdot 10^7$

Por meio do resultado do ponto ótimo obtido, que se encontra na Tabela 23, é possível observar que não houve mudança significativa nos valores das variáveis de decisão para os dois casos: bagaço de cana-de-açúcar sem custo e com custo. Pode-se observar que a função objetivo teve um incremento considerável quando considerado o custo do bagaço, sendo que o valor do custo de implantação e operação da planta (L) aumentou cerca de 20 %. A Tabela 24 mostra algumas das variáveis dependentes selecionadas.

Tabela 22 - Variáveis dependentes selecionadas no ponto ótimo da função objetivo modelada

Variável	Valor no ponto ótimo – Sem custo do Bagaço	Valor no ponto ótimo – Bagaço com custo
\dot{Q}_b (t/h)	113,3	113,2
$\dot{m}_{GásN}$ (kg/s)	0	0
\dot{m}_G (kg/s)	328,0	327,3
\dot{m}_V (kg/s)	38,89	38,89
$\dot{E} p_{TG}$ (kW)	79663,2	79894,5
$\dot{E} p_{TV}$ (kW)	20336,8	20105,5
$\dot{Q}_{PROCESSO}$ (kW)	82000	82000

O investimento na planta, para o caso de bagaço de cana-de-açúcar sem custo, diluído no intervalo de tempo adotado de $k = 10$ anos conforme item 5.12, se faz com a Equação (256).

$$I_{planta} = L \cdot k \quad (256)$$

$$I_{planta} = \text{US\$ } 212.800.000,00$$

Sendo:

L = Função objetivo, representa o custo de implantação e operação da planta (US\$/ano)

k = Período de amortização;

Esse valor resulta em um custo para implantação e operação da planta de aproximadamente US\$ 212.800.000,00 diluído no intervalo de tempo de 10 anos. Esse valor se encontra dentro do intervalo do estudo de Nexant et al. (2005) para plantas de gaseificação de biomassa de pequeno porte. Não se adotou, para efeito de cálculo, subsídios governamentais e créditos de carbono concedidos devido à menor emissão de gases poluidores desse tipo de tecnologia.

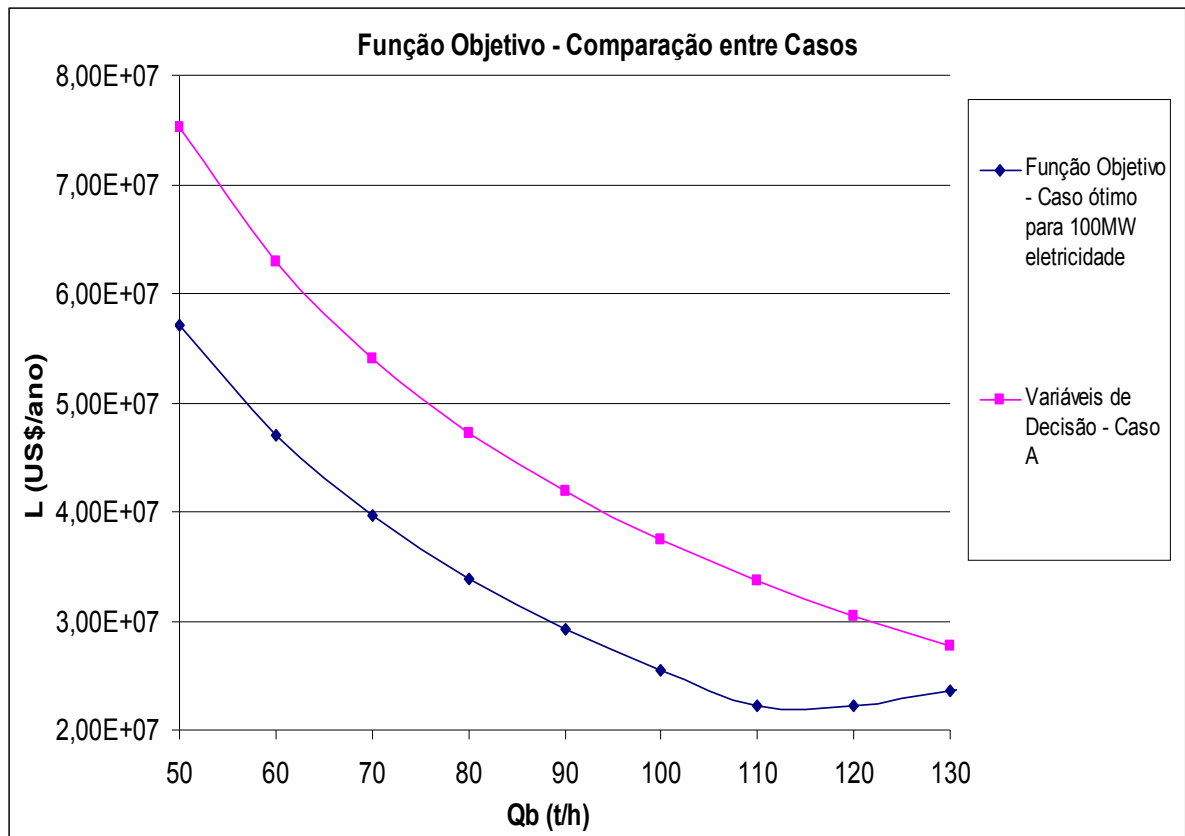
Para efeito de análise, decidiu-se avaliar o comportamento da função objetivo no ponto ótimo encontrado com outro caso em que as variáveis de decisão e a função objetivo assumem outros valores. Esse caso é:

- Caso A: Neste caso as variáveis de decisão têm o mesmo valor encontrado no modelo termodinâmico descrito no capítulo 4, cujos parâmetros se calculou no item 4.12, que consiste do modelo energético da incorporação da tecnologia BIG/GTCC sem a aplicação da técnica de otimização das variáveis de decisão;

Para a abordagem das Figuras 41, 42 e 43, adotou-se a hipótese de que a eletricidade é um produto não-fixo, para que seja possível estudar a influência das quantidades processadas de biomassa e de gás natural na função objetivo.

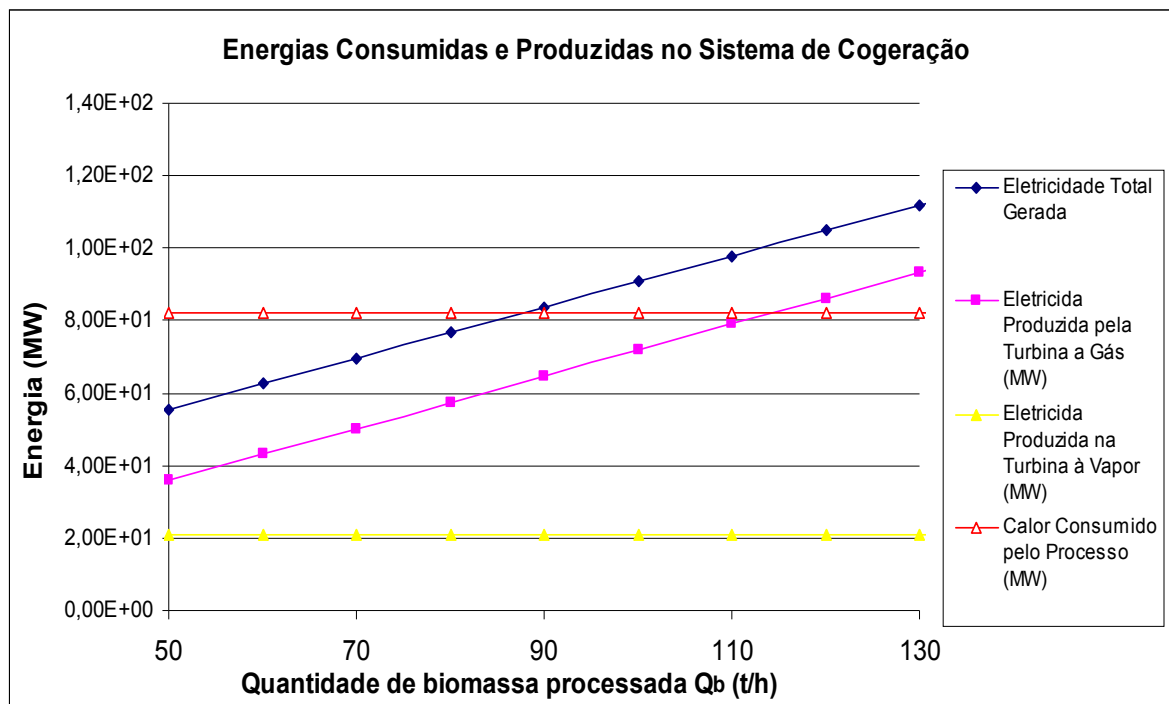
Na análise da Figura 41, observa-se a tendência que adquire a função objetivo para cada caso selecionado de variável de decisão. O caso ótimo possui o menor custo de implantação e operação (L) em relação aos demais casos para a quantidade de biomassa calculada no intervalo de 110-120 t/h, que é o que aproximadamente processará a usina para atender às quantidades de eletricidade e calor útil definidas. Observa-se que o Caso A, calculado no Capítulo 4, não é o ponto ótimo de operação desta planta, provando que é possível aumentar a produtividade dos equipamentos por meio da técnica de otimização.

Figura 41 - Comportamento da função objetivo (L) em relação a diferentes casos de variáveis de decisão.



Na análise da Figura 42, é possível observar que, para o ponto ótimo encontrado, o calor consumido pelo processo é constante. Isso ocorre porque a demanda de calor útil é um produto fixo, que se atende independentemente das variáveis de decisão selecionadas. Nesse caso, para atender à demanda de calor, a Usina queima gás natural por meio da queima suplementar (CQS). Essa queima cessará a partir do ponto em que houver bagaço suficiente para atender à quantidade de calor útil requerida do processo. A eletricidade produzida pela turbina a vapor se mantém constante devido ao fato de que o turbogerador, além de ter de alimentar o processo de calor com sua extração intermediária, está sujeito às restrições do equipamento que se encontram na Tabela 2. A eletricidade gerada pelo turbogerador é um produto não fixo assim como a eletricidade produzida pela turbina a gás, que aumentará, conforme se processa mais biomassa.

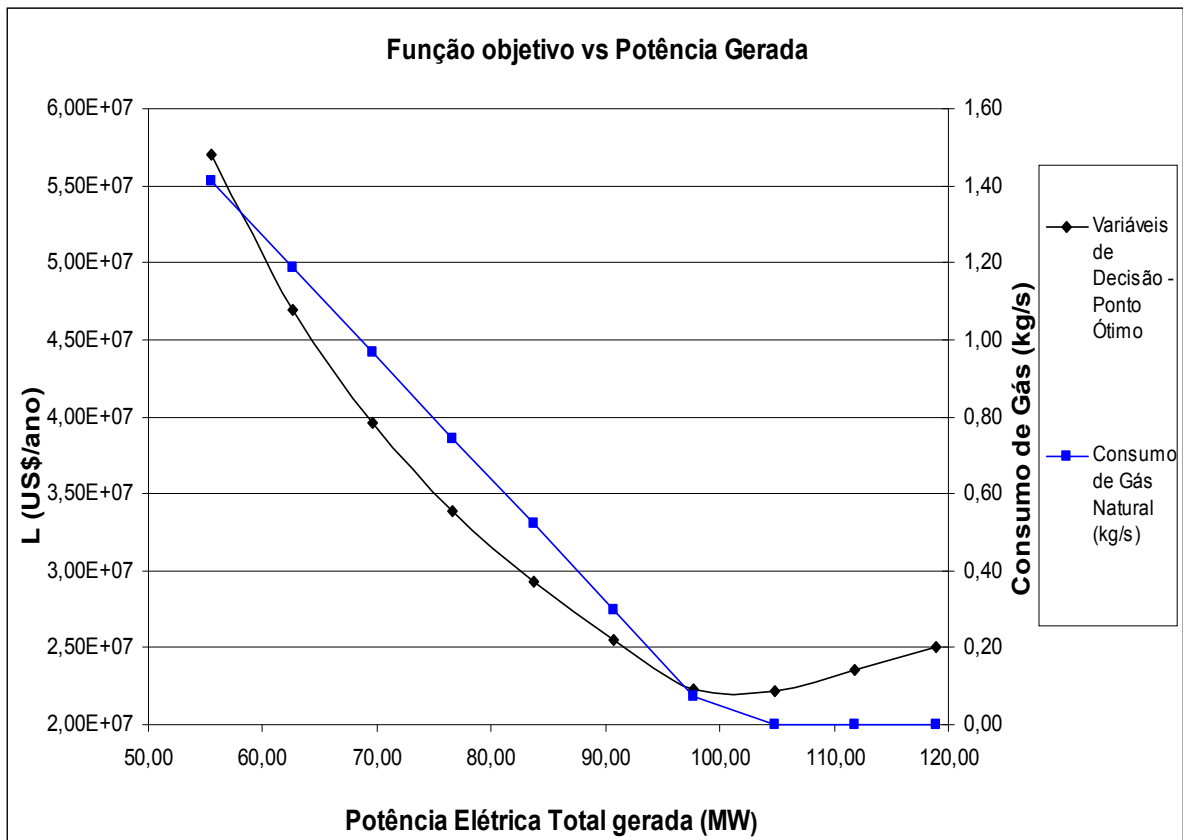
Figura 42 - Energias produzidas e consumidas no sistema de cogeração



Na análise da Figura 43, se avalia o comportamento da função objetivo em relação à quantidade de gás natural consumida durante a queima suplementar (CQS) realizada na caldeira de recuperação.

A função objetivo tem um valor muito elevado quando se queima gás natural. No ponto de ótimo obtido, que se encontra nas Tabelas 21 e 22, não há queima suplementar de gás natural, sendo as demandas dos processos garantidas integralmente pela queima de bagaço de cana-de-açúcar. No caso da Figura 43 não se adotou o critério de eletricidade como produto fixo. Logo, o ponto de ótimo obtido é o global. Observa-se que esse se encontra no intervalo de 100-110 MW de potência elétrica total gerada. É possível verificar, também, que, para as variáveis de decisão obtidas, tem-se um aumento do valor da função objetivo se mais bagaço de cana de açúcar for processado depois do ponto ótimo.

Figura 43 - Função objetivo vs potência total gerada e consumo auxiliar de gás natural no processo (CQS).

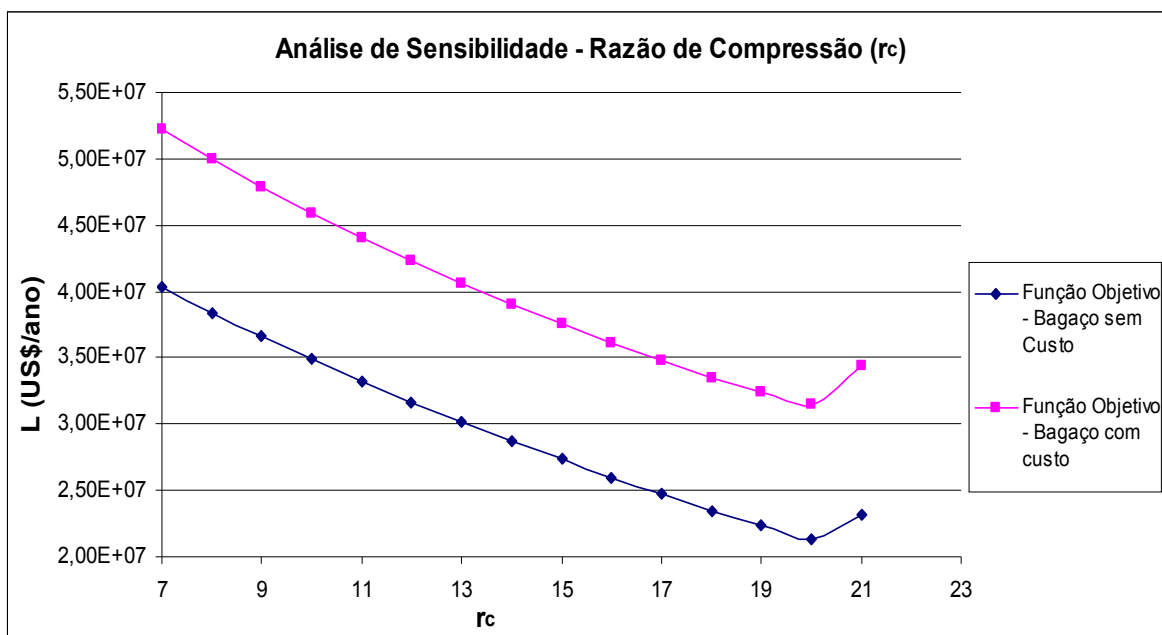


6.15 RESULTADOS – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Por meio da análise de sensibilidade é possível avaliar como se comporta a função objetivo variando uma determinada variável de decisão e o custo do insumo energético principal. Frangopoulos (2003) afirma que parâmetros econômicos têm um comportamento incerto, por isso é necessário investigar mais a fundo o efeito de cada uma dessas variáveis de decisão na composição da função objetivo e determinação do ponto ótimo de operação. Esse ponto de ótimo é o obtido para eletricidade e calor como produtos fixos, conforme item 6.10.

A Figura 44 ilustra que a variável de decisão rc (razão de compressão) tem peso significativo na função objetivo. Nota-se que o ponto ótimo obtido para rc é relativamente alto, quase no limite operacional do equipamento. É possível observar, também, que o custo do bagaço de cana de açúcar demonstra ter um peso considerável, incrementando o valor da função em cerca de 20 % no intervalo do ponto de ótimo obtido ($rc = 19-21$). A função objetivo diminui significativamente o seu valor até atingir o ótimo.

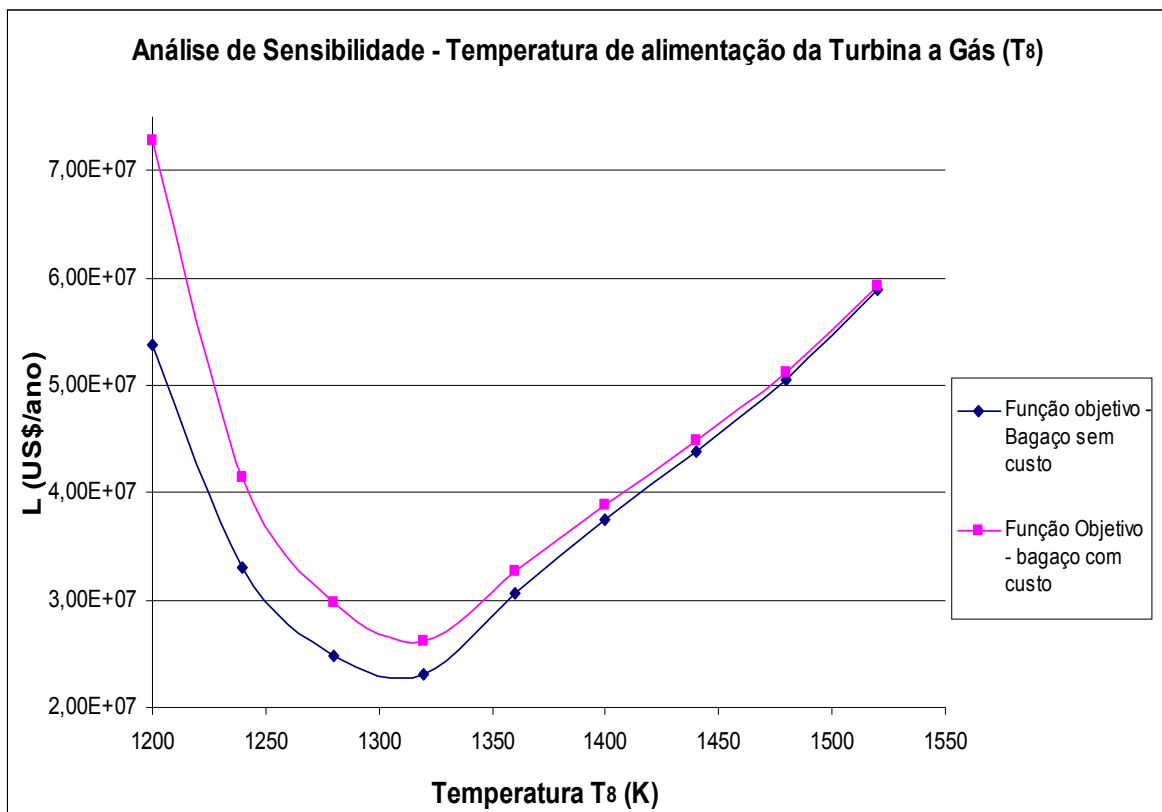
Figura 44 - Análise de sensibilidade – Razão de compressão



A Figura 45 ilustra a variável de decisão temperatura de alimentação da turbina a gás, que demonstra ter uma influência considerável no comportamento da função objetivo. O ponto de ótimo obtido se encontra no intervalo de 1300-1320 K.

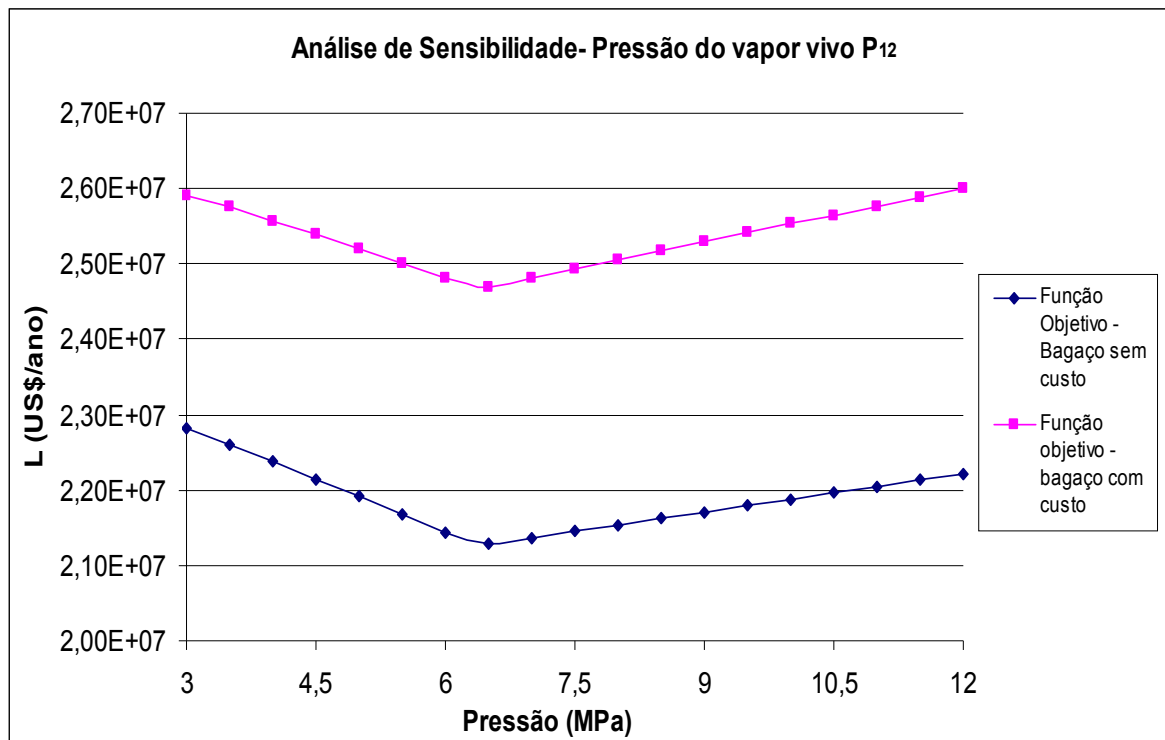
Observa-se que a temperatura de entrada do gás na turbina a gás tem um ótimo mais alto que a do modelo energético sem otimização. Um dos motivos para a baixa temperatura no modelo energético sem otimização é o uso do gás de síntese de bagaço de cana de açúcar, que, por ser um combustível energeticamente pobre, necessita da inserção de uma quantidade maior de gás na câmara de combustão que outros combustíveis de maior PCI. Com maior quantidade de gás entrando no volume de controle, a temperatura é substancialmente reduzida. O modelo de otimização buscou contornar esse problema elevando a temperatura do gás na entrada da turbina a gás, de modo a melhorar a eficiência e o desempenho do sistema, o que acarreta em uma diminuição do custo de implantação e operação (L) do sistema.

Figura 45 - Análise de sensibilidade – Temperatura de entrada do gás na turbina a gás.



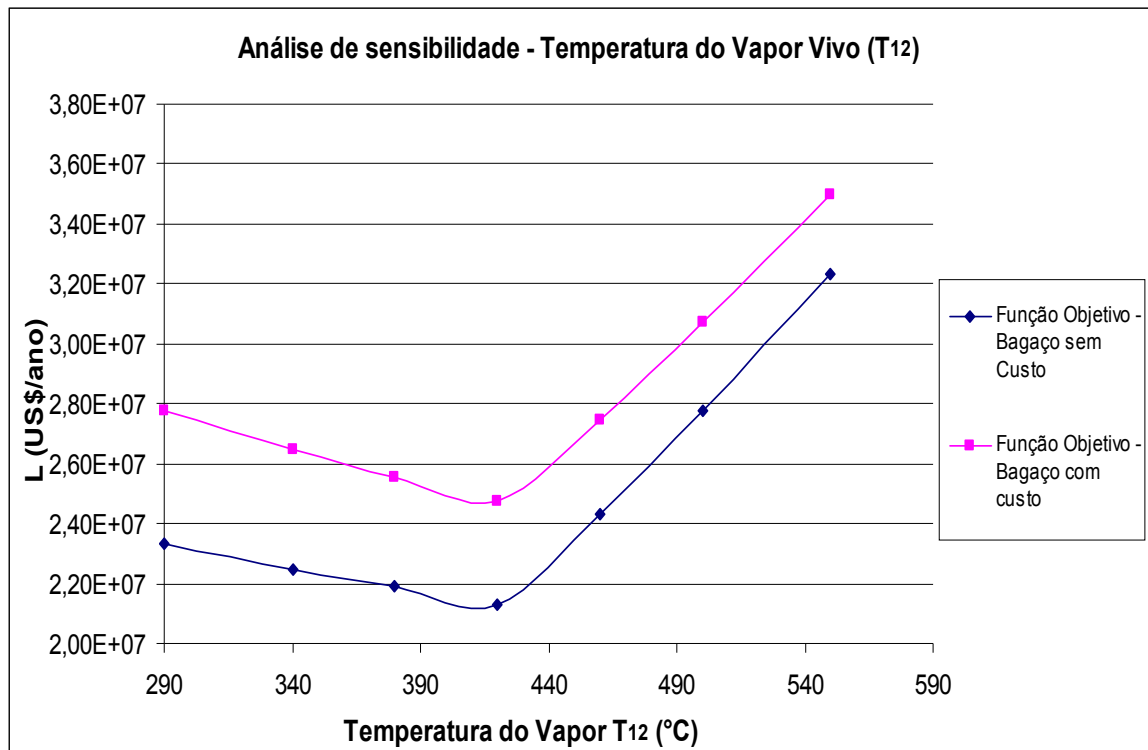
A Figura 46 ilustra que a pressão do vapor vivo não tem peso significativo no comportamento da função objetivo. Se obtém o ponto de ótimo no intervalo de 6-7,0 MPa. As bombas consomem eletricidade proveniente da rede externa, que tem um custo elevado, mas funções exergéticas em base incremental relacionadas a esses equipamentos têm valores relativamente baixos, comparadas a outros equipamentos da planta. Conseqüentemente, a influência dessa variável de decisão, quando comparada às demais estudadas neste capítulo, é menor.

Figura 46 - Análise de sensibilidade – Pressão do vapor vivo que alimenta a caldeira de recuperação



A Figura 47 ilustra que a temperatura do vapor vivo demonstra ter influência considerável no comportamento da função objetivo. Pelo fato de trabalhar-se com o bagaço de cana-de-açúcar, que gera após a combustão um gás com calor específico alto, somado à elevada temperatura de saída dos gases de exaustão, a caldeira de recuperação não consegue utilizar todo o seu potencial. Segundo Silveira et al. (2014), há uma grande taxa de geração de irreversibilidades nesse equipamento. Acredita-se que essa seja uma das influências para que a temperatura do vapor vivo no ponto ótimo seja significativamente menor que a temperatura máxima permitida do equipamento.

Figura 47 - Análise de sensibilidade – Temperatura do vapor vivo



CAPÍTULO 7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A gaseificação do bagaço de cana de açúcar associada com ciclo combinado tem demonstrado ser uma técnica sustentável e com futuro promissor sob o ponto de vista econômico para o setor sucroalcooleiro. Pode ser uma alternativa viável para aumento da oferta de eletricidade ao país.

A incorporação da tecnologia para gaseificação de bagaço de cana de açúcar no setor sucroalcooleiro é viável tecnicamente. Demonstrou-se que é possível atender às demandas de processo de uma usina típica. O aumento na oferta de geração de eletricidade é uma realidade que não concorre com a produção de açúcar e etanol, tornando-se um valor agregado ao setor sucroalcooleiro que sensibiliza o resultado operacional.

Os resultados obtidos para a quantidade de biomassa processada na safra 2006/2007 da Usina Pioneiros demonstram que, com a incorporação da configuração BIG/GTCC, a safra se encontra subdimensionada para atender à demanda de calor de processo, sendo necessária a queima suplementar de combustíveis na caldeira de recuperação. Nesse caso, considerou-se o gás natural como combustível.

Pelo modelo termoeconômico desenvolvido, propôs-se uma central de cogeração BIG/GTCC com a possibilidade de se utilizar da queima suplementar de gás natural na caldeira de recuperação. O modelo construído mostrou que a queima suplementar na caldeira de recuperação não é economicamente favorável. De modo a garantir a necessidade fixa de calor útil no processo, o modelo de otimização indicou uma configuração com capacidade de processamento de bagaço de cana de açúcar que atenda, após todas as etapas subseqüentes, o processo de calor útil (destilação e fermentação). É mais interessante comprar bagaço do que utilizar o gás natural no processo. O modelo termoeconômico permitiu maximizar o lucro obtido com a venda de excedentes de eletricidade. O ponto de ótimo obtido para as quatro variáveis de decisão selecionadas (razão de compressão, temperatura da entrada da turbina a gás e temperatura e pressão do vapor vivo que alimenta o turbogerador a vapor) se encontra substancialmente diferente dos valores encontrados no modelo puramente energético e sem otimização.

Em termos econômicos, o investimento na nova configuração é elevado. Os valores encontrados para condições econômicas semelhantes às existentes no Brasil demonstram um custo de implementação relativamente alto e que se encontra dentro do intervalo disponível na literatura científica. É necessário salientar que existem diversas outras variáveis que compõem

o equacionamento de custos e que não se utilizou neste trabalho. Essas podem melhorar a atratividade econômica do empreendimento de cogeração proposto neste trabalho e servem de sugestão para estudos futuros.

Como sugestões para trabalhos futuros, tem-se:

- Aplicação de outras metodologias de análise termoeconômica como o método do custo de manufatura exergético, método matricial de Valero, entre outros.
- Estudo da incorporação no modelo econômico, de possíveis subsídios governamentais e avaliação desse impacto na função objetivo;
- Estudo da incorporação de modelo econômico que considera aumentos nos preços de combustíveis fósseis, no cenário internacional;
- Seleção de outras variáveis de decisão no modelo de otimização;
- Desenvolvimento de novo modelo de análise econômica que leve em consideração custos dos equipamentos mais próximos a realidade;
- Construção de diagramas de Sankey e de Grassmann para as configurações propostas;
- Estudo dos impactos ambientais relacionados a incorporação da gaseificação de bagaço de cana de açúcar e ciclo combinado no setor sucroalcooleiro;
- Estudo do potencial de aumento da oferta de eletricidade do setor sucroalcooleiro do Brasil.

REFERÊNCIAS

ALSTOM POWER INDUSTRIAL TURBINES, **Steam Turbine Data Sheet**, Taubaté - SP. Proposta AA.SP.111.01.Rev 01. 50 p.

ANDRADE, R. V. **Gaseificação de Biomassa: Uma Análise Teórica e Experimental**. Itajubá, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 2007. 205 p.

ANEEL. **Tarifa Média de eletricidade por Classe de Consumo e por Região**. 5 p. 2013. Disponível:< <http://www.aneel.gov.br/area.cfm?idArea=550>> Acesso em: 15 Maio 2014.

ANTUNES, J. S. **Código Computacional para a Análise de Sistemas de Cogeração com Turbinas a Gás**. Guaratinguetá, (Tese de Doutorado) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, 1999. 157 p.

BEJAN A; TSATSARONIS G; MORAN M. **Thermal Design and Optimization**. John Wiley & Sons, New York, 1996. 600 p.

BIASI, V. **Gas Turbine World Handbook**. For project planning, Design, Construction and operation. Southport. Pequot Publication, V.23, 2008. 152 p.

BLACKADDER W.H; RENSFELT. E; WALDHEIM, L. **Heat and Power Production in the range 5-50 MW**. Interlaken, Suíça. In: Advances In Thermochemical biomass Conversion. 1992, v. 2, 1993. p. 449 – 474.

BOEHM RF. **Design analysis of thermal systems**. New York: Willey. 1987. 442 p.

BOLOY, R. M. A. **Simulação Computacional da gaseificação de madeira de pequeno por empregando um gaseificador Downdraft**. Guaratinguetá, (Dissertação). Faculdade de Engenharia, Campus Guaratinguetá, Unesp, 2008. 88 p.

CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering, an Introduction**. New York, 8th ed., Wiley publishing, 2010. 550 p.

CAMARGO, C. A; USHIMA, H A. **Conservação de energia na indústria do açúcar e do álcool**. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas - IPT, 1992. 796 p.

CAPUTO, A.C., et al. **Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: effects of logistic variables**. Biomass and Bioenergy, 28(1), 2005. p. 35-51

CARRIL, T.P; NEBRA, S.A; SÁNCHEZ PRIETO, M.G.S. **Análise do custo exerético do sistema de geração de vapor da usina Cruz Alta**. Uberlândia. Anais do XVI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Vol. 4, 2001. p. 196-205.

CASTRO, NIVALDE JOSÉ; A.DANTAS GUILHERME; SILVA LEITE, ANDRÉ LUIZ; BRANDÃO, ROBERTO. **“Bioeletricidade e a indústria de álcool e açúcar: possibilidades e limites.”** GESEL/UFRJ - Synergia Editora. 2008. 342 p.

COMGAS. **Tarifa de Gás canalizado para coogeradores por Região 2** p. 2013. Disponível:<<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/coogeracao.aspx>> Acesso em: 15 Maio. 2014

CORONADO C. J; YOSHIOKA, JULIANA TIYOKO; SILVEIRA, J. L. **Electricity, hot water and cold water production from biomass. Energetic and economical analysis of the**

compact system of cogeneration run with woodgas from a small downdraft gasifier
Renewable Energy, v. 36, 2011. p. 1861-1868.

DINIZ FILHO, PAULO TASSO; SILVEIRA, JOSE LUZ; TUNA, CELSO EDUARDO;
LAMAS, WENDELL DE QUEIROZ. **Energetic, ecologic and fluid-dynamic analysis of a
fluidized bed gasifier operating with sugar cane bagasse.** Applied Thermal Engineering, v.
57, 2013. p. 116-124.

EL-SAYED Y. M.; APLENC A. J. **Application of the Thermoeconomic Approach to the
Analysis and Optimization of Vapor-Compression Desalting System.** Transactions of
ASME, J. of Engineering for Power, Vol. 92, No. 1, 1970. p. 17-26.

EL-SAYED Y.M.; EVANS R.B. **Thermoeconomics and the Design of Heat Systems.**
Transactions of ASME, J. of Engineering for Power, Vol. 92, No.1, 1970. p. 27-35.

ENSINAS, ADRIANO V. et al. **Analysis of process steam demand reduction and
electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane.** Energy
Conversion and Management Volume 48, Issue 11, 2007. p. 2978-2987

E.R. PALMER. **Wood gasification: a survey of existing process technologies,** Rep.
IPD/TSD/6008, Industrial Processing Division, DSIR, Petone, New Zealand, 1982. p. 243.

FRANGOPOULOS, C. A. **Application of the Thermoeconomic Functional Approach to
the CGAM Problem,** Energy, Vol. 19, No. 3, 1994. p. 323-342.

FRANGOPOULOS, C. A. **Methods of Energy Systems Optimization.** Gliwice, Poland.
Summer School Notes: Optimization of Energy Systems and Processes, 2003. 120 p.

FRANGOPOULOS, C. A. **Thermoeconomic Functional Analysis and Optimization** Energy, Vol. 12, No. 7, 1987. p. 563-571.

FRANGOPOULOS C. A. **Thermo-economic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems**. Atlanta, Ga, (Ph.D. Thesis), Georgia Institute of Technology, 1983. 211 p.

FIOMARI, M.C. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do oeste paulista com sistema de cogeração de energia em expansão**. Ilha Solteira, UNESP (Dissertação de Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica. 2004. 129 p.

GRAFTE, N. E. ROOST., 1987, "**Hot water resistant coatings for the inside protection of desalination plants**" Desalination, Volume 66, Pages 223–234

INCROPERA, F.P; DE WITT, D.P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Hoboken, NJ. John Wiley & Sons, 1999. 613 p.

JAGUARIBE E.F., LOBO, P.C., NETO, J.R.L, SOUZA, W.L. & ROCHA, F.A.A. **Estudo Termodinâmico e Análise de Custos da Ampliação de um Sistema de Cogeração de Energia em uma Destilaria de Cana-de-açúcar**. Caxambu - MG. Anais do IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas (em CD-ROM), 2002. 9 p.

JENKINS B. M. **Physical properties of biomass**. New York. In Biomass-Handbook, ed. O. Kitani and C. W. Hall. Gordon & Breach, 1989. p. 860-891.

KLEIN, S.A; ALVARADO, F.L. **EES – Engineering Equation Solver**. Middleton, WI. F-Chart Software. 2011.

KOTAS, T. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Malabar: Krieger Publishing Company. 1985. 555 p.

KRISTER STAHL. **Biomass IGCC at Varnamo, Sweden - Past and Future**. 2004. 22 p.

LAMAS W. Q; SILVEIRA J. L; GIACAGLIA, G. E.O; REIS L. O. M. **Development of a methodology for cost determination of wastewater treatment based on functional diagram**. Applied Thermal Engineering.,v.29, 2009. p. 2061-2071.

LARSON, E. D. **Tecnology for Electricity and Fuels From Biomass**. Energy Enviroment Magazine, v. 18, 1993. p. 567-630.

LARSON, E. D., WILLIAMS, R. H.; REGIS, M.; LEAL, L.V. **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, Volume 5, Issue 1, 2001. p. 54-76.

MAKRAY, Z.T. **Gasification of Biomass in a Downdraft Gasifier**. Campinas. Unicamp, Brazil. (Post-Graduate Thesis at the Faculty of Engineering of Campinas). Department of Mechanical Engineering,. 1984. p. 40-45.

MCKENDRY, P. **Energy Production from Biomass (Part 3): Gasification Technologies**. Bioresource Technology, vol. 83, 2002. p. 55-63.

MORLEY, CHRIS. **GASEQ: A chemical equilibrium program for Windows**. Version 0.79, Pipex Software. 2012.

NEXANT. **Gasification Plant Cost and Performance Optimization**. 2005. 123 f. Disponível: <http://www.netl.doe.gov/technologies/coalpower/gasification/pubs/pdf/Gasification_Alternatives_for_Industrial_Applications.pdf> Acesso em: 15 Dez. 2012

NOGUEIRA, L. A. H.; LORA, E. E. S. **Dendroenergia: fundamentos e aplicações**. Rio de Janeiro: Ed. Interciência, 2003. 199 p.

OGDEN, J. M; WILLIAMS, R. H; FULMER, M. E. et al. **Cogeneration Applications of Biomass Gasifier /Gas Turbine Technologies in the Cane Sugar and Alcohol Industries**. Cambridge, Massachusetts. In: *Energy and the Environment in the 21 st Century*, 1990. p. 310-346.

OLIVARES, E. **Projeto, Construção e Avaliação Preliminar de um Reator de Leito Fluidizado para Gaseificação de Bagaço de Cana-de-açúcar**. Campinas. (Dissertação de Mestrado), Faculdade de Engenharia Agrícola Universidade Estadual de Campinas. 1996. 196 p.

PELLEGRINNI, LUIZ FELIPE; OLIVEIRA, SILVIO DE; BURBANO, JUAN CARLOS. **Supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles for sugarcane mills**. v. 35, 2010. p. 1172-1180.

PERRY. **Chemical Engineer Handbook**. New York. 6ta ed. McGraw-Hill, 1984. 687 p.

PIONEIROS BIOENERGIA. **Histórico da Destilaria Pioneiros**. 2009. 4 f. Disponível em: <http://www.industriabrasileira.com/empresas/pioneiros_bioenergia_sa_sud_mennucci/>. Acesso em: 05 Nov. 2012.

RUBIN, EDWARD S; CHAO CHEN; ANAND B. RAO. **Cost and performance of fossil fuel power plants with CO₂ capture and storage.** Energy Policy, Volume 35, Issue 9, 2007. p. 4444–4454

SANCHEZ, M.G. S; NEBRA,S.A. **Analysis of a Cogeneration System of a Sugar Mill Plant.** Berlim, Germany. Proceedings of ECOS 2002, 2002. p. 111-117

SILVEIRA, J. L; CARVALHO JUNIOR, J. A.; VILLELA, I. A. C. **Combined cycle versus one thousand diesel power plants: pollutant emissions, ecological efficiency and economic analysis.** Renewable & Sustainable Energy Reviews, v. 11, 2007. p. 524-535.

SILVEIRA, J. L. **Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários: Estudo de Casos para o Setor Terciário.** Campinas. (Tese de Doutorado), Unicamp. 1994. 203 p.

SILVEIRA J.L. **Estudo de sistema de cogeração aplicado à fabricação de papel e celulose,** (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1990. 141 p.

SILVEIRA, J. L; NOGUEIRA, L. H. N. **Thermoeconomic Functional Analysis Applied in Cogenerations Systems Associated to Cellulose Plants.** Zaragoza, Spain. Proceedings of the International Symposium On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems – ASME ECO’92. 1992. p. 381-386

SILVEIRA, J. L. **Uma Contribuição para a Modelagem Termoeconômica: Otimização da Operação e do Projeto de Sistemas Energéticos.** Guaratinguetá. (Tese de Livre Docência), Unesp, Campus de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia. 1998. 65 p.

SILVEIRA, J. L.; TUNA, CELSO EDUARDO. **Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power system. Part I.** Progress in Energy and Combustion Science, v. 29, 2003. p. 479-485.

SILVEIRA, J. L. ; TUNA, C. E.; PEDROSO, D. T.; SILVA, MÁRCIO EVARISTO; MACHIN, EINARA BLANCO; BRAGA, L. B.; MARTINELLI JUNIOR, V. 2014. **Technological Advancements in Biohydrogen Production and Bagasse Gasification Process in the Sugarcane Industry with Regard to Brazilian Conditions.** Switzerland: Springer International Publishing. Biofuels in Brazil: Fundamental Aspects, Recent Developments, and Future Perspectives. 1ed., v. 1. 2014. p. 1-23.

STAHL, K; NEERGARD, M. **IGCC power plant for biomass utilization.** Värnamo, Sweden. Biomass and Bioenergy Vol. 15, No. 3: 1998. p. 205-211

SZARGUT J., MORRIS D. R.; STEWARD F. R. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes.** New York / Springer-Verlag, Berlin. Hemisphere Publishing. 1988. 452 p.

TRADING ECONOMICS. **United States Inflation Rate.** 2012. 5 f. Disponível em: <<http://www.tradingeconomics.com/united-states/inflation-cpi>> Acesso em: 20 Dez. 2012

TSATSARONIS G, WINHOLD M, STOJANOFF CG. **Thermoeconomic analysis of a gasification-combined-cycle powerplant.** Electric Power Research Institute. 1986. p. 13-17.

TSATSARONIS, G. **Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems.** Progress in Energy and Combustion Science Vol. 19, 1993. p. 227-257.

TUNA, CELSO EDUARDO. **Um método de análise Exergoeconômica para a otimização de sistemas energéticos.** Guaratinguetá. (Tese de Doutorado), Departamento de Energia, Universidade Estadual Paulista - UNESP. 1999. 155 p.

VALERO, A., LOZANO, M.A., SERRA, L., TSATSARONIS, G., PISA, J., FRANGOPOULOS, C., VON SPAKOVSKI, M.R. **CGAM Problem: Definition and Conventional Solution.** Energy. Vol. 19. 1994. p. 279-286.

VILLELA, I. A. C. **Desenvolvimento de um modelo termoeconômico que considera impactos ambientais.** Guaratinguetá. (Tese de Doutorado) - Departamento de Energia, Universidade Estadual Paulista - UNESP, 2007. 145 p.

WILLIAMS, R.H; LARSON, E.D. **Renewable Energy - Sources for Fuels and Electricity.** Washington, D.C. Island Press, 1993. 1160 p.

WYLEN, G. **Fundamentals of Thermodynamics.** New York. (6th Edition), SONNTAG & BORGNAKKE, 1999. 536 p.

ZAINAL Z.A; ALI R., LEAN C.H; SEETHARAMU K.N. **Prediction of performance of downdraft gasifier using equilibrium modeling for different biomass materials.** Malasia. Energy Conversion & Management. v 43, 2001. p. 1499-1515.

Anexo A

Sendo:

R_a Constante ideal de expansão do ar [kJ/kg.K]

R_G Constante ideal de expansão do gás de combustão [kJ/kg.K]

$$\varepsilon_0 = 0$$

$$\varepsilon_1 = PCS_{BIO}$$

$$\varepsilon_2 = PCI_{BIO(b.u)}$$

$$\varepsilon_3 = PCI_{g(b.u)}$$

$$\varepsilon_4 = PCI_{g(b.u)}$$

$$\varepsilon_5^T = cp_a \cdot (T_5 - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_5}{T_0})) + R_a \cdot \ln \frac{P_5}{P_0}$$

$$\varepsilon_6^T = cp_a \cdot (T_6 - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_6}{T_0})) + R_a \cdot \ln \frac{P_6}{P_0}$$

$$\varepsilon_7^T = cp_a \cdot (T_7 - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_7}{T_0})) + R_a \cdot \ln \frac{P_7}{P_0}$$

$$\varepsilon_8^T = cp_G \cdot (T_8 - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_8}{T_0})) + R_G \cdot \ln \frac{P_8}{P_0} + eX_{gas}$$

$$\varepsilon_9^T = cp_G \cdot (T_9 - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_9}{T_0})) + R_G \cdot \ln \frac{P_9}{P_0} + eX_{gas}$$

$$\varepsilon_{10}^T = cp_G \cdot (T_{10} - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_{10}}{T_0})) + R_G \cdot \ln \frac{P_{10}}{P_0} + eX_{gas}$$

$$\varepsilon_{11}^T = cp_G \cdot (T_{11} - T_0 - T_0 \cdot \ln(\frac{T_{11}}{T_0})) + R_G \cdot \ln \frac{P_{11}}{P_0} + eX_{gas}$$

$$\varepsilon_{12} = h_{12} - h_0 - T_0 \cdot (S_{12} - S_0)$$

$$\varepsilon_{13} = h_{13} - h_0 - T_0 \cdot (S_{13} - S_0)$$

$$\varepsilon_{14} = h_{14} - h_0 - T_0 \cdot (S_{14} - S_0)$$

$$\varepsilon_{15} = h_{15} - h_0 - T_0 \cdot (S_{15} - S_0)$$

$$\varepsilon_{16} = h_{16} - h_0 - T_0 \cdot (S_{16} - S_0)$$

$$\varepsilon_{17} = h_{17} - h_0 - T_0 \cdot (S_{17} - S_0)$$

$$\varepsilon_{18} = h_{18} - h_0 - T_0 \cdot (S_{18} - S_0)$$

$$\varepsilon_{19} = h_{19} - h_0 - T_0 \cdot (S_{19} - S_0)$$

$$\varepsilon_{20} = h_{20} - h_0 - T_0 \cdot (S_{20} - S_0)$$

$$\varepsilon_{21} = h_{21} - h_0 - T_0 \cdot (S_{21} - S_0)$$

Anexo B

Algoritmo de simulação-otimização não linear escrito para o programa EES. Para a resolução deste modelo, é necessário optar pelo modelo numérico (Mín/Máx) e selecionar as quatro variáveis de decisão propostas.

{SDS,}

“Multiplicadores de Lagrange”

$$K1=T*(c12*rc*\ln(rc)/(0,9-nc)*(E2-E1))+K4*(1,086*(T2-T1))/(E2-E1)$$

$$K2=T*(c21/((E3t-E2t)*ma))*((mg*1,23*(T5-T6)/(U*TA))^{(0,6)}+K1*((Ra*T0*(\ln(P2/P3)+\ln(P5/P6)))/(E3t-E2t))+K6*((1+f)*(E5t-E6t)/(E3t-E2t))$$

$$K3=T*(c31*(1+\exp(0,018*T4-26,4))/(0,995-0,95)*((1+f)*E4t-E3t))+K1*((Ra*T0*\ln(P3/P4))/((1+f)*E4t-E3t))+K0.14*(f*Hu)/((1+f)*E4t-E3t)$$

$$K4=T*((c41*\ln(rt)*(1+\exp(0,036*T4-54,4))/((0,92-nt)*1,35*(T4-T5)))+K1*(Ra*T0*\ln(rc))/((1+f)*1,35*(T4-T5))+K6*((E4t-E5t)/(1,35*(T4-T5)))$$

$$K5=T*(c51*((h17p-h17)/TEC)^{0,8}+((h8-h17p)/TEV)^{0,8}*0,8*((Y5/(E8-E17))^{(-0,2)}*(1/(E8-E17))+c52/(E8-E17))+c53*((h8-h17)/(E8-E17)*1,2*(T6-T7))^{(1,2)}*1,2*(Y5^{(0,2)}))+K1*((h8-h17)*Ra*T0*\ln(P6/P7))/((E8-E17)*1,2*(T6-T7)*(1+f))+K6*((h8-h17)*(E6t-E7t))/((E8-E17)*1,2*(T6-T7))+K0.5*f_{gas}*H_{gas}/((1+f)*(E7t-E6t))$$

$$K6=K1*((E2t-E1t)/((1+f)*(E4t-E7t)))+K2*(E3t-E2t)/((1+f)*(E4t-E7t))+K3*((1+f)*E4t-E3t)/((1+f)*(E4t-E7t))$$

$$K0.14=0*10^{(-7)} \quad \text{"Se for considerar o custo do bagaço o valor é } 10*10^{(-7)}\text{"}$$

$$K0.5=15,6*(10^{(-6)})$$

$$K0.8=38*10^{(-6)} \quad \text{"Estes multiplicadores de Lagrange (de 0.8 a 0.12) são simplesmente o custo da eletricidade comprada da rede externa (US$/kJ)"}$$

$$K0.9=38*10^{(-6)}$$

$$K0.10=38*10^{(-6)}$$

$$K0.12=38*10^{(-6)}$$

$$K0.13=0,5*10^{(-6)} \quad \text{"Este multiplicador de Lagrange é o custo da água de refrigeração do condensador (US$/kJ)"}$$

$$K7=K8*(v*(P18-P12)*m9)/((v*(m9*(P18-P12)+m10*(P18-P13)+m11*(P18-P14))))+K9*(v*(P18-P13)*m10)/((v*(m9*(P18-P12)+m10*(P18-P13)+m11*(P18-P14))))+K10*(v*(P18-P14)*m11)/((v*(m9*(P18-P12)+m10*(P18-P13)+m11*(P18-P14))))$$

$$K8=K0.8*(1/(nm8*nII8))+T*4436*0,71*(Y8^{(-0,29)})$$

$$K9=K0.9*(1/(nm9*nII9))+T*4436*0,71*(Y9^{(-0,29)})$$

$$K10=K0.10*(1/(nm10*nII10))+T*4436*0,71*(Y10^{(-0,29)})$$

$$K11=T*2000*0,7*(Y11^{(-0,3)})+K5*(1/(nm11*nII11))$$

$$K12=K0.12*(1-R)+K11*R$$

$$K13=T*(2222/(h9-h12))+K0.13*(v*fp*(Pa-Pb))/cpw*(Tb-TAA)+K5*(E9-E12)/(h9-h12)$$

$$K14=T*(481912*0,67*((Y14/PCbio*1,94))^{(-0,33)}*(1/PCbio*1,94))+K0.14*1/0,6362$$

"Função Lagrangeana Completa - Produto fixo de eletricidade e produto fixo para calor útil de processo"

$$L=(Z1+Z2+Z3+Z4+Z5+Z8+Z9+Z10+Z11+Z13+Z14)+(K4*Y4.1-K1*Y1+K1*Y1.2+K6*Y6.2-K2*Y2+K1*Y1.3+K14*Y14.3-K3*Y3+K1*Y1.4+K6*Y6.4-K4*Y4+K1*Y1.5+K6*Y6.5+K7*Y7.5-K5*Y5+K1*Y1.6+K2*Y2.6+K3*Y3.6+K8*Y8.7+K9*Y9.7+K10*Y10.7+K0.8*Y8-K8*Y8+K0.9*Y9-K9*Y9+K0.10*Y10-K10*Y10+K5*Y5.11-Y11*K11+K11*Y11.12+K0.12*Y0.12+K5*Y5.13+K0.13*Y0.13-K13*Y13+K0.14*Y0.14-K0.14*Y0.14-K5*Y5.0-K4*Y4.0+K12*Y12.0-K12*Y12.0-K13*Y13+K0.13*Y0.13-K0.13*Y0.13+cel*Y0.12-K0.12*Y0.12+cel*Y0.8-K0.8*Y0.8+cel*Y0.9-K0.9*Y0.9+cel*Y0.10-K0.10*Y0.10+K0.14*Y0.14-K14*Y14+cgas*Y0.5-K0.5*Y0.5+K0.5*Y0.5)*3600*4914 \quad "\$/ano"$$

"Valores dos equipamentos"

$$Z1=((c11*ma)/(c12-nc))*(P2/P1)$$

$$Z2=c21*((mg*1,17*(T5-T6)/(U*TA))^{0,6})$$

$$Z3=((c31*ma)/(c32-(P4/P3)))*(1+\exp(c33*T4-c34))$$

$$Z4 = ((c41 * mg) / (c42 - nt)) * \ln(P4/P5) * (1 + \exp(c43 * T4 - c44))$$

$$Z5 = c51 * (((Qec)/TEC)^{0,8} + ((Qev)/TEV)^{0,8}) + c52 * mv + c53 * (mg^{1,2})$$

$$Z8 = 4436 * (Y0.8^{(0,71)})$$

$$Z9 = 4436 * (Y0.9^{(0,71)})$$

$$Z10 = 4436 * (Y0.10^{(0,71)})$$

$$Z11 = 2000 * (Y11^{0,7})$$

$$Z13 = 2222 * mv$$

$$Z14 = 205069 * (Qb)^{0,67}$$

"Constantes econômicas"

$$c11 = 61,3$$

$$c12 = 0,9$$

$$c21 = 3544$$

$$c31 = 39,7$$

$$c32 = 0,995$$

$$c33 = 0,018$$

$$c34 = 26,4$$

$$c41 = 413,4$$

$$c42 = 0,92$$

$$c43 = 0,036$$

$$c44 = 54,4$$

$$c51 = 5666$$

$$c52 = 18347$$

$$c53 = 1021,4$$

"Variáveis de decisão – rc, T4, T8, P8"

$$rt = P4/P5$$

"Pré-Aquecedor"

$$Q5 = mg * 1,23 * (T5 - T6)$$

$$Q3 = 1,12 * ma * (T3 - T2)^{0,77}$$

$$Q5 = Q3$$

$$nc = 0,8465$$

$$nt = 0,8787$$

$$h8=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=T8;P=P8)$$

$$S8=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=T8;P=P8)$$

$$T3=T2+35$$

"Produtos do sistema"

"kW" "Produto Fixo"

$$W_{tv}=(h8*m_v-(h10*m_{10}+h9*m_9)) \quad \text{"kW"} \quad \text{"Produto não Fixo"}$$

$$Q=(h8-h17)*m_v \quad \text{"kW"} \quad \text{"Calor útil para processo é produto fixo nesse caso "}$$

$$Q_{\text{processo}}=82000 \quad \text{"Produto fixo"}$$

$$f_{\text{gas}}=m_{\text{gas}}/m_g$$

$$W_{\text{total}}=(W_{\text{tg}}+W_{\text{tv}})*0,98$$

$$W_{\text{total}}=100000$$

$$Q=(T6-T7)*1,17*m_g*0,85+m_{\text{gas}}*H_{\text{gas}}$$

$$Q_{\text{ec}}=m_v*(h17_p-h17)$$

$$Q_{\text{ev}}=Q-Q_{\text{ev}}$$

"Variáveis de processo"

$$m_a=W_{\text{tg}}/((1+f)*1,35*(T4-T5)-1,086*(T2-T1))$$

$$f=(1,35*(T4-298)-1,12*(T3-298))/((H_u)-1,35*(T4-298))$$

$$m_g=(1+f)*m_a$$

$$m_f=m_a*f$$

$$m_c=m_f/2,183$$

$$Q_b=m_c*3,6$$

$$Q_{\text{processo}}=m_{10}*(h10-h12)$$

"Constantes de processo"

$$R_a=0,287$$

$$Hu=4362,75 \text{ "4910 kJ/N.m}^3\text{"}$$

$$U=0,018$$

$$TA=((T6-T2)-(T5-T3))/\ln((T6-T2)/(T5-T3))$$

$$TEC=201,47$$

$$TEV=242,07$$

"Modelo Econômico"

$$T=9,54*(10^{(-15)})$$

"Temperaturas"

$$T0=298$$

$$T1=298$$

$$T2=T1*(1+(1/nc)*((rc)^{0,286}-1))$$

$$T5=823,84$$

$$T7=433$$

$$T9=315,67 \text{ "K"}$$

$$T10=126,8 \text{ "C"}$$

$$T11=42,67 \text{ "C"}$$

$$T12=298$$

$$T13=298$$

$$T14=298$$

$$T15=315,67$$

$$T16=302$$

$$T17=302$$

$$T17p=T8-15$$

"Pontos Exergéticos"

$$E0=0$$

$$E_{bag} = H_u$$

$$E_{1t} = 1,004 * (T_1 - T_0 - T_0 * (\ln(T_1/T_0)))$$

$$E_{2t} = 1,086 * (T_2 - T_0 - T_0 * (\ln(T_2/T_0)))$$

$$E_1 = E_{1t} + R_a * T_0 * \ln(P_1/P_0)$$

$$E_2 = E_{2t} + R_a * T_0 * \ln(P_2/P_0)$$

$$E_{3t} = 1,12 * (T_3 - T_0 - T_0 * (\ln(T_3/T_0)))$$

$$E_{4t} = 1,35 * (T_4 - T_0 - T_0 * (\ln(T_4/T_0))) + E_q$$

$$E_{5t} = 1,23 * (T_5 - T_0 - T_0 * (\ln(T_5/T_0))) + E_q$$

$$E_{6t} = 1,2 * (T_6 - T_0 - T_0 * (\ln(T_6/T_0))) + E_q$$

$$E_{7t} = 1,17 * (T_7 - T_0 - T_0 * (\ln(T_7/T_0))) + E_q$$

$$E_8 = h_8 - h_0 - T_0 * (S_8 - S_0)$$

$$E_9 = h_9 - h_0 - T_0 * (S_9 - S_0)$$

$$E_{10} = h_{10} - h_0 - T_0 * (S_{10} - S_0)$$

$$E_{11} = h_{11} - h_0 - T_0 * (S_{11} - S_0)$$

$$E_{12} = h_{12} - h_0 - T_0 * (S_{12} - S_0)$$

$$E_{13} = h_{13} - h_0 - T_0 * (S_{13} - S_0)$$

$$E_{14} = h_{14} - h_0 - T_0 * (S_{14} - S_0)$$

$$E_{15} = h_{15} - h_0 - T_0 * (S_{15} - S_0)$$

$$E_{16} = h_{16} - h_0 - T_0 * (S_{16} - S_0)$$

$$E_{17} = h_{17} - h_0 - T_0 * (S_{17} - S_0)$$

"Pressões"

$$P_0 = 0,1013$$

$$P_1 = 0,1013 \text{ "MPa"}$$

$$P_2 = P_1 * r_c$$

$$P_3 = 0,95 * P_2$$

$$P_4 = 0,95 * P_3$$

$$P_5 = P_6 / 0,97$$

$$P_6 = P_7 / 0,95$$

$$P_7 = 0,1013$$

"MPa"

P9=0,0085
P10=0,245
P11=2,156
P12=0,0085
P13=0,0085
P14=0,0085
P15=P8
P16=P8
P17=P8
P18=P8

"Vazões"

m8=mv "kg/s"

m9=7,68

m10=(mv-7,68)

m11=7,68

m12=m10

m13=m11

m14=m12

m15=mv

m16=mv

m17=mv

"Entalpias"

h17p=ENTHALPY(Water;X=0;P=P8)

h0=105

S0=0,3673

h9=2579

S9=8,207

h10=2732,5

S10=7,101

$$h_{11}=178,7$$

$$S_{11}=0,6078$$

$$h_{12}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=25;P=245)$$

$$S_{12}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=25;P=245)$$

$$h_{13}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=42,67;P=2156)$$

$$S_{13}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=42,67;P=2156)$$

$$h_{14}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=25;P=2156)$$

$$S_{14}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=25;P=2156)$$

$$h_{15}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=27,22;P=2156)$$

$$S_{15}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=27,22;P=2156)$$

$$h_{16}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=27,22;P=2156)$$

$$S_{16}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=27,22;P=2156)$$

$$h_{17}=\text{ENTHALPY}(\text{Water};T=27,22;P=P8)$$

$$S_{17}=\text{ENTROPY}(\text{Water};T=27,22;P=P8)$$

"Unidade 1: Compressor"

$$Y_1=ma*(E_2-E_1)$$

$$Y_{4.1}=ma*1,086*(T_2-T_1)$$

$$Y_{1.2}=ma*Ra*T_0*(\ln(P_2/P_3)+\ln(P_5/P_6))$$

$$Y_{1.3}=ma*Ra*T_0*\ln(P_3/P_4)$$

$$Y_{1.4}=ma*Ra*T_0*\ln(P_4/P_5)$$

$$Y_{1.5}=ma*Ra*T_0*\ln(P_6/P_7)$$

$$Y_{1.6}=ma*(E_{2t}-E_{1t})$$

"Unidade 2: Pré-Aquecedor de ar"

$$Y_2=ma*(E_{3t}-E_{2t})$$

$$Y_{6.2} = m_g \cdot (E_{5t} - E_{6t})$$

$$Y_{2.6} = m_g \cdot (E_{3t} - E_{2t})$$

"Unidade 3: Câmara de Combustão"

$$Y_3 = m_g \cdot E_{4t} - m_a \cdot E_{3t}$$

$$Y_{14.3} = Y_{14}$$

$$Y_{3.6} = m_g \cdot E_{4t} - m_a \cdot E_{3t}$$

"Unidade 4: Turbina a gás"

$$Y_4 = m_g \cdot 1,35 \cdot (T_4 - T_5)$$

$$Y_{4.0} = W_{tg}$$

$$Y_{6.4} = m_g \cdot (E_{4t} - E_{5t})$$

"Unidade 5: Caldeira de recuperação"

$$Y_5 = m_v \cdot (E_8 - E_{17})$$

$$Y_{6.5} = m_g \cdot (E_{6t} - E_{7t})$$

$$Y_{5.0} = Q_{processo}$$

$$Y_{0.5} = m_{gas} \cdot H_{gas}$$

"Unidade 6: Junção"

$$Y_6 = Y_{6.2} + Y_{6.4} + Y_{6.5} \quad "Y_6 = m_g \cdot (E_{4t} - E_{7t})"$$

"Unidade 7: Junção"

$$Y_7 = Y_{8.7} + Y_{9.7} + Y_{10.7}$$

$$Y_{7.5} = Y_7$$

"Unidade 8: Bomba Final"

$$Y_8 = m_v \cdot (E_{17} - E_{16})$$

$$Y_{0.8} = m v * (h_{17} - h_{16}) / n m_8$$

$$Y_{8.7} = Y_8$$

"Unidade 9: Bomba do Processo"

$$Y_9 = m_{10} * (E_{14} - E_{12})$$

$$Y_{0.9} = m_{10} * (h_{14} - h_{12}) / n m_9$$

$$Y_{9.7} = Y_9$$

"Unidade 10: Bomba do condensador"

$$Y_{10} = m_9 * (E_{13} - E_{11})$$

$$Y_{0.10} = m_9 * (h_{13} - h_{11}) / n m_{10}$$

$$Y_{10.7} = Y_{10}$$

"Unidade 11: Turbina à vapor"

$$Y_{11} = W_{tv}$$

$$Y_{5.11} = E_8 * m_8 - E_9 * m_9 - E_{10} * m_{10}$$

$$Y_{11.12} = Y_{11}$$

"Unidade 12: Junção"

$$R = 1$$

"Eletricidade excedente ou faltante"

$$E_r = Y_{12} + Y_{4.0}$$

$$E_p = Y_{11} + Y_{4.0}$$

$$Y_{0.12} = (1 - R) * E_r$$

$$Y_{12} = Y_{11} + Y_{0.12}$$

$$Y_{12} = Y_{12.0}$$

"Unidade 13: Condensador"

$$Y5.13 = m9 * (E9 - E12)$$

$$Y13 = m9 * (h12 - h15)$$

$$Y0.13 = M_w * v * f_p * (P_a - P_b)$$

"Unidade 14: Gaseificador"

$$Y0.14 = f * m_a * PCI_{bio} / 2,183$$

$$Y14 = H_u * m_a * f$$

"Exergia Química"

$$Eq = 44 \quad \text{"kJ/kg"}$$

"PCI do bagaço"

$$PCI_{bio} = 14970$$

"Varáveis gerais do ciclo combinado"

"eficiência da bomba"

$$nm8 = 0,85 \quad \text{"eficiência mecânica da bomba"}$$

$$nm9 = 0,85$$

$$nm10 = 0,85$$

$$nm11 = Y11 / (h8 * m8) \quad \text{"eficiência mecânica da turbina"}$$

$$v = 0,001003 \quad \text{"volume específico da água"}$$

$$f_p = 0,9$$

$$M_w = 5,9$$

$$c_{pw} = 4,178 \quad \text{"kJ/kg.K"}$$

$$P_b = 101,3$$

$$P_a = 1600$$

$$T_b = 40 \quad \text{"C Celsius"}$$

TAA=25

"Relação exergética de produção associada ao equipamento, razão entre as saídas e as entradas de exergia, em base incremental. "

nII8=0,904

nII9=0,904

nII10=0,904

nII11=0,4206

cagua=K0.13

cel=K0.12

cgas=K0.5

Hgas=47966