

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro- Alcooleira, Estudo de Caso.

Autor: Mario Gabriel Sánchez Prieto
Orientador: Silvia Azucena Nebra
Co-orientador:

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso.

Autor: Mario Gabriel Sánchez Prieto

Orientador: Silvia Azucena Nebra

Co-orientador:

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2003.
S.P. – Brasil.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

TESE DE DOUTORADO

**Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-
Alcooleira, Estudo de Caso.**

Autor: Mario Gabriel Sánchez Prieto

Orientador: Silvia Azucena Nebra

**Prof. Dra. Silvia Azucena Nebra, Presidente
Instituição FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran
Instituição FEM/UNICAMP**

**Prof. Dr. Isaias de Carvalho Macedo
Instituição NIPE/UNICAMP**

**Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr
Instituição USP/São Paulo**

**Prof. Dr. Manoel Regis Lima Verde
Instituição COPERSUCAR/Piracicaba/São Paulo**

Campinas, 26 de fevereiro de 2003

Dedicatória:

Dedico este trabalho a meu pai Rafael Angel Sánchez (“in memoriam”).

Agradecimentos

Culmina este trabalho de tese, que como outros tantos deixam a porta aberta a novas pesquisas, visando aprofundar nesta ou outra temática... No decorrer destes anos muitas foram as pessoas que possibilitaram não apenas elevar meu nível acadêmico, mas também que contribuiriam ao meu crescimento. Desejo citá-las explicitamente:

A minha esposa e filha, pela capacidade de resistir à separação e manter seu amor e carinho.

Aos meus queridos irmãos, pai e mãe, pela dedicação e ajuda nestes anos.

A Silvia, grande orientadora e amiga, meu agradecimento pelo apoio e orientação.

A FAPESP, CNPq e ALFA pelo financiamento do meu estágio e tese de doutorado.

Aos colegas e amigos Rodolfo Rodríguez, Rafael Pratts, Felipe Ponce e Hipólito Carvajal, pela ajuda e amizade ao longo destes anos.

Aos colegas de sala Maria Isabel, Jefferson, Marcelo e Lourenço meu agradecimento.

Aos inesquecíveis amigos de república pelo carinho e proximidade. Desejo expressar meu agradecimento a Martha, Victoria, Jairo, Ana Maria, Javier, Jesús e João.

Minha gratidão também para amigos queridos como Eliana, Andrés, Amélia, Dora, Mary, Eliza, Carmencita e Miguel, entre outros muitos.

A Célia dos Santos e sua bela família, pelas mostras de carinho e amizade, minha gratidão.

Aos trabalhadores da Usina “Cruz Alta” pelo valioso atendimento e apoio.

A Maria Luzia, Walderez Jô e Gyselene pela amizade e carinho nestes anos.

Ao pessoal da COPERSUCAR, especificamente para Linero, Lamónica e Regis Lima pelas valiosas orientações e atenções que recebi, muito obrigado.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho, especialmente ao professor Llagostera pela revisão do mesmo.

Ao povo brasileiro pelas mostras de carinho, minha mais profunda gratidão.

Conteúdo

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	vii
Nomenclatura	xi
Introdução	xvi
1 Sistemas de Cogeração: Conceitos Gerais	1
1.1 Introdução	1
1.2 Classificação dos sistemas de cogeração	5
1.2.1 Cogeração com turbinas a Vapor	6
1.2.2 Cogeração com turbinas a gás	9
1.2.2.1 Ciclo de Turbina a Gás com Injeção de Vapor	10
1.2.2.2 Ciclos Combinados	12
1.2.2.3 Ciclos de Turbinas a Gás com Recuperação Química	14
1.2.2.4 Outras modificações do ciclo padrão	16
1.3 Cogeração com motores de combustão interna	17
1.4 O setor Sucro-alcooleiro Brasileiro dentro do contexto da cogeração	18

2 Emprego de combustíveis sólidos na cogeração	22
2.1 Introdução	22
2.2 Gaseificação	23
2.3 Emprego do carvão mineral como recurso energético	25
2.4 O emprego da madeira como recurso energético	31
2.5 Emprego do bagaço	37
2.6 Queima combinada	40
 3 Métodos de avaliação de Sistemas de Cogeração	 42
3.1 Índices de desempenho dos Sistemas de Cogeração baseados na Primeira Lei da Termodinâmica.	42
3.2 Índices de desempenho baseados na segunda lei	47
3.3 Outros índices de desempenho	52
3.4 Índices de cogeração propostos pela ANEEL	53
3.5 Metodologias de análise termoeconômica	56
3.6 Otimização	58
 4 Descrição do Sistema de Cogeração da Usina “Cruz Alta”	 60
4.1 Gerador de Vapor	62
4.2 Sistema de Preparo de Cana. Difusor e Sistema de Moenda	64
4.3 Sistema de Geração de Energia Elétrica	65
4.4 Válvulas redutoras	66
4.5 Sistema de Bombeamento, Condensado e água de reposição	66

5 Resultados da avaliação termodinâmica do sistema de cogeração da Usina “Cruz Alta”	74
5.1 Resultados da avaliação do sistema de geração de vapor e cogeração da usina	74
5.2 Critérios de Desempenhos Globais do Sistema, baseados na 1 ^{ra} Lei da Termodinâmica	78
5.3 Índices Propostos pela ANEEL	80
6 Análise Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina “Cruz Alta”	82
6.1 Teoria do custo exergético	82
6.2 Estrutura produtiva para o sistema avaliado	88
6.3 Levantamento dos dados econômicos	90
7 Análise de Propostas para a Otimização do Sistema de Cogeração	102
7.1 Potencial energético da cana de açúcar	102
7.2 Influência dos parâmetros de geração de vapor no desempenho do ciclo a vapor	104
7.3 Os sistemas de cogeração das usinas sucro-alcooleiras brasileiras dentro da perspectiva do incremento dos parâmetros de geração de vapor	107
7.3.1 Simulação de alternativas do Grupo A	109
7.3.2 Simulação das alternativas do Grupo B	116
7.4 Otimização termodinâmica	119
8 Proposta para planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”	125
8.1 O Novo investimento na planta de cogeração na safra 2002	125
8.2 Análise de propostas	126
8.2.1 Avaliação da Proposta I	131

8.2.2 Avaliação da Proposta II	135
8.3 Aumento dos parâmetros de geração	142
8.4 Avaliação do custo exergético	147
9 Conclusões e Sugestões para próximos trabalhos	153
9.1 Conclusões gerais	153
9.2 Sugestões e recomendações para trabalhos futuros	159
Bibliografia	160
Apêndices	
A Dados gerais da safra. Parâmetros termodinâmicos do sistema de cogeração.	175
B Metodologia para a determinação da eficiência das caldeiras da usina “Cruz Alta” e índices de desempenho da primeira e segunda lei da termodinâmica dos elementos componentes do sistema de cogeração	179
C Equações que conformam a matriz de produção para a determinação dos custos exergéticos. Resultados.	190
D Determinação da perda de calor no pré-aquecedor de ar	204
E Levantamento de preços de equipamentos	211
F Procedimento empregado para a simulação nos Grupos A e B do capítulo 7	221
G Procedimento de simulação empregado nas Propostas I e II do capítulo 8	234
H Resultados da avaliação do custo exergético correspondentes às Propostas das plantas de cogeração	246

Lista de Figuras

Figura 1.1 Diagrama de um sistema de cogeração com turbina de vapor de contrapressão.	7
Figura 1.2 Sistema de cogeração empregando turbina de extração-condensação.	9
Figura 1.3. Diagrama de uma turbina a gás com injeção de vapor.	11
Figura 1.4. Diagrama de uma planta de cogeração com ciclo combinado.	12
Figura 1.5. Diagrama conceitual do sistema de turbina a gás com recuperação química.	15
Figura 1.6. Diagrama do ciclo composto.	16
Figura 2.1. Diagrama de um combustor atmosférico de leito fluidizado circulante.	27
Figura 2.2 Esquema de cogeração com caldeira de leito fluidizado circulante acoplado a um ciclo a vapor.	33
Figura 2.3. Diagrama do ciclo híbrido, combinação do ciclo de turbina a gás queimando gás natural e a Caldeira de Leito Fluidizado, queimando madeira.	34
Figura 2.4. Diagrama do ciclo combinado, com gaseificação pressurizada e limpeza de gás quente.	35
Figura 4.1 Diagrama simplificado da planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”.	61
Figura 4.2 Diagrama da Estação Geradora de Vapor 1.	67
Figura 4.3 Diagrama da Estação Geradora de Vapor 2.	68
Figura 4.4 Diagrama da Estação Geradora de Vapor 3.	68
Figura 4.5 Diagrama da Estação de turboexaustores das Caldeiras 2 e 3, e a turbobomba de água de alimentação.	69
Figura 4.6 Diagrama com ponto bifurcação que inclui as áreas de Preparo, Moenda, Válvula Redutora de Fabricação e Válvula Redutora de Refino.	69
Figura 4.7 Área de Geração de Energia Elétrica.	70
Figura 4.8 Diagrama do Desaerador e retorno de condensado.	70
Figura 4.9 Vapor a Processo.	71

Figura 4.10 Distribuição do bagaço nas esteiras distribuidoras e alimentadoras.	71
Figura 4.11 Esquema simplificado do sistema de extração de caldo misto.	72
Figura 6.1 Variação nos custos da energia elétrica, mecânica e calor para processo com a variação do preço do bagaço no mercado.	96
Figura 6.2 Variação do custo do vapor para processo com a variação no preço do bagaço no mercado.	97
Figura 6.3 Variação do custo do caldo misto com o preço do bagaço no mercado.	99
Figura 7.1 Dependência da exergia física do vapor em função da pressão para diferentes valores de temperatura.	106
Figura 7.2. Diagrama da planta de cogeração que agrupa as alternativas do Grupo A.	110
Figura 7.3 Variação da energia elétrica produzida em função da temperatura do vapor.	112
Figura 7.4 Variação da energia elétrica com o aumento da temperatura. Grupo A.	115
Figura 7.5 Variação do excedente de bagaço com o aumento da temperatura. Grupo A.	115
Figura 7.6 Esquema de cogeração que agrupa as alternativas do Grupo B.	116
Figura 7.7 Variação da energia elétrica com o aumento da temperatura. Grupo B.	118
Figura 8.1. Diagrama dos principais equipamentos componentes do investimento para a safra 2002.	126
Figura 8.2 Diagrama da planta de cogeração. Proposta I.	132
Figura 8.3 Diagrama da planta de cogeração. Proposta II.	137
Figura 8.4 Resultado gráfico do custo exergético unitário da energia elétrica produzida para o caso base e as alternativas das Propostas I e II.	150
Figura 8.5 Resultado gráfico do custo exergético unitário do calor para processo para o caso base e as alternativas das Propostas I e II.	151
Figura D1 Diagrama do pré-aquecedor de ar.	205

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 Alguns índices de desempenho comparativos entre as turbinas a gás de grande porte e as turbinas a vapor.	14
Tabela 2.1 Dados de desempenho de plantas de potência dotadas de combustores de leito fluidizado circulante.	28
Tabela 2.2 Principais estatísticas do consumo de carvão mineral no Brasil.	31
Tabela 2.3 Valores de eficiência, potência produzida e ganho de combustível, entre outros resultados, devido ao emprego da cogeração para distintas configurações tecnológicas.	36
Tabela 3.1 Valores de X e F_c , em função da potência instalada.	54
Tabela 4.1 Parâmetros termodinâmicos fundamentais das caldeiras da Usina “Cruz Alta”.	61
Tabela 5.1 Parâmetros de desempenho fundamentais obtidos na avaliação do sistema de geração de vapor da usina “Cruz Alta”.	75
Tabela 5.2. Resultados dos valores de eficiência de primeira e segunda lei da termodinâmica nos equipamentos de produção de energia elétrica e mecânica.	76
Tabela 5.3. Resultados da avaliação termodinâmica dos restantes componentes de cada sistema de geração de vapor.	76
Tabela 5.4. Tabela comparativa dos índices obtidos.	80
Tabela 6.1 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para a safra 2000.	88
Tabela 6.2 Tabela resumo dos custos dos equipamentos da Usina “Cruz Alta”.	91
Tabela 6.3 Valores percentuais empregados na estimativa dos itens correspondentes.	92
Tabela 6.4 Resultados da avaliação termoeconômica (safra 2000), considerando iguais custos unitários do bagaço e do caldo misto na saída do sistema de extração.	94
Tabela 6.5 Resultados da avaliação termoeconômica considerando igualdade entre os custos exergéticos unitários para o bagaço e a cana (safra 2000).	99

Tabela 7.1 Exemplos de dados de caldeiras a vapor para a Indústria Açucareira.	103
Tabela 7.2 Resultados do procedimento de simulação aplicados às alternativas do Grupo A, para diferentes valores da pressão e temperatura de vapor gerado.	113
Tabela 7.3 Resultados mais importantes na condição de máxima potência para cada valor de temperatura nas alternativas do Grupo A	120
Tabela 7.4 Índices de desempenho da primeira lei para as alternativas do Grupo A	121
Tabela 7.5 Resultados mais importantes na condição de máxima potência para cada valor de temperatura nas alternativas do Grupo B	122
Tabela 7.6 Índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica (Grupo B).	123
Tabela 8.1 Resultados da simulação da Proposta I avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de vapor de 480 °C.	134
Tabela 8.2 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor: 6,2 MPa, Temperatura de vapor: 480 °C.	139
Tabela 8.3 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante a entressafra. Pressão de vapor de 6,2 MPa, Temperatura de Vapor de 480 °C.	140
Tabela 8.4 Avaliação dos índices da primeira lei da termodinâmica nas Propostas I e II, tomando como referência o desempenho de ambas propostas durante os sete meses de safra.	140
Tabela 8.5 Avaliação dos índices propostos pela ANEEL para as Propostas I e II.	142
Tabela 8.6 Resultados da simulação da Proposta I avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.	143
Tabela 8.7 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor: 12,0 MPa, Temperatura de vapor: 540 °C.	144
Tabela 8.8 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante a entressafra. Pressão de vapor de 12,0 MPa, Temperatura de Vapor de 540 °C.	145
Tabela 8.9 Avaliação dos índices de desempenho para as Propostas I e II durante os sete meses de safra, gerando vapor a $P = 12,0$ MPa e $T = 540$ °C.	146
Tabela 8.10 Avaliação dos índices propostos pela ANEEL para as Propostas I e II. A capacidade e parâmetros de geração são estabelecidos segundo a caldeira VU-40 da CBC.	147
Tabela 8.11 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para as duas alternativas avaliadas da Proposta I.	148

Tabela 8.12 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para as duas alternativas avaliadas da Proposta II.	149
Tabela A1. Dados gerais da safra 2000. Fonte: boletim de safra da usina “Cruz Alta”.	175
Tabela A2. Índices operacionais da usina “Cruz Alta” na safra 2000.	175
Tabela A3. Tabela com os dados dos fluxos do sistema de cogeração.	176
Tabela B1. Composição de um kg de bagaço para diferentes umidades.	185
Tabela B2. Fração do conteúdo total de cinzas na grelha, pré-aquecedor de ar e na área de lavagem.	188
Tabela B3. Conteúdos de carbono fixo na grelha, pré-aquecedor de ar e na área de lavagem.	188
Tabela B4. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 1.	189
Tabela B5. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 1.	189
Tabela B6. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 1.	189
Tabela C1. Avaliação do custo exergético dos fluxos do sistema de cogeração.	198
Tabela D1. Dimensões de cada pré-aquecedor de ar.	210
Tabela D2. Resultados da avaliação da perda de calor em cada pré-aquecedor de ar.	210
Tabela E1. Valores das anuidades dos equipamentos.	220
Tabela F1 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 4,2 MPa. Grupo A, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	225
Tabela F2 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 6,2 MPa. Grupo A, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	226
Tabela F3 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 8,2 MPa. Grupo A, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	226
Tabela F4 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 10,0 MPa. Grupo A, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	227
Tabela F5 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 12,0 MPa. Grupo A, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	227
Tabela F6 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 4,2 MPa. Grupo B, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	232
Tabela F7 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 6,2 MPa. Grupo B, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	233

Tabela F8 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 8,2 MPa. Grupo B, avaliando cinco valores de temperatura de vapor	233
Tabela H1. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta I. Pressão de geração de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de 480 °C.	246
Tabela H2. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta I. Pressão de geração de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.	247
Tabela H3. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta II. Pressão de geração de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de 480 °C.	248
Tabela H4. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta II para a Pressão de geração de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.	249

Nomenclatura

Letras Latinas Maiúsculas

W - potência (kW, MW)

Q – energia em forma de calor (kW)

E – energia (kW)

H – fluxo entálpico (kW)

T – temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

Z – fração em massa, referida aos elementos químicos presentes no bagaço, ou custo de investimento (inclui capital, operação e manutenção)

I – Irreversibilidade (kW)

D – Destruição, referido à destruição de exergia (kW)

M – matriz de custos

Y - vetor de valoração externa

C – custo monetário, ou vetor de custo (R\$/s)

P - pressão (kPa, MPa), ou Produto de um volume de controle

B – Fluxo exergético (kW)

F – fração em massa, referido aos componentes de uma mistura de gases, ou “Fuel”

X - fração molar, referido aos componentes de uma mistura de gases

L – entalpia de vaporização da água (2442 kJ/kg), ou perda

R – relação do preço da unidade de produto do calor para processo com o preço da unidade de produto da energia elétrica, ou constante universal dos gases (kJ/kmol K).

A - Anuidade (R\$)

Letras Latinas Minúsculas

b – exergia específica (kJ/kg)

h - entalpia (kJ/kg)
s – entropia (kJ/kg K)
q – referido as perdas de calor (%)
m – fluxo de massa (kg/s)
c – custo monetário unitário, ou calor específico (kJ/kg °)
k – custo exergético unitário
d – conteúdo de água no ar (kg de água/kg de ar seco)
u – umidade do bagaço (kg de água/kg de bagaço úmido)
x – umidade do bagaço (kg de água/kg de bagaço seco)
j – taxa de juros

Letras Gregas

η - eficiência
 Δ - referido à variação de algum parâmetro
 λ - coeficiente de excesso de ar
 β - coeficiente função das frações em massa dos componentes químicos do bagaço
 ξ - efetividade
 γ - coeficiente de atividade

Superescritos

¹ – referido ao custo exergético B¹ (kW)

Subscritos

a - referido ao ar
aa – referido à água de alimentação
af - referido ao ar frio
aq - referido ao ar quente
b – referido ao bagaço
e – referido à entrada
i,j,n,m - contadores
g – gases

bom – referido às bombas
cir – referido às bombas de circulação
exa – referido aos turboexaustores.
moe – referido à área de Moenda
pre – referido à área de Preparo
0 – referido às condições ditadas pelo ambiente de referencia
s – referido à saída
w- referido à água

Abreviações

PCI – Poder calorífico inferior (kJ/kg)
S - Secador de bagaço
VTI – ventilador de exaustão
PA – Pré-aquecedor de ar
VTF – Ventilador Forçado
VA – Ventilador Auxiliar
C - i – Referente às caldeiras
TE – Turboexaustor
TC - i Referente aos trocadores de calor
TB – Turbobomba
DRD – Desaerador
RR – Redutora de Refino
RF – Redutora de Fabricação
GE – Área de Geração elétrica
TAM – Turbina de acionamento mecânico
BMU – Bomba de água de reposição
BCR – Bomba de condensado de retorno
ED – Esteiras de distribuição
EA – Esteiras de alimentação
VC – Volume de controle

Resumo

SANCHEZ, Prieto, Mario Gabriel, *Alternativas de Cogeração na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo de Caso*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 280 p. Tese de Doutorado.

No presente trabalho, é realizada uma análise termoeconômica baseada na teoria de custo exergético do sistema de cogeração de uma usina de açúcar para a safra do ano 2000. Foi feita uma detalhada análise energética visando determinar a eficiência de Primeira lei da Termodinâmica dos Geradores de Vapor da Usina e o consumo de combustível envolvido. Seguidamente foram determinadas as eficiências de Primeira e Segunda Lei para os principais equipamentos da planta, assim como determinados alguns índices de desempenho típicos dos sistemas de cogeração baseados na Primeira lei da Termodinâmica. O objetivo fundamental da avaliação foi o de determinar os custos dos principais fluxos do sistema, considerando os custos de instalação da planta de cogeração, como se fosse um sistema novo, que será amortizado em 15 anos com uma taxa de juros de 15% ao ano. Na análise foi incluído o sistema de extração de caldo como um dos volumes de controle visando avaliar a variação do custo de bagaço e a sua influência nos custos dos fluxos na planta. Faz-se também uma análise termodinâmica decorrente do aumento dos parâmetros de geração de vapor, como veículo para melhorar a economia do combustível nas usinas de açúcar fazendo ênfase na potência elétrica e índices de desempenho das diferentes alternativas. São avaliadas duas propostas de planta de cogeração do ponto de vista termodinâmico, acompanhadas da determinação do custo exergético.

Palavras Chave

Energia, Bagaço, Exergia, Cogeração.

Abstract

SANCHEZ, Prieto Mario Gabriel, *Cogeneration Alternatives in Sugar and Alcohol Factories, Case of Study*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 280 p. PHD Thesis.

In the present work, a cogeneration system of sugar-alcohol cane mill is evaluated. Using the Exergetic Cost Theory, a thermoeconomic analysis is made for the crop corresponding to the year 2000. Previously a detailed energetic analysis was made in order to determine of the first law efficiency for steam boilers and the fuel consumption involved. The first and second law equipment's efficiencies were calculated as well as some performance criteria of the overall system. The fundamental aim of the evaluation was to obtain the cost of the principal fluxes of the system, considering a discount rate of 15 % and a capital recovery period of fifteen years for the energetic equipment in the sugar mill for the monetary cost calculations. In the analysis, was included the sugar mill juice extraction system as a control volume in order to determine the variation in the bagasse cost and its influence in the cost of other fluxes. A Thermodynamic analysis is also made, in which the increase of thermodynamic parameters is studied as a way of improving the fuel economy in Sugar Mill Factories focusing the electric energy obtained in the different alternatives. Diverse strategies are discussed, and as a result, the thermodynamic evaluations of two Proposals of Steam Cogeneration Systems are accomplished as well as the calculations of the exergetic cost.

Key Words

Energy, Bagasse, Exergy, Cogeneration.

Introdução

O setor elétrico brasileiro atravessa nos últimos anos uma fase de reestruturação profunda, que atinge não só modificações na sua legislação, mas um desenvolvimento da privatização dentro da nova política, matizada por muitas mudanças definidas pelo Governo Federal. Como parte dessa fase, as vantagens da geração descentralizada e da cogeração têm sido reavaliadas, assim como a compra de excedentes de eletricidade, sendo uma possibilidade a que se abre com a utilização do bagaço de cana para a cogeração de energia elétrica e seu fornecimento para as concessionárias de energia ou unidades produtivas de outros setores.

Precisamente estes últimos anos têm sido testemunhas de momentos de crise energética, devido ao aumento da demanda de eletricidade. Um dos exemplos mais ilustrativos aparece citado na Gazeta Mercantil (O SETOR..., 2000). O referido diário cita o seguinte exemplo: as 18 h e 29 min. do dia 27 de abril último (ano 2000), o Operador Nacional do Sistema (ONS), responsável pela operação do sistema elétrico brasileiro, informou que esse sistema operou com mais de 95% de sua capacidade instalada total, representando um recorde no consumo de energia elétrica no país, cenário que se torna mais preocupante ainda, quando se verifica que nesse mesmo mês de abril, mais de dez recordes históricos de consumo foram batidos sucessivamente.

Vale a pena comentar que uma situação como esta foi atribuída, sobretudo, à falta de investimentos no setor em anos anteriores. Desde 1987, ano em que os investimentos em energia elétrica atingiram o ápice no país (US\$ 15 bilhões aproximadamente), o aporte de

recursos para o setor de energia vem caindo, sendo que em 1995, chegaram a ser de US\$ 4 bilhões (PANORAMA., 1998).

Antecedentes como estes constituem o ponto de partida para tornar relevante a elaboração de programas de incentivo ao aumento das capacidades de geração de energia instaladas no país, destinado a atender à demanda crescente e evitar o risco de desabastecimento. Dentro desse contexto, onde são avaliados hoje os aumentos das capacidades de geração hidrelétrica, e se discute a construção de termelétricas a gás, o bagaço de cana pode vir a ser um componente importante na matriz energética brasileira.

A inserção na matriz energética brasileira da energia elétrica excedente produzida por cogeração a partir de bagaço, vem se mostrando como uma alternativa barata para gerar energia para o mercado, ao tempo que contribui à diversificação do setor sucro-alcooleiro aumentando as receitas do mesmo (Emirandetti, 2001). Nesse sentido, o desempenho eficiente dos sistemas energéticos exige investimentos aliados a um gerenciamento mais profissional, com maior interesse de investidores internacionais, que implique a entrada de capital estrangeiro e um novo padrão de comportamento para o empresariado brasileiro.

Até o ano 2001, (Emirandetti, 2001) a cogeração a partir do bagaço de cana nos seis meses da safra não passava de 150 MW no Brasil, quantidade insignificante quando comparada ao potencial de geração do setor, estimado entre 5 mil e 6 mil MW, mas mesmo neste baixo nível, cabe assinalar a liderança do setor sucro-alcooleiro paulista, pioneiro na comercialização em larga escala da energia da cogeração, utilizando bagaço de cana como combustível.

O panorama das usinas paulistas mostra 131 usinas, todas auto-suficientes no emprego de bagaço para a produção da energia elétrica que consomem. Do total de usinas, doze (9,16 %), geram excedente de energia elétrica, quantidade estimada, considerando os investimentos já em prática na safra 2001, em 85 MW (56,67 % da quantidade cogorada no país), sendo que nove das doze tem contrato com a CPFL para a venda de eletricidade, com a perspectiva aumentar esta capacidade para 200 MW em 2005 (Duarte, 2001). Aqui se

destaca a adequação da cogeração e o seu desenvolvimento, ao setor sucro-alcooleiro brasileiro, sendo uma tecnologia que se adapta perfeitamente às condições do setor, que produz o combustível a ser empregado na geração de energia. Esta afirmação vale fundamentalmente para o estado de São Paulo, responsável pela produção de 240 milhões de toneladas de cana por safra.

Por outro lado, o uso do bagaço como alternativa energética apresenta vantagens tais como a redução da emissão de resíduos no meio ambiente com um grau de poluição atmosférica muito pequeno, se comparado a outros combustíveis, como óleo diesel e carvão. Além disso, o fornecimento da energia elétrica produzida ocorre entre abril e novembro, período em que os reservatórios hidrelétricos se encontram nos níveis mais baixos.

Estes aspectos têm gerado empreendimentos que colocam a procura de fontes alternativas de geração de energia elétrica como uma prioridade, existindo inúmeras pesquisas, nas que destaca a elaboração de um programa prioritário para a cogeração de energia elétrica no setor sucro-alcooleiro, o que tem sido sugerido aos agentes de fomento do setor elétrico brasileiro. Assim, embora em estágios diferentes, quase todas as empresas sucro-alcooleiras do País têm ampliação de projetos de cogeração de energia a partir do bagaço de cana, mesmo existindo também programas de apoio a investimentos com marcada presença do gás natural como combustível, alguns deles em vigor recentemente.

Decorrente da expansão destes empreendimentos tem aumentado a procura de equipamento energético que inclui caldeiras, turbinas, equipamento auxiliar, assim como a automação, sendo ela um requisito para o desenvolvimento da cogeração. Ao mesmo tempo, o bagaço de cana-de-açúcar, resíduo da moagem da matéria prima, passou a valer tanto quanto a própria cana (Biaggi, 2001), atingindo o valor de até R\$ 30 por tonelada sendo a tendência atual que as usinas sejam mais eficientes, produzam mais energia elétrica para vender no mercado, e por tanto, que sobre menos bagaço, cujo preço deve subir.

Na prática atual da engenharia nas plantas de cogeração das usinas de açúcar e álcool, fundamentalmente baseadas em sistemas a vapor, geralmente o incremento do potencial de geração de energia elétrica acontece através do aumento dos parâmetros de geração de vapor, sendo possível discutir cenários visando maximizar a capacidade de trabalho de um portador energético. Por outro lado, pesquisas aplicadas com sucesso, encaminhadas a aumentar o potencial de produção de energia através da gaseificação de sólidos combustíveis como o carvão mineral e madeira e que tem permitido executar projetos de gaseificadores economicamente viáveis a escala comercial, não tem atingido a mesma sorte com o emprego do bagaço, existindo problemas com a limpeza do gás e com a alimentação de sólido combustível (Hobson *et al.* 1999).

A partir da disponibilidade de bagaço, a tendência das usinas é a de incrementar o potencial de geração de energia elétrica com fins de obter excedentes para a venda. No Estado de São Paulo múltiplos podem ser os exemplos a serem citados. Porém, as possibilidades de aumento da geração de energia elétrica pelo setor sucro-alcooleiro exigem definições ainda pouco esclarecidas, tais como: que tecnologia e potência instalar, qual o período de geração (na safra ou o ano todo), a quem e de que forma vender o excedente de energia, quais as condições de viabilidade do novo investimento, o possível aproveitamento da palha de cana e as necessárias mudanças na lavoura canavieira? Ou seja, como afirmam Baccarin e Castilho (2002), não interessa apenas a disponibilidade de combustível a baixo custo, mas também estudar o potencial termodinâmico, traduzido na capacidade de produzir energia, definir a tecnologia mais adequada e eficiente para o sistema, assim como definir os investimentos, garantindo o retorno no menor tempo possível de acordo com a demanda de mercado.

O presente trabalho concentra-se na usina sucro-alcooleira “Cruz Alta”, do município de Olímpia, estado de São Paulo. Esta usina dedica-se somente à produção de açúcar, (cristal e líquido), que atinge 25000 sacos/dia, com uma capacidade de moagem de 10000 toneladas de cana/dia. Sendo uma usina de menor porte, baseada num sistema de cogeração relativamente mais simples, é possível estabelecer cenários para avaliar propostas de incremento dos parâmetros de geração, que permitam, atendendo aos requerimentos

próprios do processo de fabricação de açúcar, maximizar a produção de energia elétrica para a venda. Assim, a contribuição do presente estudo é a proposição e discussão de cenários baseados em sistemas a vapor, que permitam obter resultados do potencial termodinâmico, na procura de facilitar, não apenas propostas de modificações tecnológicas visando um determinado fim, mas também que facilitem a definição de estratégias relacionadas, por exemplo, com o emprego da palha de cana, a eletrificação dos sistemas de impulso mecânico, o emprego de sistemas de extração-condensação, entre outros fatores, que devem ser avaliados do ponto de vista econômico num contexto destinado a modernizar as plantas de cogeração de usinas de açúcar.

No capítulo 1 vê-se uma resenha bibliográfica do tema a ser abordado. Trata-se dos aspectos gerais da cogeração, assim como as tendências atuais das tecnologias empregadas. É feita uma síntese dos principais aspectos que envolvem a mudança radical que sofre o setor elétrico brasileiro nos últimos tempos.

No capítulo 2 trata-se do uso de combustíveis sólidos na cogeração, ressaltando fundamentalmente o emprego do carvão mineral, madeira e bagaço de cana, assim como as tendências tecnológicas aplicadas.

No capítulo 3 é feita uma discussão do embasamento teórico dos índices de desempenho fundamentais, baseados na primeira e segunda lei da termodinâmica, como passo prévio à análise e compreensão da teoria de custo exergético, visando efetuar a análise termoeconômica do sistema de cogeração. Nesse sentido, é ressaltada a análise exergética, como ferramenta fundamental para a aplicação da termoeconomia.

No capítulo 4 é feita uma descrição detalhada do sistema de cogeração da usina que será estudada, onde ressaltam características operacionais da planta e dos equipamentos, assim como particularidades no funcionamento da planta na safra avaliada.

No capítulo 5 são oferecidos os resultados da avaliação termodinâmica da planta de cogeração. São determinadas as eficiências dos equipamentos componentes mais

importantes, assim como os índices de desempenho de 1ª lei e a eficiência de segunda lei da termodinâmica, sendo ressaltada a utilidade do estudo particularizado efetuado nos Geradores de Vapor visando determinar a eficiência de 1ª lei destes equipamentos e dessa forma, o consumo de combustível de cada caldeira e da planta.

O capítulo 6 apresenta os resultados da análise termoeconômica. Na análise efetuada, o bagaço é tratado como um produto do sistema de extração de caldo misto, sendo incluído este sistema como um volume de controle dentro da análise. Posteriormente são reportados os resultados dos custos monetários dos principais fluxos da planta de acordo com o preço do bagaço no mercado. Finalmente são mostrados os custos monetários considerando iguais custos unitários entre o bagaço e a cana.

O capítulo 7 estuda o aumento dos parâmetros de geração de vapor como forma de avaliar a economia do combustível decorrente do aumento dos níveis de geração de potência nos sistemas a vapor das plantas de cogeração. Tomando como ponto de partida a avaliação energética da Usina “Cruz Alta”, é possível definir cenários que, acompanhados de critérios operacionais permitam executar a simulação de duas propostas de plantas de cogeração trabalhando no período da safra. Os resultados obtidos permitem por sua vez, estabelecer restrições ao procedimento de otimização termodinâmica, sendo o objetivo fundamental a determinação dos máximos níveis atingíveis de potência elétrica cogorada, levando em conta as restrições impostas pela necessidade e condição de vapor empregado no processo fabril e a disponibilidade de combustível. O procedimento de otimização é acompanhado pela determinação dos índices de desempenho baseados da primeira lei de termodinâmica.

Finalmente, o capítulo 8 aborda a análise termodinâmica de duas Propostas de modificação do sistema de cogeração atual, que incluem algumas modificações no esquema energético, entre as que se destacam o emprego de combustível complementar, a eletrificação total da usina, o emprego de trocadores de calor do tipo película descendente para a geração de vapor, destinado a atender as necessidades do processo fabril, numa usina cujo consumo específico é de 400 kg de vapor/tonelada de cana. Cada proposta é avaliada

para dois níveis diferentes nos parâmetros de geração de vapor, permitindo avaliar o aumento da potência obtida e o desempenho termodinâmico da planta numa mesma proposta. Os resultados da análise vão acompanhados da determinação dos custos exergéticos de cada um dos fluxos da planta, assim como dos produtos principais.

Para concluir, no capítulo 9 são discutidas algumas conclusões e recomendações, assim como propostas de futuras avaliações de interesse.

Capítulo 1

Sistemas de Cogeração: Conceitos Gerais

Neste capítulo é feita uma resenha bibliográfica sobre a cogeração. Nele, são destacados aspectos relacionados com a definição, aplicação prática e publicações mais recentes sobre o tema, assim como uma classificação de acordo com o motor térmico presente no sistema. Finalmente é apresentada uma panorâmica sobre as perspectivas da cogeração a partir do bagaço de cana na indústria sucro-alcooleira brasileira.

1.1 Introdução

Embora existam diferentes definições atribuídas ao termo cogeração, expressa-se a seguir um enfoque que tenta representar o conceito físico fielmente. Assim, é definida a cogeração como o termo empregado para a produção conjunta, em processo sequencial, de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica útil, partindo de uma mesma fonte de energia primária (Lozano, 1998). Desta forma um sistema de cogeração fica constituído por uma combinação de equipamentos convencionais dentro da Engenharia Energética, (caldeiras, turbinas, trocadores de calor e outros), que integrados funcionalmente num determinado ciclo, procuram obter o maior aproveitamento da fonte primária consumida, normalmente um combustível, seja fóssil, renovável, ou de outro tipo.

Cabe citar que alguns autores como Horlock (1997), empregam a expressão “produção combinada de calor e potência” ao tratar o termo cogeração, sem alterar o sentido físico do conceito.

Um dos aspectos mais importantes, inerentes à definição, mas com muita relação com a funcionalidade da tecnologia, é que estes sistemas são projetados para satisfazer fundamentalmente a demanda térmica do consumidor, já que não é viável na maioria dos casos comprar este tipo de energia de uma empresa externa, podendo a potência produzida, em geral potência elétrica, atender parte ou a totalidade das necessidades da própria planta industrial, existindo também a possibilidade de produção de excedente de energia elétrica para a venda, constituindo-se em mais um produto da empresa.

Sendo obtidos dois produtos de valor distinto, - calor e potência -, utilizando uma mesma fonte de energia, os sistemas de cogeração tornam-se atrativos pelo fato de operar a eficiências de primeira lei maiores do que aquelas encontradas quando ambas formas de energia são produzidas em processos independentes. Estas eficiências podem ser da ordem de 75% a 90%, (Walter *et al.* 1997).

A cogeração aconteceu de maneira mais ou menos acentuada, dependendo das condições de cada país. Um fato influente resultou da tradição de serviços energéticos a comunidades em países de clima frio, prática associada ao desenvolvimento de sistemas para aquecimento de ambientes. Deste último aspecto partem as concepções da cogeração, estando a primeira delas ligada ao funcionamento de centrais termelétricas, onde o calor rejeitado, produto do ciclo gerador de potência, é recuperado na forma de um fluxo de calor, que pode estar destinado ao aquecimento ambiental, sendo este princípio referenciado na literatura geralmente como “sistemas de calor distrital”. Dependendo do porte da instalação, a quantidade de calor produzido pode chegar a suprir totalmente a demanda energética de uma comunidade.

O fluxo de energia em forma de calor, utilizado como calor de processo numa indústria, constitui outra alternativa de produção combinada de calor e potência. A própria indústria, ao estar dotada de um esquema térmico para a produção de potência elétrica, pode satisfazer parte ou a totalidade da demanda da planta, não descartando a possibilidade de uma produção excedente de potência, satisfeita a demanda interna, com a conseqüente venda do excedente à rede concessionária local.

Esta segunda aplicação encontra lugar em indústrias metalúrgicas, refinarias de petróleo, plantas químicas, etc. Pode ser citada dentro do contexto brasileiro a avaliação termoeconômica de um sistema de cogeração numa planta química (Teixeira e Oliveira Jr., 2000). Um caso particular dentro desta segunda possibilidade tem-se desenvolvido em processos onde há um subproduto que pode ser empregado como combustível, merecendo destaque as usinas de açúcar e álcool a partir da cana. Nesse sentido se destaca o trabalho de Teixeira e Milanez (2000), onde é avaliada a indústria sucro-alcooleira e a possibilidade de melhorar a sua participação dentro da matriz energética nacional, não só em termos de produção de álcool, mas na produção de energia elétrica obtida nas plantas de cogeração perante o incremento da demanda de energia no país.

Uma terceira concepção da cogeração, mais recentemente viabilizada do ponto de vista tanto de mercado, quanto tecnologicamente é a vinculada ao setor terciário, onde toda a demanda de potência e calor pode ser satisfeita pelo sistema em configurações conhecidas tecnicamente como “sistemas de energia total”. Similar ao caso anterior, a potência produzida pode suprir parcial ou totalmente a demanda, existindo a possibilidade de uma produção excedente. A energia em forma de calor obtida nestes sistemas é empregada com propósito de aquecimento ou resfriamento de água, tarefas geralmente destinadas a uma grande variedade de objetivos. As instalações energéticas de hospitais pertencem a esta concepção, merecendo destaque o trabalho de Santo e Gallo (1997).

A tecnologia de cogeração tem reconquistado prioridade nas duas últimas décadas. Fatores como as tendências de desregulamentação, e o estímulo da geração independente incentivada pela participação da iniciativa e capital privados, tornaram-se mais definidos como resposta à adoção de políticas de racionalização das fontes de energia na maioria dos países de América Latina e do mundo, levando em conta o constante aumento da demanda. Ao mesmo tempo a cogeração têm despertado o interesse especial dos empresários dos mais diversos setores industriais, e não apenas dos setores tradicionalmente envolvidos, casos das indústrias sucro-alcooleiras e de papel e celulose, (Vieira e Oliveira Jr., 1998).

Na Europa, nos últimos anos tem se incrementado a participação da cogeração na produção de energia elétrica. Um bom exemplo pode ser visto na União Européia, onde alguns países como

Holanda, Dinamarca e Finlândia já cogeram 35% da energia consumida. Nestes países a matéria prima para o processo é a madeira, principalmente a de eucalipto, sendo este um recurso disponível e que é cada vez melhor aproveitado (Duarte, 2001).

Na Alemanha, Lemoult *et al.* (1998), afirmam que existem aproximadamente duas mil plantas de geração de energia elétrica de pequeno porte, (500 kWe e capacidades inferiores), e nesse sentido, a França, país cujo modelo energético é caracterizado pela centralização estatal e fortemente baseado na energia nuclear, a mesma fonte revela o incremento de plantas de cogeração de recente funcionamento, sendo que a capacidade de geração de energia elétrica atinge os 1200 MWe. Turbinas e motores alternativos respondem respectivamente por aproximadamente 55% e 45% da potência instalada.

Na Itália, revitalizada energeticamente com a definição de um programa de estímulo estabelecido ao final dos anos 80, foi possível incentivar a cogeração industrial e a viabilização em curto prazo do aumento da oferta de energia elétrica. O trabalho de Casarosa e Franco (2000), objetivando a otimização termodinâmica na recuperação de calor em ciclos combinados onde são empregados dois níveis de pressão de vapor gerado, constitui um bom exemplo das pesquisas mais recentes.

Na Europa Oriental, as plantas de cogeração têm experimentado um desenvolvimento notável. Dupleac *et al.* (2000), apresentam um modelo de otimização visando obter melhores índices econômicos em plantas de cogeração dotadas de motores de combustão interna, a partir do dimensionamento e características operacionais. Entretanto, Szargut (2000) apresenta os resultados da aplicação dos ciclos com turbinas a gás em redes de calor distrital, onde foi determinada a relação entre a produção anual de eletricidade e a produção anual de calor para os parâmetros ótimos do ciclo HAT (Humid Air Turbines em inglês), em função das temperaturas de aquecimento distrital para várias temperaturas ambiente.

Existem vários aspectos que se combinam no desenvolvimento da cogeração nos Estados Unidos nas ultimas duas décadas. A grande fragmentação de sua indústria elétrica, com inúmeras empresas públicas e privadas submetidas ao controle federal, permite e prioriza o aproveitamento

das condições específicas dos recursos energéticos locais. Cabe assinalar como exemplos, o desenvolvimento da cogeração nos estados Texas, Nova York e Califórnia, destacando-se como fonte primária, o gás natural, (Saad e Cheng, 1996), assim como a quantidade de pequenos produtores que a partir dos anos 70, começaram a ampliar a produção de energia elétrica a partir de fontes renováveis, com forte presença da energia eólica, (Barreda del Campo, 1999).

Na Ásia, a Índia constitui um caso representativo decorrente da gradual liberalização do mercado de energia. Van Groen (1999), confirma o interesse da indústria de açúcar desse país em obter excedentes de bagaço com a implantação de novas tecnologias com propostas de obtenção de energia elétrica excedente para a venda à rede elétrica, o que gera não só renda, mas também o fato de contribuir com o desenvolvimento dos sistemas energéticos e sua capacidade para suprir a demanda. Entre os objetivos abordados por esse pesquisador encontra-se o estado e desenvolvimento dos esquemas de cogeração de usinas na Índia e a interação com o processo de fabricação de açúcar.

1.2 Classificação dos sistemas de cogeração

O desenvolvimento da cogeração como uma alternativa eficiente para o uso racional de uma fonte primária de energia, tem motivado o desenvolvimento de distintas configurações tecnológicas, assim como vários índices de desempenho segundo o caso. No entanto, o processo sequencial de geração de eletricidade e consumo de calor útil admite duas possibilidades segundo seja a ordem de produção das formas de energia.

O ciclo “topping” é o mais freqüentemente encontrado na prática. Nele a energia proveniente do combustível gera primeiro potência elétrica, sendo que a energia térmica resultante é recuperada e produtivamente utilizada. É característico destes ciclos a existência de uma máquina motriz, cuja energia residual (geralmente de tipo térmica), satisfaz a carga térmica do processo.

Segundo Lizarraga (1994), nos chamados ciclos “bottoming”, a energia térmica residual associada a processos industriais que precisam de alta temperatura, é empregada para a produção

de energia elétrica. Nestes processos, geralmente vinculados a indústrias químicas, o resíduo energético na forma de calor pode atingir temperaturas muito altas que favorecem a ulterior conversão. Contudo, é muito freqüente que esse efluente energético esteja altamente contaminado por agentes corrosivos, o que pode alterar significativa e negativamente o custo das caldeiras de recuperação da instalação global.

Desse modo, os ciclos “topping” podem ser usados em processos que requerem temperaturas moderadas ou baixas, tendo assim uma grande variedade de aplicações, permitindo uma maior versatilidade no momento de escolher o equipamento a empregar, podendo-se utilizar, do ponto de vista tecnológico, sistemas “topping” de cogeração baseados em ciclos a vapor, motores de combustão interna a pistão ou ainda turbinas a gás. Para sistemas “bottoming”, ciclos a vapor são a resposta mais freqüente.

Este último aspecto oferece a classificação mais habitual. Ela realiza-se em função do tipo de motor térmico presente no sistema, porém, cabe adicionar que dentro de cada grupo classificado existe uma grande variedade de sistemas alternativos que podem ser considerados para uma aplicação específica dentro da cogeração.

1.2.1 Cogeração com turbinas a Vapor

O emprego das turbinas a vapor como máquinas térmicas na cogeração aparece vinculado a três configurações fundamentais, todas operando em ciclos a vapor. Nelas o aspecto comum consiste no aproveitamento do conteúdo energético do vapor gerado na estação geradora para o acionamento da turbina e conseqüente geração de potência. A condensação de uma parte do vapor de escape, ou de uma extração de vapor de uma turbina de extração-condensação, garante as necessidades de energia em forma de calor do sistema. As configurações são três:

- Turbinas de contrapressão.
- Combinação de turbinas a vapor de contrapressão com turbinas de condensação que empregam fluxo excedente.
- Turbinas de extração-condensação dotadas de sistemas de regulação automáticos.

A Figura 1.1 apresenta graficamente um esquema de processo trabalhando em regime de cogeração que emprega uma turbina de contrapressão. Neste esquema, típico da Indústria Sucro-Álcooleira Brasileira, é característico que a geração de energia elétrica seja determinada pelas variações da demanda da energia em forma de calor de processo. A aplicação desta configuração contribui a dar um caráter sazonal a eventuais excedentes de eletricidade para comercialização.

Na opinião de Lozano (1998), este sistema tem melhores resultados, na medida em que o consumo de calor da planta seja na forma de vapor de água a baixa pressão. Este aspecto constitui o critério mais apropriado para determinar o uso de turbinas a vapor numa instalação deste tipo.

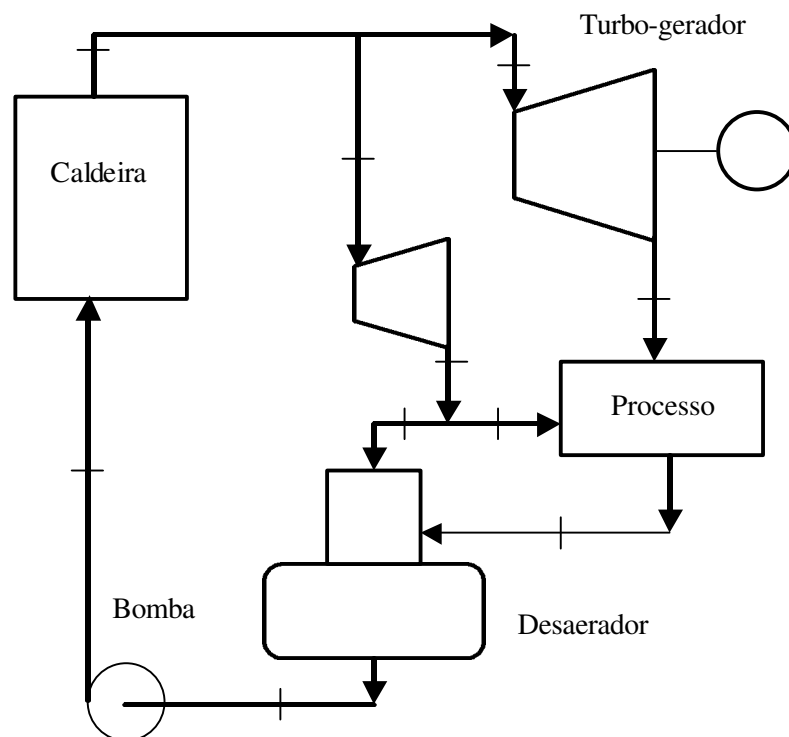


Figura 1.1. Diagrama de um sistema de cogeração com turbina de vapor de contrapressão.

Às vezes uma mesma indústria precisa de vapor a distintos níveis de pressão, o que pode estar unido à necessidade de estabilizar o fornecimento da energia elétrica às concessionárias. Para implementar esse requerimento, Lozano (1998) indica que uma solução adequada pode ser a

combinação de turbinas a vapor de contrapressão com turbinas de condensação, estrutura que permite uma maior flexibilidade às entregas de energia elétrica e calor para processo, ainda que o custo de duas turbinas seja maior do que o custo de uma, aliado ao fato da complexidade do ponto de vista operativo, conclui o mesmo pesquisador.

Quando o objetivo perseguido implica adequar a instalação para a produção e venda de eletricidade excedente, Walter (1994), afirma que o uso de turbinas de extração-condensação providas de sistemas de regulação automática tem viabilizado a operação da planta de cogeração em longos períodos.

O interesse em empregar uma turbina de condensação com extração regulada, se justifica pela sua capacidade de satisfazer uma relação energia térmica/energia elétrica, que pode variar numa ampla faixa. Neste caso uma fração de energia que pode ser significativa é cedida no condensador.

Este sistema, com maior capacidade de produção elétrica, possui normalmente turbinas de extração dupla, sendo a primeira, no nível de pressão em que o vapor é requerido pelas turbinas de acionamento mecânico, e a segunda, na pressão em que o vapor é consumido no processo produtivo. Comumente o vapor de escape das turbinas de acionamento mecânico soma-se ao fluxo da segunda extração visando satisfazer a demanda de vapor do processo. Dentro do setor sucro-alcooleiro, a adoção de tal sistema implica analisar a viabilidade de operação de tal sistema no período fora da safra, conjuntamente com o emprego de combustíveis complementares que respondam ao déficit de bagaço na entressafra.

A Figura 1.2 reproduz o diagrama de um sistema de cogeração, com turbina de extração-condensação, tomada como ponto de partida na análise do preço mínimo de comercialização de eletricidade no setor de açúcar e álcool com fins de venda, efetuado por Carpio e Lora (2001).

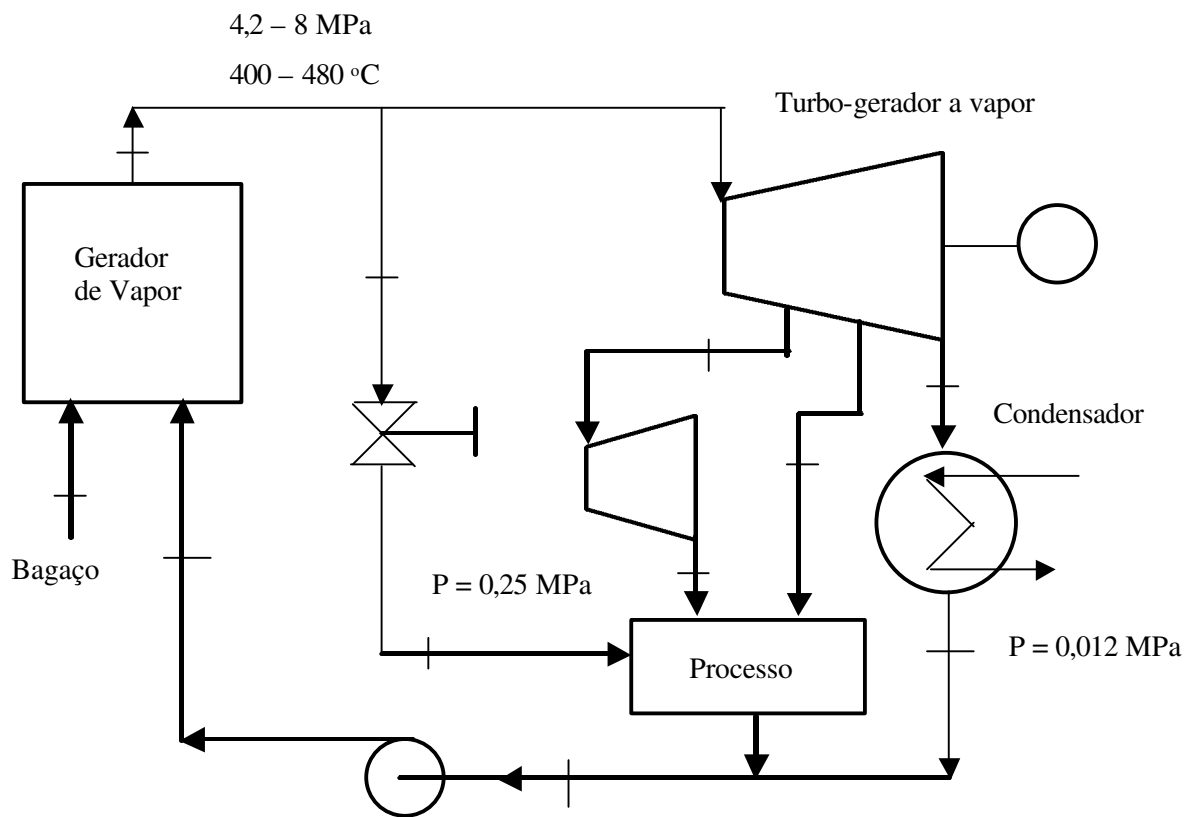


Figura 1.2 Sistema de cogeração empregando turbina de extração-condensação.

Em resumo, o emprego da cogeração com turbinas a vapor provê aos sistemas térmicos de grande disponibilidade de equipamentos e configurações para acompanhar o atendimento das demandas térmica e elétrica, segundo o caso, inclusive durante o funcionamento a carga parcial. Este aspecto manifesta-se quando há necessidade de manter constante o número de revoluções, seguindo a frequência da rede elétrica acoplada. Impõe-se destacar a rapidez de resposta dos sistemas que geralmente tem como variável o consumo de vapor.

1.2.2 Cogeração com turbinas a gás

Como descreve Barros (1998), as turbinas a gás têm sido usadas nas áreas industrial e aeronáutica como elementos geradores de energia elétrica e/ou acionamento mecânico, assim

como propulsores de aeronaves. A evolução tecnológica de seus componentes implicou uma grande contribuição ao incremento da sua eficiência, que, unida ao fato da disponibilidade crescente de gás natural a preços competitivos tem favorecido a implantação de sistemas de cogeração com turbinas a gás.

Os gases de escape carregam entre 60 e 80% da energia primária consumida pela turbina, e constituem de fato a fonte de calor fundamental nestes sistemas. Assim, as temperaturas relativamente altas (400-600 °C), o elevado conteúdo de oxigênio nos gases de saída (13-18 %), decorrente do excesso de ar usado na combustão e os baixos teores de gases poluentes com o emprego de gás natural como combustível, constituem o ponto de partida de algumas modificações feitas ao ciclo padrão, visando acréscimos nos valores da eficiência térmica, e/ou trabalho líquido. Neste sentido, os esforços têm sido dirigidos ao aproveitamento do potencial energético dos gases de escape da turbina, sendo uma das primeiras modificações estudadas e avaliadas, o Ciclo de Turbina a Gás com Regenerador, que aproveita a energia dos gases na saída da expansão para o aquecimento do ar antes da câmara de combustão.

Devido aos altos índices de desempenho obtidos e partindo do citado aproveitamento do potencial energético dos gases de saída, merecem destaque o Ciclo com Injeção a Vapor, o Ciclo Combinado, sendo reportados também estudos de interesse sobre Plantas de Turbina a Gás com Recuperação Química, (Carcasci *et al.*, 1998).

1.2.2.1 Ciclo de Turbina a Gás com Injeção de Vapor

A injeção de vapor numa turbina a gás tem adquirido muita divulgação nos últimos anos. Este efeito envolve a combinação de do ciclo padrão com a injeção de vapor gerado numa caldeira recuperadora, que segundo Lizarraga (1994), é conhecido como ciclo Cheng, em honra do pesquisador desse nome, quem partindo dos parâmetros mais significativos do ciclo fez aportes para a otimização da sua eficiência.

A energia dos gases de saída da turbina é recuperada numa caldeira de recuperação produzindo vapor que pode ser usado num processo, podendo ser parte dele injetado na câmara

de combustão da turbina a gás. A capacidade de produção de vapor poderia ser aumentada colocando um queimador de pós-combustão adicional, o que permite a possibilidade de alterar a produção de eletricidade e vapor (Guarinello, 1997), o que dota o sistema de uma grande flexibilidade operacional.

O vapor é injetado nas zonas da câmara de combustão onde facilita as condições para criar uma mistura apropriada, para obter um efeito mais apreciável na redução das emissões de NO_x . Bathie (1996), cita a possibilidade de obter partida rápida, o incremento substancial da potência líquida e os menores custos de capital como vantagens quando comparados com os ciclos combinados. A Figura 1.3 apresenta o diagrama operacional do ciclo.

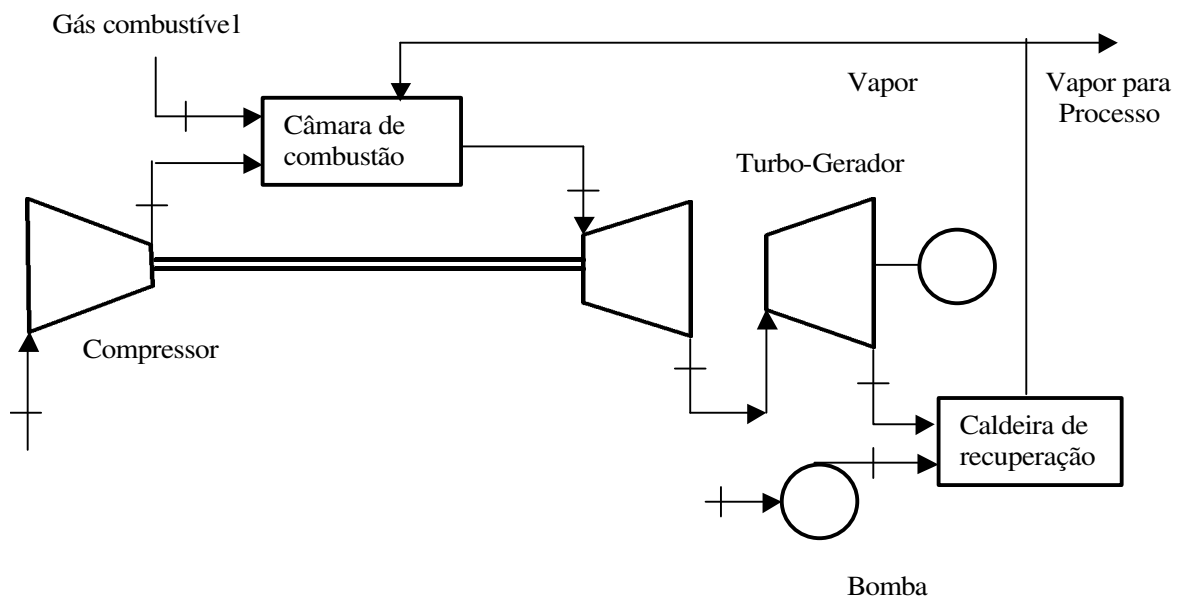


Figura 1.3. Diagrama de uma turbina a gás com injeção de vapor.

O próprio Bathie (1996), considera que as desvantagens fundamentais deste ciclo podem ser resumidas no requerimento de uma planta de tratamento de água, para o fornecimento contínuo de água tratada, com o conseqüente custo, sendo esta água jogada fora com os gases de exaustão, e na adição de um equipamento adicional de troca de calor, a caldeira recuperadora. Entretanto, em Guarinello *et al.* (2000) é avaliada esta modificação aplicada à cogeração utilizando os conceitos da termoeconomia.

1.2.2.2 Ciclos combinados

O termo ciclo combinado tem sido reservado para a instalação cuja essência de funcionamento consiste em aproveitar a energia dos gases de saída da turbina a gás para gerar vapor sob pressão na caldeira de recuperação de calor, e posteriormente obter mais potência elétrica numa turbina a vapor, constituindo-se assim numa combinação do ciclo a gás com o ciclo a vapor. Na Figura 1.4, reflete-se uma variante de ciclo combinado reportada por Bathie (1996).

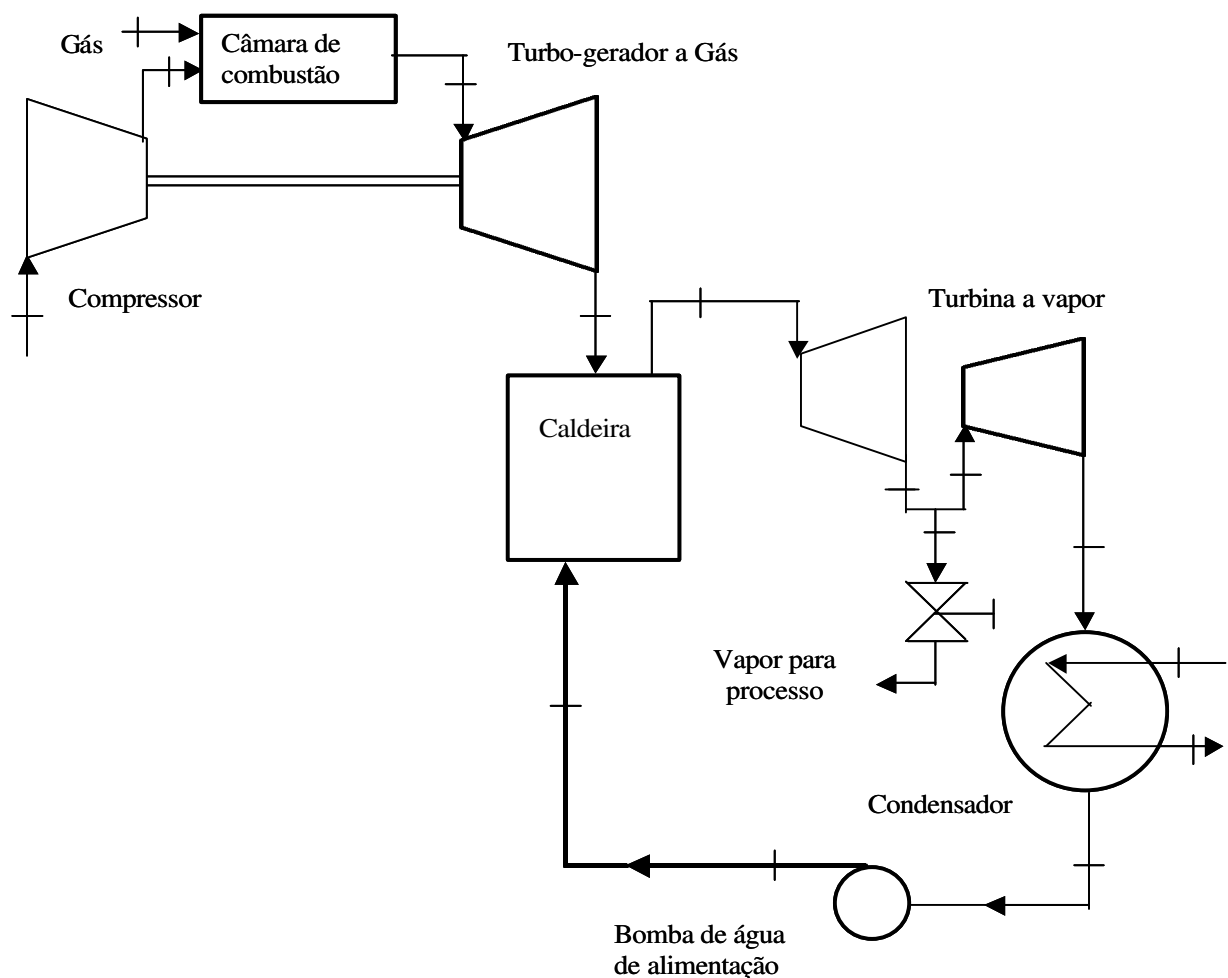


Figura 1.4. Diagrama de uma planta de cogeração com ciclo combinado.

Na Figura 1.4 observa-se que a combinação de ambos os ciclos é devida à caldeira de recuperação, encarregada da geração de vapor, sendo este equipamento formado por uma ou mais

superfícies de troca de calor, através das quais a energia dos gases é recuperada e transferida à água. Os gases de saída, com alto conteúdo de oxigênio podem ser empregados como comburentes em queimadores de pós-combustão na caldeira de recuperação. Assim, como afirma Lizarraga (1994), é possível atingir temperaturas de gases próximas a 1500 °C, chegando a quantidades de vapor gerado, que no critério de Walter *et al.* (1997), podem ser até 6 vezes superiores à obtida em uma unidade sem queima.

A expansão do vapor, para o caso da cogeração acontece até uma pressão adequada ao nível térmico requerido pelo processo consumidor de vapor. Assim, consegue-se uma utilização integral da energia, incrementando-se o rendimento térmico global, além do fato de obter uma maior extração de energia mecânica por unidade de potência térmica.

Quando o caso tratado é sem queima adicional, a concepção da caldeira de recuperação é geralmente mais simples. Os parâmetros do vapor gerado são funções diretas da vazão e temperatura dos gases na saída da turbina a gás.

Na opinião de Bathie (1996), a possibilidade de geração de vapor a diferentes níveis de pressão, leva a um melhor emprego da energia dos gases de saída da turbina, obtendo melhores rendimentos térmicos quando comparados com os ciclos combinados a um único nível de pressão, permitindo um controle mais eficaz na qualidade e temperatura de vapor, quando o superaquecimento é empregado.

Ainda nas diversas variantes práticas, segundo Gallo (1999), estes ciclos apresentam menor sensibilidade às variações de temperatura ambiente e altitude, estando mais aptos para trabalhar em regimes parciais.

Do ponto de vista da geração de energia elétrica e ainda da cogeração, o desenvolvimento da tecnologia de combustão e gaseificação, fundamentalmente em leito fluidizado, partindo de fontes renováveis, e inclusive considerando o carvão mineral, unido à viabilidade de empregar o gás resultante num ciclo combinado com turbina a gás, representa uma oportunidade de aliar eficiência tecnológica e crescimento sustentado, (Iberê, 1998).

Apesar das limitações relacionadas com a máxima temperatura do ciclo, a necessidade de resfriamento de palhetas e a sensibilidade à temperatura ambiente e altitude, considerando seu desempenho, competem com os ciclos a vapor, apresentando índices favoráveis no que respeita a tempo de montagem, eficiência de primeira lei, que para o caso do ciclo combinado para a geração de potência atinge valores de até 57%, valor superior a 43% da central a vapor (FUPAI, 2000). A mesma fonte compara o custo específico (US \$/kW) com a potência nominal por unidade (MW). A tabela 1.1 expressa a informação.

Tabela 1.1 Alguns índices de desempenho comparativos entre as turbinas a gás de grande porte e as turbinas a vapor.

Parâmetro	Central a vapor	Ciclo combinado	Turbina a gás
Potência nominal (MW)/unidade	20-1200	20-1000	20-400
Custo específico (US \$/kW)	600-1400	400-1300	300-350

1.2.2.3 Ciclos de Turbinas a Gás com Recuperação Química

O conceito de recuperação química é um dos vários conceitos inovadores aplicáveis aos ciclos de turbina a gás para a geração de energia elétrica e cogeração, que utilizam como combustível o gás natural, (Adelman *et al.* 1995).

Como objeto de estudo nos últimos anos, destacam as sugestões que emanam do trabalho de Souza Santos (1997), em relação à necessidade de incluir análises exergéticas e econômicas nestas instalações, o trabalho de Sánchez *et al.* (2000), onde é apresentada uma avaliação exergética em uma planta de turbina a gás com reforma química, assim como os aportes emanados das simulações feitas nos trabalhos de Carcasci *et al.* (1998), e Harvey e Kane, (1997), na análise de ciclos de Turbina a Gás com Recuperação Química, baseados nas Turbinas LM 6000 da General Electric, e GT26 da ABB, respectivamente.

A Figura 1.5 apresenta um diagrama operacional que explica este conceito.

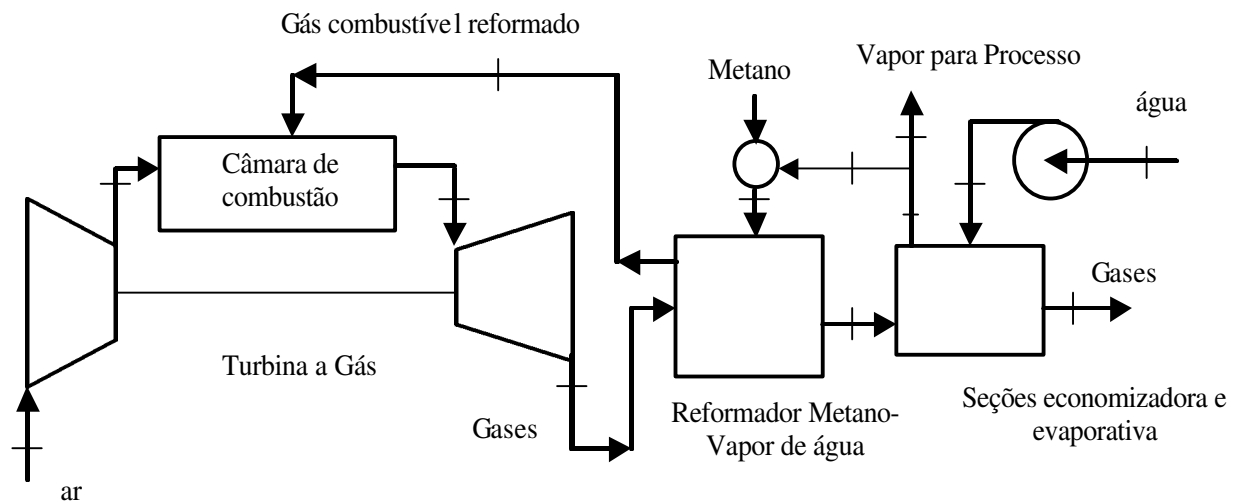


Figura 1.5. Diagrama conceitual do sistema de turbina a gás com recuperação química.

O calor dos gases de escape é primeiro aproveitado no chamado reformador de vapor - gás metano, que assume o lugar do Gerador de Vapor Recuperador de Calor, normalmente empregado nos ciclos de Turbina a Gás com Injeção de Vapor, e os Ciclos Combinados. O reformador químico possui uma seção economizadora destinada ao aquecimento da água até condições de saturação, uma seção evaporativa para a geração de vapor e a seção reformadora propriamente dita. Esta ultima seção esta caracterizada segundo Kesser *et al.* (1994), pela presença de um elemento catalisador em base níquel, que pode ser suficientemente ativo acima de 600 K, promovendo uma reação endotérmica entre o metano e o vapor de água. Assim, a mistura metano - vapor de água absorve calor devido ao fluxo de entalpia dos gases quentes, e quimicamente, devido às reações químicas. No critério de Carcasci *et al.* (1998), na zona de reação do reformador verificam-se as seguintes reações:



O gás obtido, produto da reação química e a troca de calor, contém CO, H₂, excesso de vapor de água, restos de metano e CO₂, sendo posteriormente levado ao combustor da turbina a gás, onde seu potencial energético é aproveitado com excelentes resultados, (Sánchez *et al.*, 2000).

1.2.2.4 Outras modificações do ciclo padrão

Uma delas considera o processo de compressão dotado de resfriamento intermediário do ar, visando reduzir o trabalho total fornecido ao compressor, e assim, aumentar o trabalho líquido do ciclo. Porém como resultado, se tem a diminuição da temperatura do ar na entrada da câmara de combustão, o que provoca diminuição da eficiência térmica do sistema. Ainda quando este sistema seja combinado com a regeneração, e sejam atingidos melhores índices de eficiência térmica, o problema das baixas temperaturas dos gases pela presença da regeneração, continua limitando como afirma Lizarraga, (1994), a aplicação prática destas modificações na cogeração.

Outra das modificações são os ciclos com reaquecimento do ar (Figura 1.6). Esta modificação insere uma segunda câmara de combustão, ficando a expansão dos gases na turbina subdividida em duas seções. O efeito imediato, o aumento do trabalho específico, não implica um aumento da eficiência térmica na mesma medida, devido ao consumo adicional de combustível.

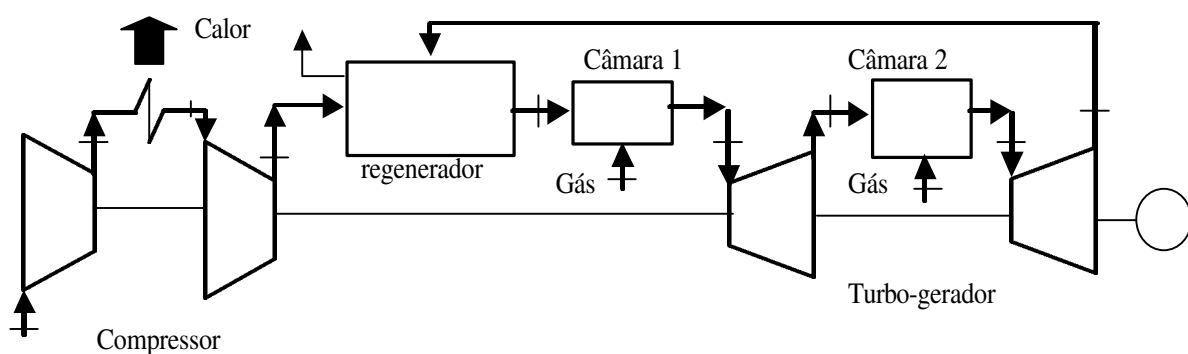


Figura 1.6. Diagrama do ciclo composto.

A aplicação prática do chamado ciclo composto, que pressupõe a integração das modificações anteriores apresenta o problema de determinar o número de etapas para a expansão visando trabalhar para a condição de máxima eficiência, embora possa acontecer o fato já mencionado da diminuição da temperatura do gás na saída, aspecto que geralmente não favorece a cogeração.

Para concluir este item, vale a pena citar a aplicação dos ciclos de turbina a gás na cogeração, adaptados a sistemas de refrigeração por absorção, onde a demanda de refrigeração para o processamento de produtos é necessária, além das de vapor e energia elétrica. As propostas recolhidas no trabalho de Gallego *et al.* (2000), baseadas na avaliação termoeconômica de um sistema de cogeração que emprega duas turbinas a gás acopladas a uma caldeira recuperadora de calor, que por sua vez fornece vapor ao sistema de refrigeração por absorção de amônia, constitui um bom exemplo na hora de avaliar os requerimentos energéticos de uma fábrica de cerveja, extensivos a uma instalação industrial em geral.

1.3 Cogeração com motores de combustão interna

A aplicação dos motores de combustão interna na cogeração resulta de grande utilidade prática nas pequenas indústrias, onde prevalecem as necessidades de energia elétrica, e água quente ou vapor a baixa pressão.

A energia química do combustível libera-se através das reações químicas da combustão, sendo aproveitada, segundo Lozano, (1998), até 40% na forma de trabalho mecânico. Entre as formas de calor recuperável destacam-se, tanto as que provêm do sistema de resfriamento do motor, que na opinião do próprio pesquisador podem atingir até 20% da energia do combustível, quanto a fração de energia contida nos gases de saída do motor, cujo valor de temperatura oscila entre os 400 – 500 °C, que carrega até 30% da energia do combustível. Em geral a potência no eixo pode ser empregada para a geração de eletricidade, ou para o acionamento de um compressor ou bomba, e o calor recuperado pode-se destinar a variados usos, incluindo a calefação industrial ou doméstica, secagem, refrigeração por absorção, e produção de vapor de baixa pressão entre outras aplicações. Como exemplo, pode ser citado o trabalho de Cruz e Nebra

(2002), onde é feita uma avaliação termoeconômica de um sistema composto por motor de combustão interna e refrigeração por absorção.

Existem fatores que tem contribuído a propagar o emprego dos motores de combustão interna na cogeração. Merecem menção, os seguintes:

- Disponibilidade de motores fiáveis em variadas dimensões e capacidades.
- Disponibilidade de combustíveis líquidos e gasosos de qualidade a preços competitivos.
- Grande capacidade de adaptação e rápida resposta diante variações de potência demandada.
- Preferência de emprego para instalações de pequeno a médio porte.

Nos motores de combustão interna destaca-se na cogeração o emprego dos motores Diesel, ou de ignição por compressão, associados a maiores índices de rendimento, e aplicações onde a potência elétrica a consumir pode ser relativamente grande. Segundo afirma Barreda del Campo (1999), estes motores tem sido empregados para a geração de energia elétrica, onde a demanda não justifique a instalação de uma central a vapor, ou gás.

Em anos recentes, alguns pesquisadores, entre eles Díaz Tey (1998), reportam o desenvolvimento de tecnologias para alimentar motores de combustão interna com gases combustíveis resultantes da gaseificação de biomassa, visando cobrir a demanda de energia elétrica em zonas rurais. Este pesquisador propõe empregar como fonte primária a madeira proveniente de um bosque energético, empregando gaseificadores de leito fixo.

1.4 O Setor Sucro-alcooleiro Brasileiro dentro do contexto da cogeração

A cogeração a partir de bagaço de cana, bem como seus aspectos ambientais e sociais, tem sido analisada por vários pesquisadores, entre eles, Coelho *et al.* (1994), que mostraram as vantagens para os setores envolvidos e os benefícios ambientais possíveis de serem obtidos. Dentro do contexto brasileiro, os próprios pesquisadores já consideravam a agroindústria açucareira como o setor com maior potencial para a geração de excedentes de energia elétrica, fundamentalmente pela enorme quantidade de combustível disponível.

Porém, a necessidade de desenvolvimento de um programa de cogeração, num ambiente competitivo implica a ação conjunta dos setores envolvidos, tais são os casos do setor elétrico, automotivo e outros integrados aos objetivos do Estado. Assim, um fator que tem inibido e ainda inibe o incremento da cogeração é a própria gestão empresarial. Negociar a venda de excedentes de energia elétrica, implica uma adequação às características do mercado junto com os sistemas de transmissão e distribuição.

Resulta de interesse sintetizar alguns aspectos prévios do ponto de vista do desenvolvimento desta alternativa e que podem contribuir com a expansão dos sistemas de geração dentro do contexto brasileiro:

a) Trabalhos recentes, (Coelho *et al.* 1997), entre outros, ressaltam os diversos setores industriais que apresentam potencial para a cogeração, destacando o setor sucro-alcooleiro como o mais expressivo, sendo um benefício, tanto para o próprio setor quanto para o setor elétrico.

b) Necessidade de diversificação de produtos para as indústrias de açúcar e álcool, conforme as perdas de receita que estas vêm enfrentando. Segundo Ramalho (1999), estas perdas são decorrentes de excedentes de produção de açúcar e álcool, com significativas quedas nos preços de comercialização destes produtos.

c) Necessidade de claras definições através de diretrizes governamentais para a exploração do potencial da cogeração, uma vez que o setor sucro-alcooleiro não se desenvolveu considerando a energia elétrica como um produto (Ramalho, 1999).

d) Desenvolvimento recente da prática de racionalização de energia, que já vem atraindo e estimulando o surgimento de empresas de consultoria e engenharia especializadas em oferecer soluções a indústrias de vários setores.

Os aspectos citados podem ser considerados como questões prévias às medidas que vem adotando o setor sucro-alcooleiro, onde a cogeração vai desempenhar, e desempenha já de fato um rol fundamental. Porém, qualquer alternativa de expansão do parque de geração de energia

elétrica em sistemas a vapor passa necessariamente pela capacidade de investimento da indústria, e por uma adequada remuneração da energia comercializada. A capacidade de investimento impõe necessariamente um estudo sobre o aumento na produção de eletricidade, o que por sua vez nos sistemas a vapor, vincula-se ao incremento dos parâmetros de geração, questão que já têm sido objeto de propostas, não só do ponto de vista termodinâmico, mas como plano para atingir aumento dos lucros (Ramalho, 1999). Nesse sentido vale a pena mencionar as variantes citadas por Teixeira e Milanez (2000), onde a escolha de um ciclo ideal para a cogeração é avaliada. No citado trabalho são analisados sistemas de cogeração a vapor a altos parâmetros, sendo também citada a possibilidade de emprego de um ciclo combinado com gaseificação de bagaço, adaptado a uma caldeira recuperadora de calor.

O estado de São Paulo aporta antecedentes de muito interesse. Sendo de fato responsável pela produção de aproximadamente 70 % da biomassa proveniente do resíduo da cana de açúcar no país, (DATAGRO, 1999), tem sido alvo de muitos programas de estímulo para o desenvolvimento de fontes alternativas de energia, visando atender o aumento da demanda de energia e reduzir os riscos de racionamento de eletricidade.

A compra de excedentes de energia elétrica produzida nas usinas de açúcar e álcool por parte das empresas concessionárias já vem acontecendo. Segundo Ramalho (1999), a Companhia Paulista de Força e Luz, é a que mais se tem destacado na contratação de excedentes de energia elétrica do setor sucro-alcooleiro. No ano 2001 a empresa fechou contratos de compra de energia com 15 usinas sucro-alcooleiras, instaladas dentro de sua área de atuação. Esses negócios chegaram ao montante de 310 mil MWh de energia excedente, (Emirandetti, 2001). Um bom antecedente foi a assinatura de contratos entre a CPFL e 8 usinas sucro-alcooleiras do interior, que implicam a aquisição de 160 mil MWh a R\$ 50,00 o MWh, o que garante investimentos e parcerias para a produção de nova energia, (O SETOR..., 2000), o que faz parte da estratégia da companhia em ampliar, nos próximos 4 anos, as fontes alternativas de suprimento de energia. A mesma fonte indica que a cifra chega próxima ao chamado “valor normativo” para energia gerada por biomassa, fixado pela resolução 233/99 da ANEEL, em R\$ 57,70 o MWh.

Mais recentemente a Companhia Açucareira “Vale do Rosário” iniciou negociações com a CPFL para a venda de 50 MW de energia, depois de investir 30 milhões para ampliar de 45 para 95 MW a potência instalada em sua unidade industrial, (Alvarez, 2002).

O desafio do setor açucareiro pode-se resumir na análise de viabilidade dos investimentos. Esta análise exige a atenção de diversos fatores entre os que destacam a disponibilidade de equipamentos e a sua compatibilidade com as capacidades previstas e o custo do MWh gerado, considerando que o MWh gerado através do bagaço da cana pode custar entre R\$ 25 e R\$ 40, resultando mais barato quando comparado com custo de produção da mesma quantidade de energia a partir de gás natural, que segundo a CPFL pode ser estimado em R\$ 60 o MWh. Desta forma, é muito difícil contratar um projeto e montá-lo sabendo que o resultado final será a produção de uma energia mais cara do que a disponível no mercado, (O PREÇO..., 2000).

Com as medidas de desregulamentação de mercado, com a possibilidade das empresas produzirem a própria energia que consomem e, se conseguirem, vender o excedente no mercado, o desafio passa a ser a viabilização econômica dos empreendimentos.

Capítulo 2

Emprego de combustíveis sólidos na Cogeração

O propósito deste capítulo é resumir os aspectos mais importantes da aplicação dos combustíveis sólidos na geração de energia elétrica nas duas últimas décadas. Destacam-se aqueles, como a madeira, o bagaço de cana-de-açúcar e o carvão mineral, que são por muitas razões fontes de energia fundamentais, além de disponíveis, que tem contribuído ao desenvolvimento tecnológico mundial na área dos sistemas energéticos e da cogeração em particular. Ainda que em menor escala em relação à combustão, a gaseificação de combustíveis sólidos é um dos processos de conversão aplicados nos sistemas energéticos atuais, e, portanto será tratada brevemente.

2.1 Introdução

O modelo tecnológico, adaptado ao mundo moderno afirmou-se nos séculos XIX e XX no emprego preferencial de energia proveniente dos combustíveis chamados fósseis como carvão mineral, gás natural e petróleo. Em alguns casos, a biomassa também pode e tem sido considerada, embora o aproveitamento dela não tenha merecido a devida atenção, devido em parte à forte influência das soluções tecnológicas geradas nos países desenvolvidos.

Uma percepção comum é considerar o carvão como único combustível sólido economicamente significativo. No entanto existe uma grande variedade de biomassa sólida combustível, seja na forma de madeira, ou na de resíduos sólidos de processamento (bagaço de cana, cascas de árvores, resíduos agrícolas, lixo urbano), que tem sido empregada principalmente

em sistemas de geração de vapor industrial ou de cogeração. Embora algumas propostas de emprego desses combustíveis em usinas termelétricas tenham sido lançadas, esses combustíveis em geral só apresentam viabilidade econômica para consumo junto à sua produção, caso contrário, as despesas de transporte e manuseio, aliadas a altos teores de umidade, tendem a inviabilizar seu uso. O exemplo mais típico é o bagaço de cana consumido como fonte energética em usinas de açúcar e álcool.

2.2 Gaseificação

Uma descrição detalhada da gaseificação aplicada a qualquer sólido combustível, não está compreendida dentro dos objetivos fundamentais desta tese. Porém, partindo do interesse desta tecnologia de conversão, que apesar de ser antiga, está sendo retomada e pesquisada para a sua aplicação em propostas diversas, incluída a cogeração, uma descrição geral do processo é exposta a seguir tentando mostrar a atualidade e perspectivas que a mesma tem, como fator potencial para obter índices cada vez mais eficientes na geração de eletricidade e calor.

Ainda quando a gaseificação de um combustível, geralmente sólido, seja uma tecnologia em estado de desenvolvimento e muitas vezes vinculada a ciclos com turbina a gás ou outro equipamento, trata-se apenas de um processo de conversão, cuja finalidade é a obtenção de um gás energético. Turn (1998), define a gaseificação como a oxidação parcial de um combustível sólido para formar um combustível gasoso. Esta oxidação parcial vem acompanhada de altas temperaturas, efeito resultante de uma quantidade controlada de agente oxidante, geralmente ar, podendo ser empregado inclusive vapor de água e oxigênio puro.

A gaseificação de acordo com Sánchez (1994), envolve quatro etapas principais: secagem, volatilização (pirólise), combustão e redução. Segundo o tipo de gaseificador, disposição da alimentação do agente gaseificante e o combustível empregado, tais fases apresentam-se em determinada região do sistema. Na etapa de secagem remove-se o conteúdo de água do material, enquanto que na de volatilização, promove-se a liberação dos produtos orgânicos e inorgânicos (alcatrão), hidrocarbonetos, e alguns ácidos leves. Nesta etapa o sólido combustível empregado sofre as maiores mudanças físicas e químicas, as quais dependem fortemente das condições de

operação e da fonte de energia primária utilizada. Na fase de combustão, finalmente, é fornecida a energia necessária ao sistema para completar a etapa de redução ou de gaseificação propriamente dita. Um conjunto de reações endotérmicas leva finalmente à conversão do sólido a gás energético aproveitável.

O gás, produto da gaseificação, é constituído essencialmente por gases combustíveis (monóxido de carbono, hidrogênio e metano), e dióxido de carbono, nitrogênio e vapor de água. Além desses elementos, podem estar presentes pequenas quantidades de outras substâncias, tais como alcatrão, material particulado e gases poluentes que variam em composição de acordo com as características próprias do processo e do combustível gaseificado. Ramírez (1999), ressalta a importância de minimizar as impurezas no gás, que eventualmente, possam alterar negativamente a vida útil de equipamentos industriais altamente custosos, visando otimizar o emprego do gás em ciclos combinados de gaseificação integrada. O próprio Ramirez (1999), afirma que a gaseificação em leito fluidizado, definida como a produção de gás energético a partir da oxidação parcial de combustível sólido mantido suspenso por escoamento ascendente de ar ou vapor de água a alta temperatura, vem sendo desenvolvida com maior interesse em relação a outras variantes, devido fundamentalmente à operação isotérmica do reator na zona do leito, alta capacidade de processamento de gás combustível e conversão de carbono para tempos de residência mais reduzidos, operação e controle relativamente simples do reator junto com a possibilidade de operação com diferentes tipos de combustíveis.

Em instalações de grande porte visando a cogeração na produção de energia elétrica, quase todos os reatores empregados são de leito fluidizado, tanto para carvão mineral, quanto para biomassa. Esta afirmação é baseada nas muitas pesquisas desenvolvidas nesse tipo de reator. Os trabalhos de Souza Santos (1997), Olivares (1996), Sánchez e Sánchez (1999) coincidem nessa afirmação.

Informações mais detalhadas da gaseificação, quando aplicada à produção combinada de energia elétrica e calor, avaliações termodinâmicas, simulações e análise de custos, entre outras serão apresentadas nos próximos itens deste capítulo.

2.3 Emprego do carvão mineral como recurso energético.

O carvão mineral é um dos recursos energéticos mais abundantes, e com maior uso comercial na geração de energia elétrica no mundo. Bastaria citar dados do consumo de energia baseados no carvão, que já em 1996 atingiu a cifra de $6749 \cdot 10^6$ tons, (BEN 1999), sendo que a mesma fonte revela que em 1997, os principais produtores de carvão foram China, Estados Unidos, Índia, África do Sul, Rússia e Polônia, que nesse ano produziam 77 % da produção mundial, ($4676 \cdot 10^6$ tons de carvão), sobressaindo os dois primeiros países que foram responsáveis por produzir 50 % do total mundial. No Brasil, a produção do ano 1998, destinada à geração de vapor atingiu a cifra de $5496 \cdot 10^3$ tons, importando $12.964 \cdot 10^6$ tons, para propósitos metalúrgicos (BEN 1999).

Nas últimas duas décadas, o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes, e com mais atenção ao impacto ambiental, tem sido resultante de pesquisas mais detalhadas sobre o conhecimento da estrutura e propriedades do carvão, assim como sobre métodos mais avançados de combustão e gaseificação adequados para cada tipo de carvão tratado.

Segundo Gorbaty (1994), o carvão é entendido como uma rocha orgânica de caráter complexo, constituída de fósseis e substância orgânica incorporada. O próprio pesquisador trata o carvão como uma rocha porosa que apresenta estrutura orgânica, inorgânica e física. Assim, muitos têm sido os modelos moleculares médios propostos, representativos do material orgânico no carvão, e ainda mesmo tratando-se de estruturas orgânicas médias tem significado um ponto de partida para o desenvolvimento de tecnologias para o emprego de carvão.

A estrutura física tem relação direta com a compressibilidade, difusividade, capacidade de extração, entre outros fatores, e a estrutura inorgânica está associada à matéria mineral, que representa aproximadamente 10% em peso para a maior parte dos carvões. Este componente mineral, não permanece inerte durante os processos de conversão, sendo inclusive tratado como um benefício em alguns casos, como ente catalisador em processos de gaseificação, ou pelo contrário, quando favorece a formação de deposições em reatores de liquefação.

A partir dos anos 80, começou o desenvolvimento da tecnologia de combustão e gaseificação do carvão em Leito Fluidizado. Nos anos 90, estas tecnologias já a escala comercial, atingem excelentes índices de desempenho, devido fundamentalmente às pesquisas desenvolvidas nos últimos anos em torno ao requerimento crescente de conseguir processos de conversão de forma ambientalmente aceitável, questão que envolve não só o controle das emissões de partículas sólidas, mas também de óxidos de enxofre, nitrogênio, e outros compostos, formados durante a combustão em leito fluidizado, fundamentalmente devido à presença de enxofre no combustível. De forma breve, este ponto pode-se resumir explicitamente nas seguintes direções.

Em Nordin *et al.* (1995), são estabelecidos modelos de formação e distribuição dos compostos de NO_x na combustão de carvão em Leito Fluidizado, visando a implantação de estratégias de otimização das emissões. Mais tarde, sobre este primeiro ponto, Srimamulu *et al.* (1996), dão conta do desenvolvimento de um modelo matemático para a combustão de carvão em leito fluidizado, visando a predição de emissões de NO_x .

Em Bonn *et al.* (1995), é estudada a influência de distintos parâmetros de operação, na possível variação das emissões de NO_x , e N_2O em uma instalação experimental de combustão de carvão em leito fluidizado. Os principais fatores analisados foram; a carga parcial, a temperatura de combustão, e o excesso de ar, sendo encontrados acréscimos na concentração de NO , com a conseqüente diminuição da concentração de N_2O para todas as posições axiais do combustor com o aumento da temperatura. O efeito foi ainda mais significativo com o aumento do excesso de ar. Este item tem sido muito pesquisado, dentre os trabalhos pode ser mencionado o de Diego *et al.* (1996), que reportam resultados similares obtidos num combustor de leito fluidizado circulante, onde também são consideradas variações de tamanho de partícula e adição de calcário, sendo testados os perfis das concentrações de NO_x e N_2O ao longo dos 6,2 metros de altura do combustor.

Da mesma forma, foi feita a simulação da combustão de carvão com ajuda do ASPENPLUS, (Sotudeh *et al.* 1998), visando predizer o desempenho do mesmo tipo de combustores em termos de eficiência de combustão e nível de emissões de CO , SO_2 , NO_x ; foram demonstradas as vantagens da combustão de carvão em leito fluidizado circulante pressurizado,

em relação aos melhores índices de desempenho da eficiência da combustão, e na remoção de SO_2 e NO_x , quando comparada com a tecnologia de leito fluidizado borbulhante, (Mac Neil e Basu, 1998), e as condições favoráveis na combustão de resíduo sólido misturado com carvão nos citados reatores (Ducarne *et al.* 1998). Estes pesquisadores afirmam que a tecnologia de combustão de carvão em leito fluidizado circulante, com a adição de reagentes químicos e a combustão estagiada, permite que distintas variantes de carvões, inclusive de alto conteúdo de enxofre e cinzas, sejam queimados com baixa emissão de poluentes, e melhores índices de eficiência na combustão, quando comparada com a combustão em leito fluidizado borbulhante.

No seguinte diagrama (Figura 2.1), pode-se apreciar uma instalação do tipo CFBC, na qual, o carvão e os reagentes químicos, por exemplo, calcário ou dolomita são transportado ao leito acima da grelha através da qual o ar de combustão entra ao combustor. As partículas pequenas de carvão, misturadas com calcário e as partículas de cinzas no leito facilitam o contato gás/sólido dando lugar a altas taxas de troca de calor. Levando em conta a recirculação do material, são obtidos altos índices de conversão do carvão com baixos níveis de emissões.

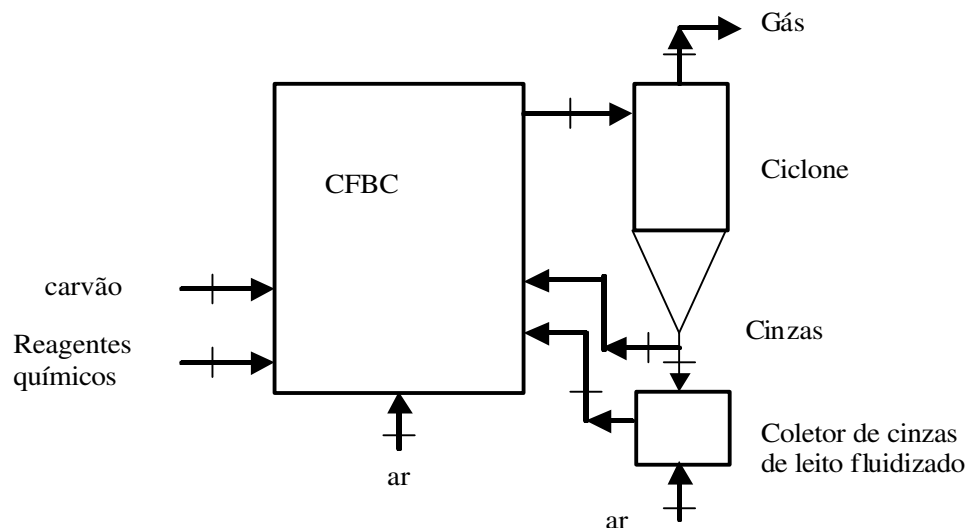


Figura 2.1. Diagrama simplificado de um combustor atmosférico de leito fluidizado circulante.

A massa de carvão atinge valores em torno de 3% da massa total do leito, e devido à grande área superficial das partículas, a troca térmica entre a corrente de gás e as partículas sólidas é muito alta. A combustão acontece a temperaturas entre 850 e 900 °C, sendo nessa faixa bem sucedido o controle de redução de SO₂ e retardada a formação de NO. O calor é extraído do combustor com a ajuda das superfícies trocadoras de calor que fazem parte das paredes de água da fornalha, podendo existir superfícies de troca de calor nas paredes dos ciclones, e um resfriador de cinzas, também de leito fluidizado, empregado para extrair o calor das cinzas e aproveitá-lo na geração de vapor. A tabela 2.1 apresenta dados de plantas de potência a escala comercial baseadas nesta tecnologia.

Tabela 2.1 Dados de desempenho de plantas de potência dotadas de combustores de leito fluidizado circulante (Khartchenko, 1997).

parâmetro	Planta TNP	Planta Emile Huchet	Planta Bewag Berlim
Potência de Saída MWe	175	125	100
Capacidade Térmica MWt	465	285	222
Combustível	Carvão mineral	Coal-water-slurry ¹	Carvão mineral
Poder calorífico MJ/kg.	15.5	10.5	16.9
Produção de Vapor ²	499/13,8/540	367/12,6/542	326/19,6/540

TNP: Texas New Mexico Power Company.

1: Pasta composta de partículas de carvão e água utilizada em equipamentos operando a alta pressão.

2: Fluxo (tons/h)/Pressão (MPa)/Temperatura (°C).

O estudo da tecnologia de geração de potência a partir da combustão de carvão em leito fluidizado circulante pressurizado, tem sido mais difundida quando comparada com a tecnologia do leito borbulhante, devido fundamentalmente ao fato das altas velocidades dos gases dentro da fornalha que favorecem notavelmente os mecanismos de troca de calor, dando lugar a instalações mais compactas, além do fato de permitirem um melhor controle dos poluentes. O próprio Khartchenko (1997), assinala como exemplos, no Japão, a planta Wakamatsu, com produção de 70 MWe, a planta Tomatoh-Atsuma, com potência de 85 MWe, a Karita & Osaki de 350 MWe, todas elas, previstas para entrar em operação no período de 1999-2002. A mesma fonte revela outro projeto de grande porte em etapa de construção na República Checa, que seguindo os

passos da tecnologia citada, prevê produzir 690 MWe e 135 MWt para redes de calor, além de 250 ton./h de vapor destinados a processos industriais.

Outro estudo de tecnologias desenvolvidas para carvão mineral, é a Gaseificação Integrada ao Ciclo Combinado, tecnologia que inclui o trabalho integrado do gaseificador, turbina a gás, caldeira de recuperação e turbina a vapor, com propostas concretas que respondem a necessidades presentes. Podem ser citados como antecedentes significativos os esforços da Shell, Texaco, Dow and British Gas/Lurgi, que durante a década dos noventa, tem atingido nível comercial, empregando preferivelmente carvão de baixo teor de cinzas (Topper *et al.* 1994).

As pesquisas mais recentes estão dirigidas ao desenvolvimento de sistemas de limpeza a quente dos gases com altos índices de eficiência, para os quais estão previstos três estágios; ciclones, filtros de cerâmica, e unidades de remoção de álcali, visando proteger o combustor e a turbina a gás da corrosão, erosão e deposição.

Um dos projetos mais importantes e que exemplifica os esforços que são seguidos dentro dessa linha de pesquisa, está em operação em Puertollano, Espanha, desde 1997, e consiste em uma planta de gaseificação, integrada a um ciclo combinado, cujo objetivo fundamental é o emprego da tecnologia de gaseificação de carvão como fonte permanente de produção de eletricidade, sendo que durante os primeiros três anos de operação, a planta funcionou como uma planta demonstrativa (Green, 1997). Nesse período seriam testadas distintas variedades de carvão de diferentes países, dando margem à análise de opções para o melhoramento tecnológico. A planta tem sido projetada para o emprego de uma mistura que inclui 50% de carvão local de alto teor de cinzas e 50% de coque de petróleo proveniente da refinaria local. O ciclo combinado adaptado é capaz de empregar gás natural, dotando a instalação de indubitável flexibilidade. Ao mesmo tempo, espera-se que o desempenho ambiental da planta seja significativamente melhor quando comparado com as plantas de potência que queimam carvão com tecnologia moderna. Os valores esperados das emissões nas condições de projeto, são de 25 mg/Nm³ para o SO₂, e 150 mg/Nm³ para o NO_x, o que mostra que apesar de usar combustíveis sólidos de baixa qualidade, o valor das emissões é baixo.

Finalmente, vale a pena citar o trabalho de Eurlings (1997), tomando como referência a planta Demkolec, de caráter demonstrativo baseado na gaseificação de carvão integrada a um ciclo combinado, em Buggenum, Holanda. O citado pesquisador assinala, que com essa tecnologia, existirão plantas cuja potência estará na faixa de 470-550 MWe com eficiências acima de 50%, com base no poder calorífico inferior, e afirma que o custo de investimento da planta IGCC 2000, baseado nas experiências da planta adaptada à turbina a gás GE 9H, tem sido avaliado em 1450 US\$/kW.

No Brasil, as reservas de carvão representam um potencial energético estratégico devido a sua ampla distribuição no território brasileiro. As reservas são estimadas num volume total de 3-4 bilhões de metros cúbicos, sendo que as maiores podem ser encontradas fundamentalmente na parte sul do Brasil, especificamente nos estados de Santa Catarina e Rio Grande do Sul, sem ignorar as existentes em Espírito Santo, estimadas segundo Freitas *et al.* (1997), em 20 % das reservas nacionais.

O carvão brasileiro caracteriza-se por um baixo poder calorífico e elevado teor de cinzas e enxofre, variando de acordo com a mina onde é explorado, não sendo desejada a presença destes componentes devido a inconvenientes do ponto de vista ecológico e material. O enxofre, por exemplo, contribui para a formação de ácido sulfúrico se combinado com vapor de água, composto que ataca as partes mais frias da unidade geradora de vapor, sendo emitido para a atmosfera em forma de óxidos de enxofre, conhecido poluente nocivo para a saúde humana e precursor da chuva ácida (FUPAI, 2000). A cinza por outro lado, em função da temperatura da câmara de combustão, pode fundir e se aglomerar junto às superfícies de aquecimento da caldeira o que prejudica a troca térmica. A classificação dos carvões brasileiros é baseada na designação comercial do carvão usado em cada estado, devido a diferenças quanto à origem, teor de cinzas, granulometria, poder calorífico, destino final, entre outras características.

A seguinte tabela apresenta as principais estatísticas do consumo de carvão mineral no Brasil.

Tabela 2.2 Principais estatísticas do consumo de carvão mineral no Brasil. Fonte (FUPAI, 2000).

	Discriminação	Unidade	1996	1997	1998
Produção	Energético	(10 ³ ton)	4.788	5.847	5.382
	Metalúrgico para fundição	(10 ³ ton)	70	91	90
Importação		(10 ³ ton)	12.847	12.364	10.88
		(10 ³ US\$)	617.567	668.162	618.563
Consumo	Metalúrgico para siderurgia	(10 ³ ton)	9.935	10.481	10.200
	Finos metalúrgicos	(10 ³ ton)	70	90	80
	Energético	(10 ³ ton)	4.825	5.615	5.200
Preço médio	Carvão importado	(US \$/ton)	48	54	57

2.4 O emprego da madeira como recurso energético

A madeira combustível, como o bagaço de cana, possui a vantagem de ser renovável, aliada ao fato de ter baixo teor de cinzas e uma quantidade ínfima de enxofre, embora apresentando baixo poder calorífico quando comparado com outros combustíveis. Na realidade, a madeira compreende uma multiplicidade de formas e origens distintas. Igualmente, suas características físico-químicas podem assumir uma grande variedade de aspectos dependendo do enfoque mais conveniente para cada aplicação. Isso a leva a ser classificada como resíduo industrial, resíduo florestal, e proveniente das florestas energéticas (Nacif, 1982), e mesmo assim adota diferentes denominações segundo a forma e origens do corte, tais são os casos do cavaco, pó de serra, casca, etc.

Um conhecimento do potencial e versatilidade da madeira como fonte combustível é um pré-requisito indispensável à análise econômica dos projetos que envolvam a conversão ou emprego desta fonte primária, que durante anos foi uma na qual foram depositadas as maiores esperanças de uma contribuição efetiva na redução do consumo de petróleo.

Segundo Martins (1982), a análise química elementar mostra que sem considerar as quantidades mínimas de nitrogênio e de outros elementos, a madeira é constituída aproximadamente de 50% de carbono, 6% de hidrogênio, e 44% de oxigênio. Esta composição de átomos se mantém mais o menos constante independentemente da espécie, diferença genética ou idade.

A partir dos primeiros anos da década de 80, foram publicadas experiências dentro e fora do Brasil, empregando a madeira como fonte primária de energia. Nesse período, no Brasil aparecem publicações sobre o emprego do carvão vegetal, sendo que um dos antecedentes destes anos aponta a madeira como um combustível com características adversas, pelo fato de ser menos homogêneo, ter baixo poder calorífico, e a possibilidade de ter elevado conteúdo de umidade. Mas apesar disso, a grande disponibilidade, a característica de combustível renovável, além da existência de locações remotas, faz do emprego da madeira uma opção factível como fonte de energia na geração de potência (Gert, 1982). Esse pesquisador ressalta as vantagens da aplicação do leito fluidizado como tecnologia que oferece o melhor desempenho na combustão ou gaseificação da madeira, despertando grande interesse em praticamente qualquer área de processamento, já seja nos sistemas térmicos de secagem, resfriamento ou para a geração de energia. Sánchez (1994), e Olivares (1996), entre outros fazem comentários similares.

Estes antecedentes tem permitido aos fabricantes abordar um conjunto de projetos de caldeiras de leito fluidizado empregando madeira como combustível gerando vapor de altos parâmetros, incluídas caldeiras com grelhas refrigeradas a água, indicada para cascas e resíduos de madeira, sendo permissíveis altos valores de umidade, segundo a companhia ARACRUZ CELULOS S.A. (2000). Merecem destaque alguns destes projetos:

- “Energia Verde” Nascimento, Chile, empregando eucaliptos e cascas de pinheiro, gera 60 ton/h de vapor a 6,5 MPa e 455 °C.
- UPM-KYMMENE, Kaipola, Finlândia, empregando resíduos de madeira, gera 144 ton/h de vapor a 11,5 MPa e 530 °C.
- IMATRA, Kaukopaa, Finlândia, empregando cascas de madeira, gera 259 ton/h de vapor a 8,4 MPa e 530 °C.

No Brasil atualmente a CBC SA fabrica caldeiras de leito fluidizado para madeira com pressões de até 12,0 MPa e temperaturas de até 565 °C (Rubens, 2002).

Na Suécia, a madeira é hoje amplamente usada como combustível para as redes de calor distrital, e para ciclos de cogeração. Ekstrom *et al.* (1998), reportam a avaliação do desempenho técnico–econômico, e o estado de desenvolvimento para distintas plantas de cogeração baseadas no emprego da madeira como combustível primário. Estas instalações foram:

1. Planta dotada de uma caldeira de leito fluidizado circulante acoplada a um ciclo de vapor. Os resultados positivos na operação desta planta estão fundamentados nos significativos ganhos de combustível devido ao emprego da cogeração baseada no emprego da madeira como fonte primária, quando comparado com a produção separada de calor e eletricidade partindo da mesma fonte. A Figura 2.2 apresenta o diagrama operacional da planta.

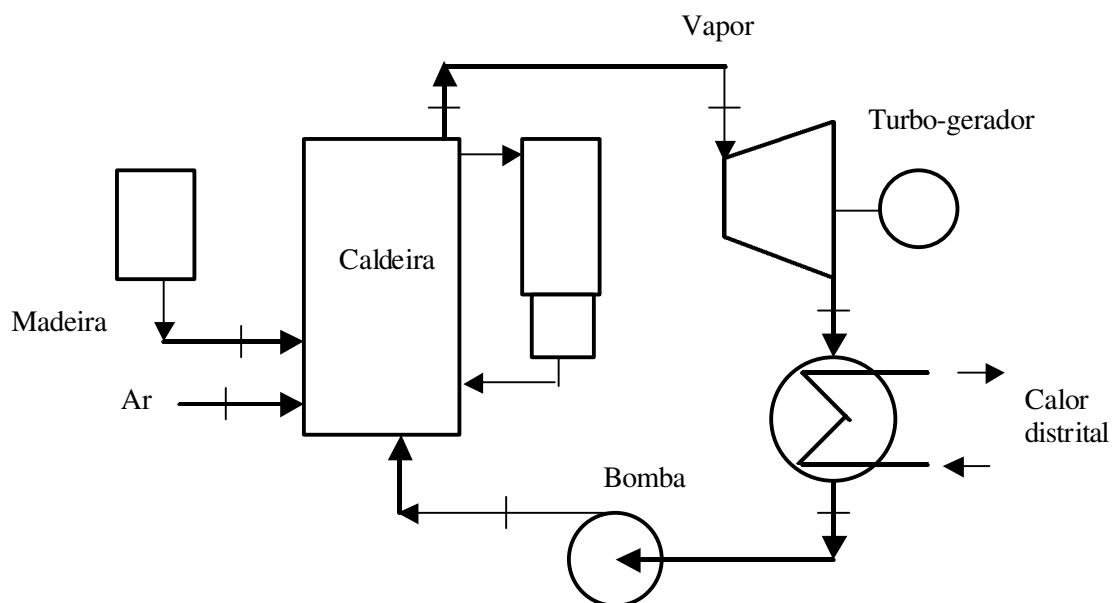


Figura 2.2 Esquema de cogeração com caldeira de leito fluidizado acoplada a um ciclo a vapor.

2. Ciclo Híbrido. Composto por um ciclo de potência a vapor e um ciclo de potência a gás. O ciclo a vapor é dotado de uma caldeira de leito fluidizado projetada para queimar madeira, acoplada a um ciclo de vapor. O ciclo de turbina a gás é

alimentado com gás natural, e possui uma caldeira recuperativa. A turbina aeroderivativa GELM 1600 foi escolhida para a avaliação. Este ciclo fornece maior quantidade de potência quando comparado com o sistema caldeira de leito fluidizado/turbina a vapor, para a quantidade fixada de calor, e maior ganho de combustível devido à cogeração, embora exista um acréscimo nos custos de produção de eletricidade. O diagrama operacional pode ser visto na Figura 2.3.

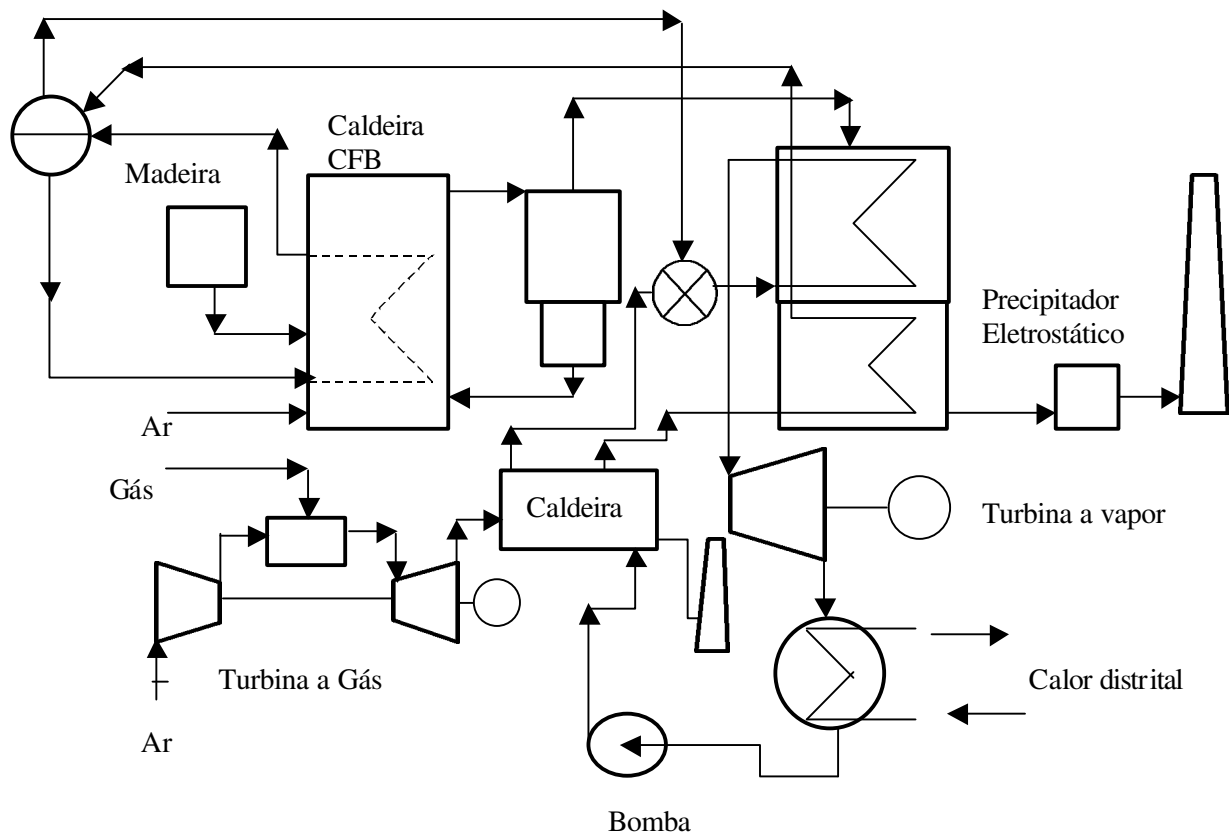


Figura 2.3. Diagrama do ciclo híbrido, combinação do ciclo de turbina a gás queimando gás natural e a Caldeira de Leito Fluidizado, queimando madeira.

Uma planta de cogeração partindo do ciclo híbrido, com uso simultâneo de duas fontes primárias de energia pode ser construída em lugares onde ambas fontes, gás natural e madeira estejam disponíveis, ainda, se a madeira está disponível hoje, e o gás natural pode estar disponível no futuro, o sistema de queima de madeira ou biomassa em geral pode ser construído e

operado como primeiro passo, deixando o cenário preparado para a conexão futura com a planta de Turbina a Gás.

3. Gaseificação integrada ao ciclo combinado, (IGCC), baseada na gaseificação de madeira, pressurizada ou atmosférica. Em ambos casos, a madeira sofre um processo de secagem prévio, sendo usada a turbina a gás GE Frame 6 com queimadores de baixo teor de NO_x . Esta instalação apresenta os melhores índices de eficiência elétrica quando comparada com os dois ciclos anteriores. A Figura 2.4 apresenta o diagrama operacional deste ciclo.

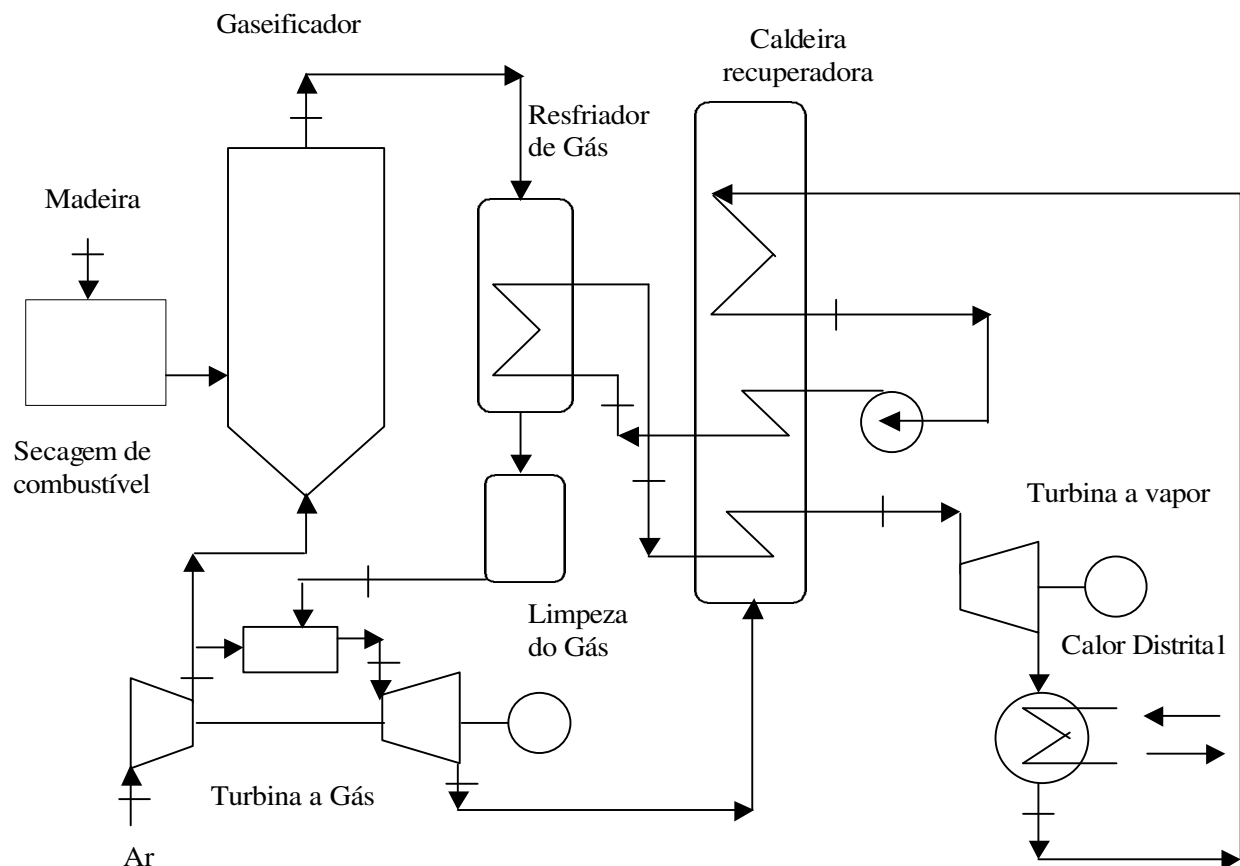


Figura 2.4. Diagrama do ciclo combinado, com gaseificação pressurizada e limpeza de gás quente.

Segundo Ekstrom *et al.* (1998), a tecnologia de gaseificação integrada ao ciclo combinado, oferece os maiores índices de produção no que diz respeito à potência elétrica e ganho de combustível na cogeração, embora os custos de produção de eletricidade sejam mais altos. A Tabela 2.3 ilustra estes resultados.

Tabela 2.3 Valores de eficiência, potência produzida e ganho de combustível, entre outros resultados, devido ao emprego da cogeração para distintas configurações tecnológicas.

Índices	Ciclo a vapor	Ciclo híbrido	Tecnologia IGCC.
Calor distrital, plena carga (MW)	60	66	60
Eficiência elétrica (%) (PCI)	30	37	42
Produção de potência (GWhe/ano)	265	365	550
Ganho anual de combustível devido a cogeração (GWh de combustível)	420	520	580
Investimento específico (ECU/kWe)	1500	1500	1700
Custo de produção de eletricidade (ECU/MWhe)	30-45	40-60	50-70

Os índices apresentados nos resultados de Ekstrom *et al.* (1998), estão baseados nos seguintes dados:

- Custo da biomassa: 9-14 ECU/MWh, custo de gás natural 19 ECU/MWh.
- Crédito do calor distrital: 17 – 22 ECU/MWh.
- Temperatura ambiente: 0 °C.
- Fornecimento de 1000 GWh/ano de energia na forma de calor à rede distrital.
- Tempo de vida útil: 20 anos

Na gaseificação de madeira, as pesquisas nos últimos anos podem-se resumir nos trabalhos experimentais baseados em instalações de leito fluidizado, que avaliam a composição dos gases obtidos, e o poder calorífico, onde são analisados a influência dos parâmetros de operação e o tamanho das partículas. Borisov I. *et al.* (1998), e Schenk *et al.* (1998) são exemplos de trabalhos nessa direção.

Na combustão, Lyngfelt e Leckner (1999), reportam testes feitos numa instalação de cavacos de madeira em caldeiras de Leito Fluidizado visando a redução de emissões de NO_x , sem que exista um aumento inaceitável da produção de CO, sendo analisados fatores como a temperatura, a combustão estagiada e o efeito de trabalhar em regime de carga parcial, com a possibilidade de avaliar o desempenho do sistema modificando o local na qual o ar secundário é fornecido à fornalha, aspecto já pesquisado na combustão do carvão.

2.5 O emprego do bagaço

O bagaço é um subproduto do processamento da cana na Indústria Sucro-Alcooleira, e a fonte energética da maior importância para essa indústria. Sendo um material fibroso, de baixa densidade, com uma ampla variedade de tamanhos, e com uma umidade do 50%, (em base úmida), resulta de grande interesse caracterizar as propriedades das partículas de bagaço, devido à necessidade de aplicação de procedimentos para o desenho de transportadores, alimentadores, sistemas de secagem, sistemas de combustão, entre outros aspectos.

Nessa direção, merecem menção algumas contribuições feitas nos últimos anos, por exemplo, em Rasul *et al.* (1999), propriedades físicas como densidade de partícula, velocidade terminal, coeficiente de arraste e diâmetro equivalente hidrodinâmico, aparecem na forma de simples equações empíricas que facilitam cálculos de maior dificuldade em equipamentos complexos. As mesmas conclusões podem ser colocadas com respeito à determinação de umidade crítica do bagaço (Sánchez e Madariaga, 1992), aspecto significativo no desenho e simulação de sistemas de secagem para bagaço, e recentemente entre os autores nacionais, Corrêa *et al.* (2000), desenvolveram um projeto de sistema de alimentação para o bagaço de cana, que levou a um estudo para a caracterização deste material, que esteve constituída por medidas de densidade aparente, ângulo de escoamento do material e análise granulométrica em função do teor de umidade do mesmo. Estes estudos são vitais para melhorar o desempenho de sistemas de alimentação para bagaço, fundamentalmente para gaseificadores.

Não menos importantes são as características técnicas do bagaço, ou seja, a composição química, (elementar e imediata) e a umidade, que determinam o poder calorífico do combustível.

Estas propriedades variam de acordo com inúmeras circunstâncias, sendo informações determinantes no momento de fazer uma avaliação aprimorada do ponto de vista energético de tecnologias que dependem da combustão de bagaço, como no caso das usinas sucro-alcooleiras.

A produção elétrica nas usinas de açúcar e álcool a partir de bagaço é prática tradicional no mundo há muitos anos. O que certamente muda é a eficiência com que o potencial do bagaço é utilizado. Hoje em dia, o bagaço representa uma das opções mais atrativas para a geração de potência. No Brasil, a cogeração nas usinas de açúcar e álcool é também uma prática tradicional, porém, a produção de excedentes de energia elétrica cogerada só tem sido objeto de interesse nos últimos anos.

Pode-se falar em heterogeneidade quando se trata do setor sucro-alcooleiro brasileiro. A enorme diversidade em termos de capacidade de moagem, eficiências de produção, entre outros aspectos, nas mais de três centenas de unidades industriais no país, indicam claramente que a identificação de um caso típico é praticamente impossível, muito embora seja possível estabelecer critérios na hora de tipificar os arranjos para os sistemas de produção de energia elétrica, sendo conhecidos e citados no capítulo anterior o uso de turbinas a vapor de contra-pressão, a combinação de turbinas de contra-pressão com turbinas de condensação do fluxo excedente, e sistemas, mais avançados, dotados de turbinas de extração-condensação de controle automático.

Dentro do contexto brasileiro os fabricantes de geradores de vapor empregando bagaço oferecem geradores de vapor que operam na faixa de 3,2 a 8,0 MPa, sendo a elevação dos níveis de pressão na geração de vapor uma tendência mantida nos últimos anos. Já Walter (1994) assinalava valores na faixa entre 4,2 MPa ou até 6,3 MPa para o nível de pressão na geração de vapor, afirmando que até 6,3 MPa algumas unidades já foram comercializadas, sem perder de vista que a operação destes equipamentos, ainda com possibilidades de níveis de pressão na geração de vapor acima dos valores citados, implicaria em maior experiência e exigências para o tratamento de água, questões que vão além da prática atual nas usinas.

Já no mês de abril do ano 2001, dentro das ofertas da Codistil Dedini de Piracicaba no interior paulista, há caldeiras para bagaço com capacidade de até 200 tons de vapor/h, pressão de 8,0 MPa, e temperaturas de até 510 °C, com pretensões de incrementos até 525 °C (CODISTIL DEDINI 2001). Nesse sentido a CBC SA oferece à venda geradores de vapor para bagaço com capacidade de até 500 tons/h de vapor, pressão de 12,0 MPa e temperatura de 540 °C (Rubens, 2002).

Diante do contexto favorável à comercialização de energia elétrica excedente na atualidade do setor elétrico brasileiro, resulta evidente a necessidade de avaliação de todos os elementos que poderiam intervir na geração de eletricidade em larga escala a partir dos resíduos da cana de açúcar. Aqui é necessário citar também, pesquisas recentes que tratam do emprego da palha de cana a partir da cana de açúcar sem queimar, que vêm sendo implantadas nas áreas canavieiras da região sudeste do Brasil. A característica marcante deste sistema de produção é a grande quantidade dos restos vegetais constituídos por palha, folhas verdes e pontas de colmos, que permanecem sobre o solo após a colheita sem queimar, sendo a determinação da quantidade de palha que proporcione controle sobre as plantas daninhas um aspecto muito importante, por possibilitar a liberação do excedente para ser utilizado na cogeração de energia elétrica (COPERSUCAR, 2000).

As questões tratadas anteriormente podem ser resumidas nas pesquisas desenvolvidas em anos recentes. A seguir são apresentadas algumas delas:

1. Estudo de sistemas térmicos empregando biomassa gaseificada e a avaliação do desempenho das turbinas a gás, tanto para as condições de projeto, quanto aquelas fora das condições de projeto (Barros, 1998).
2. Estudos dos problemas técnicos associados à alimentação do bagaço e limpeza de gás. Estes aspectos, apesar de não ter relação direta com a gaseificação influem notavelmente no desempenho dos gaseificadores (Hobson *et al.*, 1999).
3. Determinação da quantidade de palha de cana, com o objetivo de se definir níveis mínimos de resíduos vegetais que devem permanecer sobre o solo para assegurar o efeito herbicida da palha de cana (COPERSUCAR, 2000).

4. Análise de variantes que envolvem a substituição de equipamentos de geração de vapor antigos, (alguns inferiores a 2,07 MPa), por equipamentos mais eficientes que operam a 6,12 MPa (Teixeira e Milanez, 2000).

Finalmente, poderíamos destacar os comentários de Lima (GÁS..., 2001), referente a pesquisas desenvolvidas pela TPS, empresa com sede na Suécia, que vem trabalhando na gaseificação para bagaço, avaliando a possibilidade de dobrar o potencial de produção de energia elétrica com bagaço. Nesse sentido, este pesquisador afirma que serão necessários incentivos governamentais que tornem esses projetos economicamente viáveis.

2.6 Queima combinada

A queima combinada, “co-firing” em inglês, implica o emprego combinado de biomassa e combustível fóssil em plantas de potência, assim como em geradores de vapor industriais, sendo que a idéia mais aceita é a queima de uma mistura de biomassa e carvão em plantas de potência adaptadas para esse propósito, e devido à redução de risco técnico e econômico, em alguns países, a queima combinada tem sido considerada como primeiro passo que leva ao incremento no uso da biomassa na geração de potência, (Rosillo-Calle *et al.*, 2000).

As quantidades de biomassa a serem queimadas dependem de uma detalhada avaliação econômica, a qual inclui fatores como disponibilidade, custo de transporte, efeitos no desempenho da instalação e custo de investimento na adaptação das caldeiras de vapor existentes para as novas condições de queima, ainda que eventualmente o custo de investimento possa estar destinado a novos geradores de vapor.

A biomassa precisa tratamento prévio, por exemplo, de moagem secagem, já que o carvão é queimado pulverizado em caldeiras de grande capacidade. Assim, diferentes conceitos técnicos para a queima combinada de biomassa têm sido propostos, sendo a idéia mais simples a de queimar a biomassa numa fornalha separada e transportar os gases quentes para a caldeira destinada à queima de carvão.

As caldeiras de vapor existentes admitem, com algumas mudanças, a queima simultânea de biomassa pulverizada junto ao carvão, sendo a biomassa, previamente secada e peneirada. A outra proposta é baseada na gaseificação de biomassa, sendo a continuação o gás obtido queimado junto ao carvão em caldeiras de vapor.

Segundo Rosillo Calle *et al.* (2000), independentemente da proposta tecnológica, a queima combinada deve considerar as mudanças no desempenho do gerador de vapor, escorificação das cinzas da biomassa e a corrosão em presença de altas temperaturas, devido ao alto teor de cloro. Estes pesquisadores afirmam que existem duas aplicações de gaseificação combinada de biomassa. São os exemplos das plantas de Lathi, (Finlândia), e Zeltweg, (Áustria).

O projeto experimental finlandês tem como objetivo provar que a biomassa seca pode ser gaseificada, e o gás resultante, de baixo valor de poder calorífico, pode ser empregado com sucesso na queima combinada. Os resíduos de biomassa, na região de Lathi, são gaseificados, sendo o gás obtido, queimado com o carvão nas caldeiras existentes. Esta instalação prevista para a cogeração, está produzindo 167 MWe, e 240 MWt. Entretanto, a planta de Zeltweg, apóia-se num gaseificador de pó de madeira e de resíduos das indústrias florestais, com capacidade de 137 MWe. O gaseificador começou a trabalhar em 1997, produzindo gás combustível, que por sua vez, é queimado nas caldeiras de queima combinada com carvão.

Concluindo as idéias expostas na resenha bibliográfica contida nos dois primeiros capítulos, podem ser observadas as diferenças no desenvolvimento tecnológico dos sistemas disponíveis a serem aplicados nos combustíveis sólidos na cogeração. Na prática, os sistemas industriais existentes para bagaço são antiquados quando comparados aos empregados para carvão mineral ou mesmo para madeira, sendo necessário testar com bagaço os sistemas que estão sendo utilizados com êxito para estes outros combustíveis. Estes testes deverão ser acompanhados também por uma avaliação econômica que justifique os investimentos envolvidos.

Capítulo 3

Métodos de Avaliação de Sistemas de Cogeração

A Cogeração relaciona a produção de eletricidade e energia térmica a partir da mesma fonte, portanto utiliza o combustível com mais efetividade em relação ao caso de produção separada destes produtos. Assim, para os ciclos “topping”, a energia proveniente do combustível é aproveitada na geração de potência elétrica, e um rejeito de energia em forma de calor utilizável em um processo produtivo, o que indica que os requerimentos da cogeração podem ser obtidos de variadas formas, o que obedece às numerosas variantes de projeto que podem satisfazer uma determinada especificação (Huang, 1996).

O objetivo fundamental deste capítulo é fazer um exame dos parâmetros destinados a avaliar os sistemas de cogeração, esclarecendo as diferenças entre eles, fundamentalmente no referido à aplicação de métodos baseados na primeira e segunda lei da termodinâmica, como passo prévio à compreensão das metodologias de custos exergéticos e monetários de sistemas de cogeração.

3.1 Índices de desempenho dos Sistemas de Cogeração baseados na Primeira Lei da Termodinâmica.

A avaliação do desempenho de uma planta de cogeração baseado na Primeira Lei da Termodinâmica é um procedimento que implica a comparação de produtos de diferentes qualidades termodinâmicas, tais como calor e potência produzida (Walter *et al.*, 1997). Nos sistemas de cogeração que empregam vapor de água como fluido térmico, existem alguns

aspectos que devem ser destacados. No caso típico das usinas sucro-alcooleiras, a combustão do bagaço nas caldeiras produz vapor de água que se expande em uma turbina a vapor, sendo o vapor de baixa pressão o rejeito utilmente aproveitado para satisfazer a demanda de calor da planta.

Um aspecto importante, que permite o dimensionamento do sistema de cogeração, é o perfil de demanda de eletricidade e de calor. Assim, tais sistemas podem operar seguindo a demanda de eletricidade, (paridade elétrica), ou a demanda de calor, (paridade térmica), existindo outras variantes isoladas, nas quais os sistemas são dimensionados para operar em plena carga, vendendo os excedentes de eletricidade e calor. No entanto, normalmente os sistemas de cogeração são dimensionados para operar em paridade térmica, seguindo o critério da não utilização de equipamento térmico auxiliar, nem venda de excedentes térmicos. A energia elétrica é mais facilmente comercializável pela rede elétrica, embora as tarifas e condições de venda não sejam sempre favoráveis para as entidades cogedoras.

Se a decisão recai sobre um combustível comercial, podem ser contempladas outras opções determinadas pela disponibilidade, potências requeridas, entre outros aspectos (FUPAI, 2000).

Na caracterização dos índices de desempenho, vários são os indicadores, sendo prática comum avaliar a eficiência dos sistemas de cogeração através da chamada eficiência de primeira lei ou fator de utilização de energia, designado como FUE. Este parâmetro considera a equivalência do calor e o trabalho como produtos, como se pode ver na Equação (3.1):

$$FUE = \frac{W + Q_p}{E_f} \quad (3.1)$$

Deve ser levado em conta que este e outros índices avaliam contabilidade de energia, o que significa que um possível alto valor do fator de utilização de energia, pode estar associado a um pequeno valor de potência elétrica produzida em comparação ao calor para processo, o que significa que o fator FUE pode em alguns casos não ser considerado, ou fornecer informação incompleta sob o sistema avaliado.

Se a potência elétrica e/ou mecânica (W), e o calor para processo (Q_p), fossem produzidos separadamente em plantas convencionais a energia suprida pode ser calculada segundo:

$$E_{f.s} = \frac{W}{\eta_{TH}} + \frac{Q_p}{\eta_{GV}} \quad (3.2)$$

Na equação anterior, os termos η_{TH} e η_{GV} , referem-se à eficiência térmica de uma planta de potência e de uma caldeira, respectivamente. No entanto, se E_f é a energia consumida na produção de potência elétrica e mecânica (W), e calor para processo (Q_p), num sistema de cogeração, a relação $E_f/E_{f.s}$ é conhecida como a economia de energia do combustível, indicado pela sigla ESI em inglês, (Energy Saving Index), referenciado também como índice de poupança de energia. De forma geral pode-se definir este índice como:

$$ESI = \frac{E_f}{\frac{W}{\xi_{TH}} + \frac{Q_p}{\xi_{GV}}} \quad (3.3)$$

Segundo a equação (3.3), o índice de economia de energia do combustível deve ser inferior a 1. Assim quanto menor seja este índice, melhor será o desempenho do sistema. Assim, a quantidade de energia a economizar devida à cogeração é dada pela diferença entre $E_{f.s.}$ e E_f , sendo expressa esta diferença em relação a $E_{f.s.}$, relação definida na Equação (3.4):

$$RPEC = 1 - ESI \quad (3.4)$$

O leitor pode observar que os melhores índices de desempenho acontecem para altos valores de RPEC, ou seja, pequenos valores de ESI.

Outro dos índices de interesse é a Eficiência na Geração de Potência (η_w), expressa através da seguinte equação:

$$\zeta_W = \frac{W}{E_f - \frac{Q_p}{\zeta_{GV}}} \quad (3.5)$$

A Equação (3.5) pretende calcular separadamente a eficiência da geração de potência elétrica, descontando no insumo de energia aquela utilizada para fins puramente de aquecimento.

Sendo conhecido que E_f constitui a energia do combustível empregada no sistema de cogeração com a ajuda da Equação (3.1), é possível vincular a Equação (3.1) com a (3.5), chegando assim ao seguinte resultado:

$$\eta_W = FUE \left[\frac{W}{W + Q_p - (FUE) \frac{Q_p}{\eta_{GV}}} \right] \quad (3.6)$$

O FUE aproxima-se ao valor de η_{GV} quando é produzida pouca potência elétrica comparada com Q_p , vê-se logo em (3.6) que η_W aproxima-se ao valor do FUE para esse caso. Ou seja, η_W vai ser muito alto se o FUE é muito alto, resultando em uma leve possibilidade de poupança de energia. Portanto, por si só, η_W oferece pouca informação sobre a efetividade do sistema de cogeração (Huang, 1996).

O próprio Huang (1996), afirma que a efetividade de custo de um sistema de cogeração está diretamente relacionada com a quantidade de potência elétrica que este possa produzir para uma quantidade de calor a processo. É por isso que um fator importante num sistema de cogeração é a razão potência/calor.

$$R_{PH} = \frac{W}{Q_p} \quad (3.7)$$

Ainda quando um valor relativamente alto de R_{PH} indica altos valores de energia elétrica produzida, deve considerar-se que quando R_{PH} é muito grande, o FUE vai diminuir, sendo que a produção de excedente de energia elétrica estaria justificada pela venda a preços favoráveis. Nos termos da razão potência/calor o fator de utilização da energia pode-se expressar através de:

$$FUE = \frac{1 + \frac{1}{R_{PH}} (W)}{E_f} \quad (3.8)$$

O índice Combustível destinado à Produção de Potência (FCP) é definido como a razão de combustível para produzir potência em relação à potência produzida, (elétrica e mecânica), calculada como segue:

$$FCP = \frac{(E_f - \frac{Q_p}{\eta_{GV}})}{W} \quad (3.9)$$

Ficando por tanto a seguinte relação:

$$\eta_w = \frac{1}{FCP} \quad (3.10)$$

Estes índices têm valores característicos segundo o projeto do sistema de cogeração, mas em geral, trata-se de eficiências energéticas que relacionam os fluxos de energia de acordo com o conceito de produto/ insumo.

Em todos os casos é de interesse o cálculo da eficiência de primeira lei para cada um dos equipamentos do sistema, tais como turbogeradores, turbomoendas, turbobombas, e geradores de vapor, entre outros. Para o caso das turbinas nas turbomoendas, turbobombas, picadores e desfibrador, a eficiência energética (de primeira lei), é calculada como mostra a equação:

$$\eta^I = \frac{W_{\text{mec}}}{\Delta H_{\text{ISO}}} \quad (3.11)$$

Nas turbinas de geração elétrica, é considerada a potência elétrica em lugar da mecânica.

O conceito de eficiência térmica associado a um gerador de vapor relaciona a energia térmica adquirida pelo vapor de água devido à combustão de um combustível com a energia cedida pelo combustível durante a combustão em base ao poder calorífico inferior. Uma definição genérica deste índice pode-se expressar segundo a Equação (3.12).

$$\zeta = \frac{E_{\text{vs}}}{E_{\text{f}}} \quad (3.12)$$

O método para determinar a eficiência de primeira lei da termodinâmica para caldeiras de vapor a combustível sólido é explicado detalhadamente no Apêndice B, conjuntamente com outros índices de desempenho.

3.2 Índices de desempenho baseados na segunda lei

A determinação do valor termodinâmico de um fluxo em termos do trabalho mecânico que poderia ser extraído dele, e as ineficiências e perdas reais dos sistemas energéticos vincula estreitamente a aplicação da primeira e segunda lei da termodinâmica aos citados sistemas, sendo a análise exérgica, dotada de ferramentas para uma abrangente e clara discussão sobre as irreversibilidades internas e externas no processo, muito útil para este propósito.

No centro da análise está o conceito de exergia, segundo o critério de Szargut (1988), definido como o parâmetro termodinâmico que corresponde à quantidade de trabalho máxima obtida, quando alguma matéria é trazida de seu estado inicial para um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns da natureza circunvizinha por meio de processos reversíveis de troca de calor e matéria exclusivamente com o entorno.

Assim, para sistemas energéticos cujos fluxos operam com parâmetros fora das condições do meio ambiente, (referência) a exergia pode ser entendida como a parte da energia que pode ser transformada em trabalho mecânico, sendo a destruição de exergia o resultado direto das irreversibilidades de um sistema. Um dos aspectos que pode aumentar a geração de irreversibilidades é o funcionamento do equipamento fora das condições de projeto inerentes ao mesmo, aspecto que geralmente incrementa não só a destruição de exergia, mas também as perdas exergéticas para o ambiente.

Embora a exergia de um fluxo de um fluido possa ser subdividida em exergia cinética, potencial, física ou termo-mecânica e química, desprezando-se os efeitos nucleares, magnéticos elétricos, torna-se interessante avaliação dos conceitos de exergia física, (termo-mecânica), e química.

Exergia Termo-mecânica: Quantidade de trabalho máxima obtida quando alguma matéria é trazida do estado inicial (T, P), para um estado de equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, denominado equilíbrio restrito, através de processos reversíveis, envolvendo interações somente com o meio ambiente.

No conceito anterior, o equilíbrio restrito fica estabelecido quando a substância alcança a temperatura T_0 e pressão P_0 do meio ambiente. Considera-se que a substância não reage quimicamente com os componentes do meio ambiente.

Tendo em conta estas definições, a exergia física associada a um fluxo de massa que cruza a fronteira do sistema é determinada segundo Szargut (1988), pela equação:

$$b_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.13)$$

Se a energia cinética e potencial do fluido tiverem valores relevantes, estes deverão ser somados à entalpia do mesmo. Como mostra a própria definição, um elemento importante é o estabelecimento do estado de referência a partir do qual a exergia vai ser determinada. Assim estritamente, em termos de definição de exergia, o meio ambiente age como um grande

“reservatório” que têm a propriedade de receber fluxos de calor sem mudar de temperatura ou pressão, fluxos de energia mecânica sem variar a pressão, e fluxos de matéria sem variar a composição, (Bejan *et al.* 1996).

Geralmente os valores de T_0 e P_0 são tomados como os valores que correspondem ao valor típico do ambiente físico real. Todas as partes do sistema são consideradas em repouso com referência às outras e, por conseguinte, uma variação na energia do meio ambiente pode ser somente uma variação da sua energia interna. O meio ambiente é composto de substâncias comuns que existem abundantemente na natureza. Não há possibilidade de desenvolver trabalho das interações - físicas ou químicas - entre partes do meio ambiente.

O outro componente da exergia que resulta de interesse, a Exergia Química, pode se definir como o trabalho máximo obtido quando alguma matéria é trazida do estado de equilíbrio restrito com o meio ambiente para o estado de equilíbrio irrestrito, através de processos reversíveis, envolvendo interações somente com o meio ambiente e seus componentes. Geralmente estão envolvidos processos físicos e químicos, mediante os quais as substâncias presentes no fluxo observado são levadas até atingir as concentrações e composição química das substâncias presentes no meio ambiente.

Na definição anterior o equilíbrio irrestrito é atingido quando o fluxo de matéria observado está em equilíbrio térmico, mecânico e químico com o meio ambiente. Ou seja, as substâncias que compõem o fluxo devem estar nos estados termodinâmicos, nos quais elas existem livremente no meio ambiente.

Desta forma pode ser concluído que os critérios de equilíbrio térmico e mecânico requerem unicamente a uniformidade de temperatura e pressão entre o fluxo de matéria observado e o meio ambiente. O equilíbrio químico é alcançado quando não existe mais potencial para a ocorrência de reações químicas ou difusão. Neste trabalho será adotado o “meio ambiente” proposto por Szargut (1988).

A exergia que acompanha um fluxo de calor do sistema a uma temperatura T para o meio a T_0 , estará definida pela seguinte expressão:

$$B_p = (1 - \frac{T_0}{T})Q \quad (3.14)$$

Que pode ser interpretada como o trabalho que poderia realizar um ciclo de potência reversível que receberá a quantidade de calor Q à temperatura T , e descarregará energia por troca de calor ao ambiente a T_0 . O termo entre parênteses é conhecido como fator de Carnot.

No caso de usinas de açúcar, é necessário determinar a exergia do bagaço, para o qual pode ser empregada a equação apresentada por Szargut (1988), para combustível sólido úmido (madeira em particular):

$$b_b = \hat{\alpha}(PCI + LZ_W) + b_W Z_W \quad (3.15)$$

Onde:

b_b : Exergia específica do bagaço, (kJ/kg)

β : Coeficiente função das frações em massa de hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio presentes no bagaço definida na seguinte equação:

$$\beta = \frac{1.0412 + 0.2160(\frac{Z_{H_2}}{Z_C}) - 0.24909(\frac{Z_{O_2}}{Z_C}) \left[1 + 0.7884(\frac{Z_{H_2}}{Z_C}) \right] + 0.0450(\frac{Z_{N_2}}{Z_C})}{1 - 0.3035(\frac{Z_{O_2}}{Z_C})} \quad (3.16)$$

Em relação aos índices de avaliação conforme a segunda lei, para o caso da cogeração, Huang (1996), considera a necessidade de incluir o conceito de exergia, como parte fundamental dentro da análise, ressaltando a relação da exergia dos produtos úteis com a exergia fornecida como um dos critérios de desempenho mais importantes. O próprio pesquisador refere-se à eficiência de segunda lei para um sistema de cogeração de acordo a seguinte equação:

$$\xi_{II} = \frac{W + B_p}{B_f} \quad (3.17)$$

Procedendo de forma similar pode ser avaliada a eficiência de segunda lei da termodinâmica para qualquer um dos equipamentos da planta, em particular aqueles destinados à produção de potência (elétrica ou mecânica). O termo W incluído no numerador da equação (3.18), deve ser substituído pela potência mecânica no eixo ou elétrica na saída do gerador elétrico segundo o equipamento avaliado, assim:

$$\emptyset = \frac{W}{(B_v)_e - (B_v)_s} \quad (3.18)$$

No denominador da Equação (3.18) aparece o termo B_v relacionado com a exergia do vapor de água na entrada e saída. Estes estados foram representados pelos sub-índices (e) e (s) respectivamente. Para efetuar o cálculo das exergias da água e o vapor foi utilizada a equação (3.13), onde previamente é necessário definir um estado de referencia, que em nosso caso foi a exergia da água líquida a 298,15 K e 0,101 MPa, o que resulta num valor de entalpia de referencia $h_0 = 104,856$ kJ/kg, e um valor de entropia $s_0 = 0,36698$ kJ/kg K. A exergia química da água foi admitida igual a 49,96 kJ/kg de acordo com Szargut (1988).

Em usinas de açúcar e álcool, as Estações de Geração de Vapor aparecem com frequência compostas por pré-aquecedor de ar e secador de bagaço, além da caldeira propriamente dita. Em muitos casos práticos torna-se interessante fazer uma subdivisão da Estação de Geração, visando avaliar o desempenho de cada elemento componente, por exemplo, o valor de eficiência de segunda lei para a caldeira (subsistema isolado) foi determinada segundo:

$$\eta_{II} = \frac{m_{vs}(b_{vs} - b_{aa})}{m_b b_b + m_a b_a - m_{gs} b_{gs}} \quad (3.19)$$

A equação (3.18) relaciona a variação de exergia do vapor com o insumo de exergia, dado por aquela contida no bagaço, tirando a exergia dos gases de escape, posteriormente utilizada no secador de bagaço e no pré-aquecedor de ar.

3.3 Outros índices de desempenho

Muito vinculados à análise de segunda lei e com objetivos de alcance econômico, existem outros índices de avaliação de muito interesse na prática. Tal é o caso da chamada eficiência econômica, (η_{eco}), que leva em conta a razão do valor econômico do calor ao processo em relação ao valor econômico da energia elétrica produzida (R). A expressão fica:

$$\zeta_{eco} = \frac{(W_{el} + RQ_p)}{E_f} \quad (3.20)$$

Pode ser observada a similitude da eficiência econômica com a eficiência de segunda lei, aspecto que revela a importância da segunda lei, não só como critério de avaliação termodinâmica, mas ainda como critério de avaliação econômica, (Huang, 1996).

Ao mesmo tempo, e também guardando muita relação com os casos citados de avaliação de sistemas energéticos através da segunda lei, a chamada eficiência PURPA, que tem dado origem a variados índices para a qualificação de sistemas de cogeração a nível internacional apresenta uma forma muito similar. Segundo Huang (1996), este índice pode ser expresso segundo:

$$\zeta_{PURPA} = \frac{W_{el} + 0.5Q_p}{E_f} \quad (3.21)$$

Oliveira Jr. E Van Hombeeck (1996), numa avaliação exergética aplicada ao processo de separação de petróleo em plataformas “offshore” introduzem o fator f_i , como a relação entre a exergia consumida em cada módulo da plataforma e a exergia consumida pela planta, o que permite relacionar cada fator com a eficiência global da planta.

3.4 Índices de cogeração propostos pela ANEEL

No Brasil, mais recentemente, segundo informação de Carvalho (2000), a proposta de resolução N^o 21 da ANEEL, de 21 de janeiro de 2000, estabelece os requisitos necessários para o credenciamento de centrais cogradoras de energia, mediante o cumprimento das inequações abaixo:

$$E_t \geq 0,15E_c \quad (3.22)$$

$$\frac{E_c + \frac{E_t}{X}}{E_c} \geq F_c \quad (3.23)$$

Onde:

E_c : Energia disponibilizada pelo combustível ou combustíveis nos últimos doze meses, calculada em MWh, com base no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados.

E_e : Energia eletromecânica resultante do somatório de trabalho e energia elétrica gerados nos últimos doze meses, em MWh.

E_t : Energia térmica utilizada, proveniente da central de cogeração, resultante do somatório do calor efetivamente consumido nos últimos doze meses em MWh;

F_c : Fator de cogeração.

X : Fator de ponderação.

A mesma fonte fornece os valores de X e F_c referidos nas equações (3.22) e (3.23), que serão aplicados em função da potência elétrica instalada na central de cogeração e do combustível principal, conforme a tabela 3.1 a seguir:

Tabela 3.1 Valores de X e Fc, em função da potência instalada.

Potência Instalada	Combustível Principal			
	Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão.		Demais fontes	
	X	Fc	X	Fc
Inferior ou igual a 5 MW	2.00	0.47	2.50	0.32
Superior a 5MW e inferior a 20MW	1.86	0.51	2.14	0.37
Superior a 20 MW	1.74	0.54	1.88	0.42

Fonte: Carvalho, F. R. (2000).

Sendo os valores do fator de ponderação (X) apresentados, calculados através da expressão:

$$X = \frac{\eta_t}{\eta_e} \quad (3.24)$$

Onde:

η_t : Eficiência de referência da conversão direta em calor.

η_e : Eficiência de referência de um ciclo de potência.

Considerando as seguintes eficiências de referencia:

Para a conversão direta em calor, (η_t), 80%.

Para ciclos convencionais de potência (η_e):

- Com potência instalada na faixa de 20 a 50 MW: 40%.
- Com potência instalada na faixa de 5 a 20 MW: 35%.
- Com potência instalada na faixa de 1 a 5 MW: 30%.

E os valores de fator de cogeração, (Fc) calculados para o atendimento das premissas, consideradas as eficiências de referência e os consequentes fatores de ponderação (X), através da equação:

$$Fc = \frac{\eta_e}{(1 - TEC)} \quad (3.25)$$

Onde o TEC, reflete a Taxa de economia de combustível, que expressa o percentual de redução de consumo de combustível frente a um sistema convencional, tem-se:

$$TEC = \frac{(Ec_{conv} - Ec)}{Ec_{conv}} \quad (3.26)$$

Sendo o consumo de combustível de sistema convencional (Ec_{conv}), aquele que produza as mesmas quantidades de trabalho e calor útil, definido por:

$$Ec_{conv} = \frac{E_t}{\eta_t} + \frac{E_e}{\eta_e} \quad (3.27)$$

Equação similar e com o mesmo sentido físico que a equação (3.2).

Infelizmente esta proposta não foi transformada numa Resolução em vigor.

As referências bibliográficas indicam outras formas de se realizar a análise energética de sistemas de cogeração. Uma delas, bem simplificada do ponto de vista operacional, consiste em empregar valores médios de consumo de energia e assumir a operação sem variação de carga. O método α - β , referido em Nogueira e Santos (1988), analisa a possibilidade de existência de excedentes ou déficit, entre a energia elétrica e térmica consumidas e produzidas.

No entanto, os valores obtidos por esta metodologia, não permitem analisar a distribuição desta energia no tempo, aliadas ao fato da variação das demandas de energia com o tempo nas instalações reais.

Um procedimento mais complexo, que permite um melhor conhecimento dos fluxos de energia produzida e consumida, resulta da aplicação do método de convolução, baseado na análise de curvas de duração para as potências elétricas e térmicas requeridas a partir de dados do processo, (Silva Martins e Nogueira, 1997). Se for admitido, como referem os citados pesquisadores, que o sistema de cogeração opere em paridade térmica, da análise das curvas de

duração da potência elétrica, pode-se obter, por sua convolução, a curva de duração dos excedentes, e, portanto a energia elétrica disponível para a venda, junto com outros parâmetros de interesse.

3.5 Metodologias de Análise Termoeconômica

O termo termoeconomia, e a aplicação das metodologias emanadas deste conceito têm sido empregadas na solução de uma ampla faixa de problemas na análise de sistemas energéticos. Os antecedentes do desenvolvimento destas metodologias partem da necessidade de estudar os mecanismos de degradação de energia útil nos processos térmicos com os respectivos custos vinculados. Assim, a termoeconomia pretende organizar num único corpo de conhecimentos os elementos que definem a produção e o custo em sistemas com um consumo intensivo de energia, (Pisa, 1996).

Nesse sentido, a utilização da exergia, conceito emanado da segunda lei da termodinâmica, e já esclarecido neste capítulo, tem um significado importante como medida da qualidade de energia, (do tipo térmico, químico ou outras), envolvidas em um processo. Este conceito, como afirma Nebra (1999), pode ser considerado como uma medida objetiva do valor termodinâmico de um portador de energia, sendo que, a relação da exergia com o valor econômico do portador energético, é uma das premissas fundamentais da análise termoeconômica.

Daí, que resultem válidas duas contribuições principais para avaliar um determinado produto: o aporte de recursos energéticos, (“fuel”), e o custo de capital, (amortização e manutenção do equipamento). Porém, na análise completa de um sistema devem ser levados em conta outros aspectos tais como materiais, impacto ambiental, confiabilidade, e disponibilidade entre outros.

Ao mesmo tempo, a avaliação de processos em sistemas térmicos seguindo os métodos da Segunda Lei da Termodinâmica, visando a determinação das irreversibilidades empregando a eficiência do tipo “fuel – produto” é considerada uma ferramenta de muito valor, porém não é

suficiente. Na prática quando se impõem estudos sobre o uso racional da energia nestes sistemas, (Lozano e Valero, 1993), consideram três questões adicionais:

- As possibilidades técnicas de redução das irreversibilidades são sempre menores que os limites teóricos delas. O nível de decisão que limita os tipos de ação a serem empreendidos, define esta diferença.
- As economias da exergia obtidas a nível local nos diferentes processos de uma instalação, não representam quantidades equivalentes. Assim, a mesma diminuição na irreversibilidade local nos distintos componentes conduz em geral a diferentes variações no consumo de energia da planta.
- As oportunidades de economia só podem ser especificadas através de um estudo detalhado dos mecanismos fundamentais de geração de entropia, precisando ainda vincular as possibilidades de controlar estes mecanismos às variáveis livres do projeto e aos custos de investimento necessários.

Os aspectos citados contribuíram ao surgimento de diversas teorias baseadas nos postulados termodinâmicos emanados da Segunda Lei. Estas teorias compartilham os propósitos de assinação de custos e otimização econômica para sistemas térmicos.

Alguns pesquisadores, entre eles Cerqueira (1999), tem agrupado essas metodologias em duas grandes vertentes:

1. Vertente que agrupa as chamadas metodologias estruturais, formando parte das mesmas a Otimização Termoeconômica, (El Sayed e Evans, 1970) e a Análise Funcional Termoeconômica, (Frangopoulos, 1983).
2. Vertente que agrupa as metodologias exergoeconômicas, desenvolvidas com o propósito fundamental de proporcionar uma forma racional de alocação de custos em sistemas térmicos. Nesta vertente são significativos os aportes de Reistad e

Gaggioli (1980), a Teoria do Custo Exergético de Valero e Lozano (1993), a Exergoeconomia, proposta por Tsatsaronis (1993), e a Metodologia Estrutural, de Lozano *et al.* (1996).

3.6 Otimização

No projeto de sistemas energéticos, um dos aspectos de maior importância consiste em definir as demandas do sistema; em outras palavras: formular as especificações para o projeto. Assim, é possível encontrar projetos que cumpram todas as demandas, mas entre elas está o projeto ótimo, o qual apóia-se em varias alternativas que dependem de uma aplicação específica, como os casos de mínimo custo, máxima potência, mínimo peso, etc., (Bejan *et al.*, 1996). Desta forma, o termo “ótimo” fica determinado conforme um determinado objetivo.

Na prática de engenharia energética, devido à complexidade dos sistemas, aliada ao fato das incertezas sobre dados e informações sobre o sistema tratado, a determinação do verdadeiro ponto ótimo é geralmente impossível. No lugar, é aceito normalmente um projeto ótimo aproximado, sendo nesse sentido um exemplo comum o trocador de calor a contracorrente, onde uma das variáveis chaves é a mínima diferença de temperatura entre as duas correntes, onde é conhecido que diminuir a diferença de temperaturas entre correntes implica maior área de troca de calor, com o conseqüente aumento de custos de capital.

Desta forma, a necessidade de predizer o desempenho de um sistema, por exemplo, térmico, a partir de condições de entrada, características dos componentes do sistema e as propriedades das substâncias envolvidas, é com freqüência o primeiro aspecto a tratar na otimização do mesmo. Nesse caso, é mais conveniente a representação do desempenho dos componentes do sistema, mediante equações matemáticas respaldadas por leis físicas, ou seja, chegar à modelagem matemática.

O segundo passo é a formulação do problema de otimização, com a formulação da função objetivo, onde a simulação do sistema constitui o conjunto de restrições.

Assim, os métodos desenvolvidos na procura do valor ótimo em problemas particulares podem ser classificados de acordo com a natureza da função objetivo, as restrições e as variáveis de decisão envolvidas. A função objetivo pode conter uma ou muitas variáveis de decisão, ser contínua ou não contínua, ser linear ou não linear, assim como as restrições do problema de otimização, que podem ser expressas através de equações ou inequações lineares ou não lineares.

Dentro do campo da engenharia térmica, mais especificamente nas usinas de açúcar e álcool, torna-se importante avaliar o grau de economia do combustível. Para isso é necessário estabelecer um balanço entre a disponibilidade de bagaço, a demanda de vapor para o processo de açúcar e álcool e a geração de energia elétrica, tanto para o consumo dentro da própria planta, quanto para obter excedentes destinados à venda.

Visando o melhoramento deste índice, que pode ser entendido como a ganância econômica que pode ser obtida a partir de uma mesma quantidade e qualidade de combustível, um dos aspectos tratados (Nurse, 1988), é a instalação de novas caldeiras projetadas para gerar vapor a parâmetros mais altos, assim como a adaptação de turbinas mais eficientes e de maior capacidade. Dessa forma, é possível incrementar a exergia ou disponibilidade do vapor produzido, a partir do qual, pode ser gerada energia elétrica adicional.

Quer dizer então, que os valores práticos mais altos de temperatura e pressão a ser escolhidos, dependem de limitações impostas nos materiais da caldeira e equipamento em geral, aliada ao fato do aumento da qualidade e custo do tratamento de água.

Perante estes aspectos, e levando em conta as recentes mudanças no setor elétrico brasileiro, no sentido de favorecer a venda de energia elétrica excedente, impõe-se para as usinas de açúcar a otimização da produção de eletricidade. Por tanto, vê-se logo que o preço de venda de energia elétrica e o custo de investimento envolvido são os fatores determinantes a ser avaliados.

Capítulo 4

Descrição do Sistema de Cogeração da Usina “Cruz Alta”

A Usina Cruz Alta encontra-se no estado de São Paulo, município de Olímpia, dedicando-se somente à produção de açúcar com uma capacidade de moagem de 10000 toneladas de cana/dia, sendo o sistema de moagem efetuado via difusor. O açúcar produzido constitui a matéria prima na fabricação de açúcar refinado que pode ser Amorfo, Granulado, Líquido e Invertido.

O sistema de cogeração é composto pelos subsistemas de: Geração de Vapor, Geração de Energia Elétrica, Geração de Energia Mecânica, que por sua vez inclui o Sistema de Preparo de cana e o Sistema de Moenda, além do emprego do vapor nos turboexaustores, e na turbobomba de água de alimentação, e finalmente o sistema de condensado e água de reposição. O consumo de vapor no processo também é complementado por duas válvulas redutoras de pressão que fornecem vapor aos processos de fabricação e refinamento.

Neste Capítulo são detalhadas as características fundamentais dos componentes do sistema de cogeração objeto de estudo. Na parte final são apresentados os diagramas que conformam a planta visando facilitar a identificação dos volumes de controle para a determinação dos custos exergéticos e monetários dos fluxos da planta.

A Figura 4.1 apresenta graficamente o esquema de cogeração completo para dar uma idéia mais precisa das subdivisões que foram feitas. Na Figura, por razões de espaço, não aparecem todos os fluxos que aparecem nas subdivisões gráficas mostradas neste capítulo.

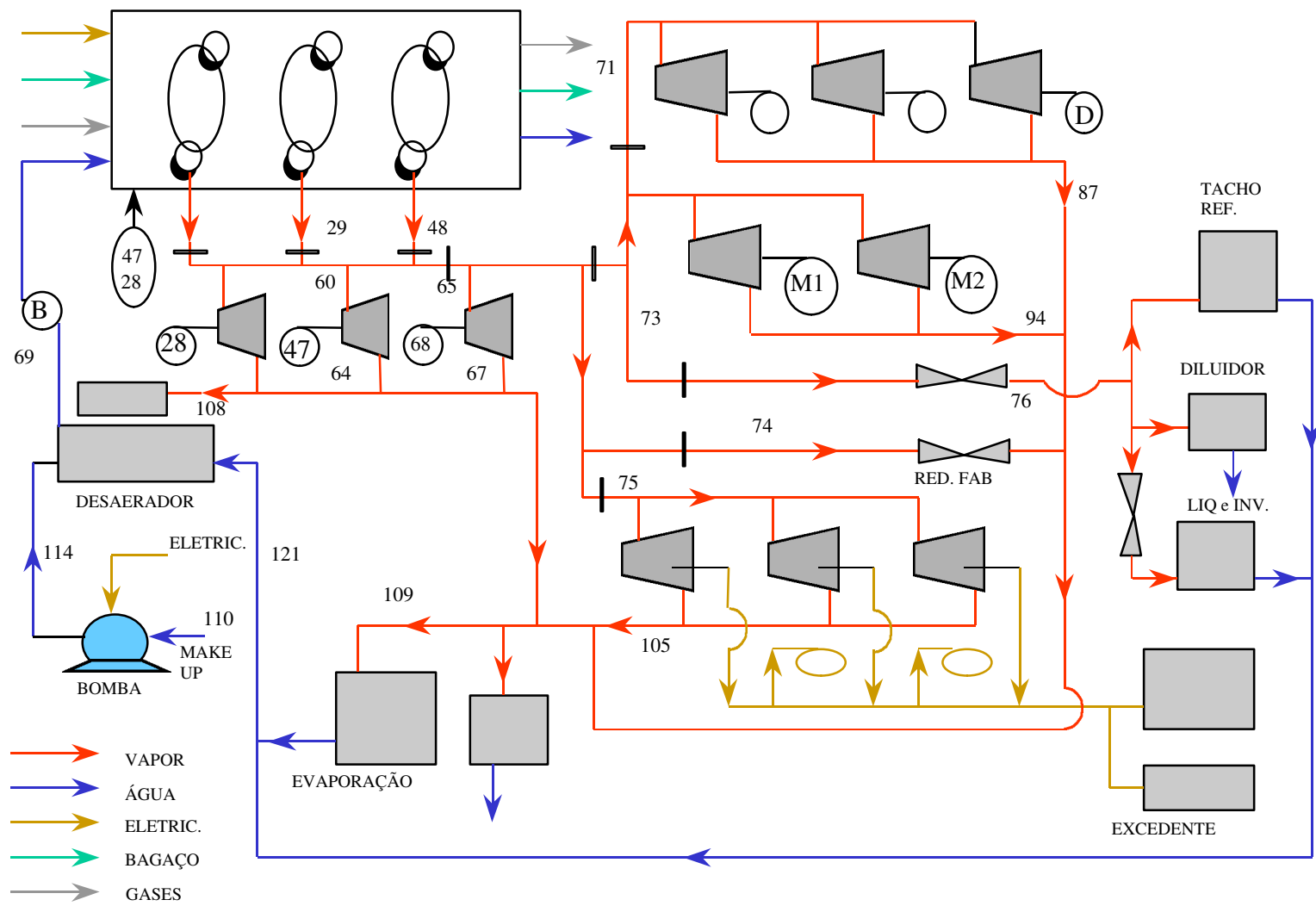


Figura 4.1 Diagrama simplificado da planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”.

4.1 Geração de Vapor

O sistema de Geração de Vapor está integrado por quatro caldeiras, três delas trabalham durante o período de safra, sendo a outra empregada na etapa posterior para labores de refinamento de açúcar. As três caldeiras que trabalham durante a safra, são de pressão média, 2.1 MPa, e fornecem todo o vapor consumido para a geração de energia elétrica, e o processo de fabricação de açúcar.

Todas as caldeiras são de queima em suspensão, devido à existência de quatro secadores de tipo pneumático acionados por motores elétricos nas caldeiras um e dois, e seis do mesmo tipo na caldeira três. Estes secadores, não contemplados originalmente pelo fabricante, modificam as características do bagaço consumido na estação geradora, fundamentalmente em relação à umidade e o fluxo de sólido combustível. Essa questão vai requerer especial atenção, devido à importância que tem para a determinação do poder calorífico do bagaço e a eficiência de cada caldeira. As caldeiras possuem também pré-aquecedor de ar e um lavador dos gases de exaustão.

O fluxo de extração contínua para cada caldeira foi determinado graficamente a partir do diagrama de vazão normativo da válvula DB 31, empregada na citada usina para a descarga contínua de saís e lixívia em caldeiras de vapor, correspondente à marca ASCA de “Equipamentos Industriais LTDA”. Segundo informações da usina, a válvula trabalha em posição de abertura máxima, e segundo esta norma, a capacidade de vazão é aproximadamente o triplo da que corresponde à posição 90, ou seja um valor estimado que oscila entre 3300 e 3400 kg/hr para cada caldeira. Os dados do fabricante são apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 Parâmetros termodinâmicos fundamentais das caldeiras da Usina “Cruz Alta”.

No	Fabricante	Temperatura Vapor (°C)	Pressão Vapor (MPa)	Capacidade (ton/hr)
I	M Dedini S/A	310	2,1	66
II	M Dedini S/A	310	2,1	66
III	Caldema	310	2,1	80

Fonte: Dados do fabricante.

Cada estação geradora de vapor possui os seguintes dados de consumos elétricos:

Caldeira I.

- Ventilador de tiro forçado cujo consumo é 100 CV.
- Ventilador de tiro induzido cujo consumo é 300 CV.
- Ventilador para o turbilhonamento do ar. Consumo: 75 CV.
- Possui dois ventiladores principais que fazem parte da ação de secagem, ao retirar ar do pré-aquecedor. Consumo: 75 CV para cada ventilador.
- Possui quatro ventiladores para a ação direta de secagem. Consumo: 20 CV para cada um.
- Dotada de quatro motores bloqueadores para alimentar a válvula rotativa. Consumo: 7,5 CV para cada um.
- Possui quatro motores alimentadores para o bagaço. Consumo: 2 CV cada um.

A diferença fundamental da caldeira dois em relação à caldeira um, deve-se à existência do turboexaustor, que trabalha com vapor gerado na própria caldeira, com o objetivo de retirar os gases de escape da estação de geração de vapor.

Caldeira III.

- Ventiladores de tiro forçado cujo consumo é 100 CV.
- Dotada de ventiladores para o turbilhonamento do ar. Consumo: 75 CV.
- Possui dois ventiladores principais que fazem parte da ação de secagem, ao retirar ar do pré-aquecedor. Consumo: 75 CV para cada ventilador.
- Possui seis ventiladores para a ação direta de secagem. Consumo: 15 CV para cada um.
- Dotada de seis motores bloqueadores para alimentar a válvula rotativa. Consumo: 7,5 CV para cada um.
- Possui seis motores alimentadores para o bagaço. Consumo: 2 CV para cada um.

A caldeira quatro, encarregada da geração de vapor no período da entressafra apresenta os seguintes consumos elétricos.

- Dotada de um ventilador de tiro forçado cujo consumo é 20 CV.

- Dotada de um ventilador de tiro induzido cujo consumo é 100 CV.
- Dotada de um ventilador para contribuir ao efeito torvelinho. Consumo: 75 CV.
- Possui dois ventiladores principais que fazem parte da ação de secagem, ao retirar ar do pré-aquecedor. Consumo: 40 CV para cada ventilador.
- Dotada de quatro ventiladores para a ação direta de secagem. Consumo: 20 CV para cada um.
- Dotada de três motores bloqueadores para alimentar a válvula rotativa. Consumo: 5 CV para cada um.
- Possui três motores alimentadores para o bagaço. Consumo: 3 CV no alimentador 2, e 2 CV nos alimentadores 1 e 3.

Antes da etapa de preparo de cana, esta é descarregada por um sistema de guincho em um pátio ou diretamente em mesas alimentadoras com 45° de inclinação. A cana picada é descarregada diretamente em mesas de 15° em relação à cana inteira. Posteriormente acontece a etapa de lavagem de cana que tem como finalidade eliminar sujeiras, tais como partículas de solo, areia, pedras e outras que prejudicam a extração do caldo de cana, além de danificar equipamentos. Este procedimento de lavagem é efetuado com jatos de água que circula em circuito fechado de onde a cana passa para o sistema de preparo.

4.2 Sistema de Preparo de Cana. Difusor e Sistema de Moenda

O sistema de preparo de cana é formado por dois picadores e um desfibrador, dispostos em série, com o objetivo de reduzir o tamanho da cana e facilitar a extração do caldo no difusor. Tanto os picadores como o desfibrador são equipamentos acionados por turbinas de vapor acopladas a redutores de velocidade. Estas turbinas são alimentadas por uma parcela do vapor gerado nas Estações de Geração de vapor a uma pressão aproximada de 2,0 MPa e uma temperatura de 300 °C, sendo cada uma de simples estágio. O vapor de escape faz parte do vapor que alimenta o processo fabril.

A extração de caldo misto “por difusão” na fabricação de açúcar de cana é um processo de lixiviação. A maioria das leis da difusão osmótica aplica-se à lixiviação, sendo que apenas os

coeficientes de cinética do processo e de eficiência é que mudam. A extração depende muito da proporção de células rompidas, durante o preparo da cana, e da possibilidade de acesso do líquido de extração a estas células. O difusor utilizado na Cruz Alta é um difusor horizontal constituído por uma caixa em chapa de aço, (receptora de cana desfibrada), de 8,5 m de largura e 60 m de comprimento, contendo um transformador horizontal de cana desfibrada, tracionado por 10 linhas de correntes forjadas, acionadas por um motor de corrente contínua de 150 HP.

A camada de cana desfibrada sobre este transportador varia entre 1 a 1,6 m. Durante todo o trajeto, esta camada de cana desfibrada é abundantemente regada com líquido de extração, (caldo). Por baixo da camada de cana desfibrada, o fundo da caixa, também chamada de gamelão, é formado por 16 captadores justapostos que são caixas com formato semicilíndrico as quais recebem o caldo que atravessou a camada de cana. Uma bomba toma o caldo retido no captador e o envia ao distribuidor de caldo seguinte, colocado acima do captador precedente servindo como caldo de embebição, sendo retido no capinador de entrada de cana. O caldo misto será enviado para fabricação de açúcar, obtendo-se assim a extração em contra corrente.

Na saída do difusor, o bagaço é enviado a um sistema de secagem constituído por um conjunto de rolos desaguadores e dois ternos de moendas acionados por turbinas de vapor de características similares às anteriormente descritas no desfibrador e picadores. O caldo diluído obtido neste sistema retorna ao difusor, sendo também usado para embebição. O bagaço final que sai do sistema de secagem tem em torno de 50% de umidade e é transportado para a queima nas caldeiras.

A extração é efetuada com caldos de embebição com temperatura em torno de 80°C e PH entre 6,0 e 8,0.

4.3 Sistema de Geração de Energia Elétrica

O sistema de geração de potência está integrado por três turbogeradores, dois deles produzem 4 MW, enquanto o outro produz 2550 kW, tendo-se uma capacidade instalada de 10,5 MW. Com essa capacidade, a usina é capaz de satisfazer a demanda interna de energia elétrica

durante todo o período de safra. Fora do período de safra, durante o refinamento de açúcar, a usina compra energia elétrica da rede, o que tem sido válido até a safra 2002.

Recentemente foi feito um investimento num novo bloco energético com capacidade produção de 22 MW de potência elétrica, cuja instalação está na fase de culminação para ser submetido a testes visando a partida na próxima safra (2003). Trata-se assim de aproveitar a disponibilidade de combustível para incrementar a produção de potência com fins de venda. De fato, o mencionado investimento é parte do estudo de propostas de substituição do equipamento energético, objeto de avaliação dentro do contexto deste trabalho.

4.4 Válvulas redutoras.

No sistema existem dois sistemas de válvulas redutoras de pressão, visando, no caso da válvula redutora de fabricação, uma maior flexibilidade na alimentação a parte de evaporação, o secador de açúcar, os aquecedores de xarope, o diluidor e outros equipamentos. O outro sistema, a válvula redutora de refinaria fornece vapor consumido nos tachos de refinamento.

A válvula redutora da fabricação é uma válvula de globo de 8", que reduz de 2,0-2,1 MPa para a pressão de vapor para processo.

A válvula redutora de refinaria é uma válvula de globo de 8", que reduz de 2,0-2,1 MPa para 1,2 a 1,4 MPa.

4.5 Sistema de Bombeamento, Condensado e água de reposição.

O condensado de vapor de água do sistema é formado pelo condensado proveniente do vapor consumido na fabricação de açúcar, e é usado para realimentação de caldeiras por meio de duas bombas centrífugas, que direcionam este condensado para o desareador térmico e deste para a bomba de água de alimentação, que introduzem a água desareada nas caldeiras, cujas características já foram citadas. A recuperação de condensado proveniente da fabricação atinge aproximadamente 95 % do fluxo de água que chega à caldeira.

O sistema de bombas de água de alimentação é composto por duas turbobombas e duas motobombas, sendo que as últimas só funcionam no caso em que as primeiras estejam inoperantes. Em condições normais de operação, somente trabalha uma turbobomba, sendo parte do escape de vapor aproveitado no desareador.

A captação da água bruta do Açúcar Guarani S/A- Cruz Alta, é realizada através de uma represa no Córrego Baguaçu e desta é bombeada até um reservatório na unidade industrial. Deste reservatório a água é distribuída para a usina. O tratamento da água de alimentação das caldeiras é realizado pela empresa Sucroálcool.

A seguir são apresentados os diagramas que conformam o sistema de cogeração Figuras (4.2, 4.3...4.11). A subdivisão praticada tem como o objetivo facilitar a compreensão e identificação dos volumes de controle para a determinação dos custos exergéticos e monetários dos fluxos internos e os produtos principais da planta. Aclara-se que não serão sinalizados no diagrama, aqueles fluxos cuja exergia é destruída, tais como os gases de saída sem utilidade posterior e perdas de calor ao meio ambiente. A numeração empregada coincide com a listagem de parâmetros que aparece nas tabelas dos Apêndices A, B e C.

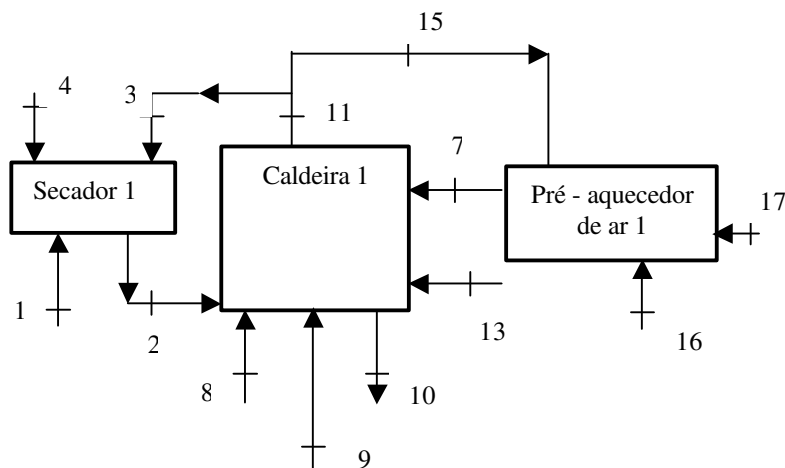


Figura 4.2. Diagrama da Estação Geradora de Vapor 1.

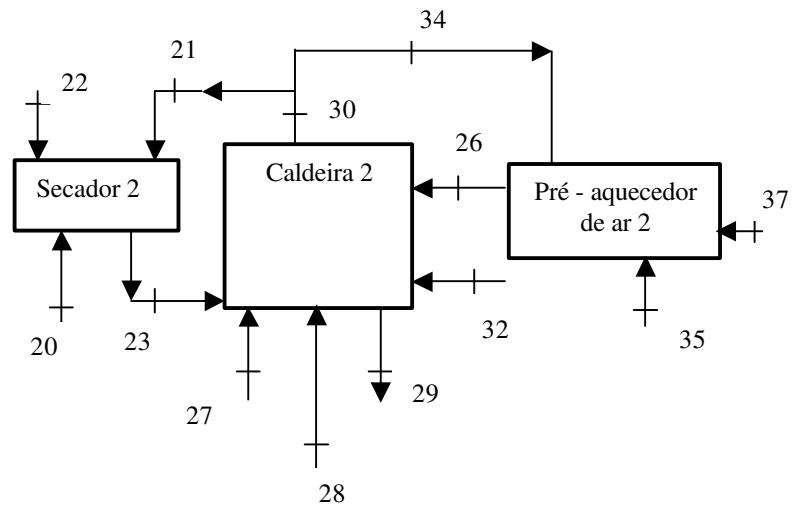


Figura 4.3 Diagrama da Estação Geradora de Vapor 2.

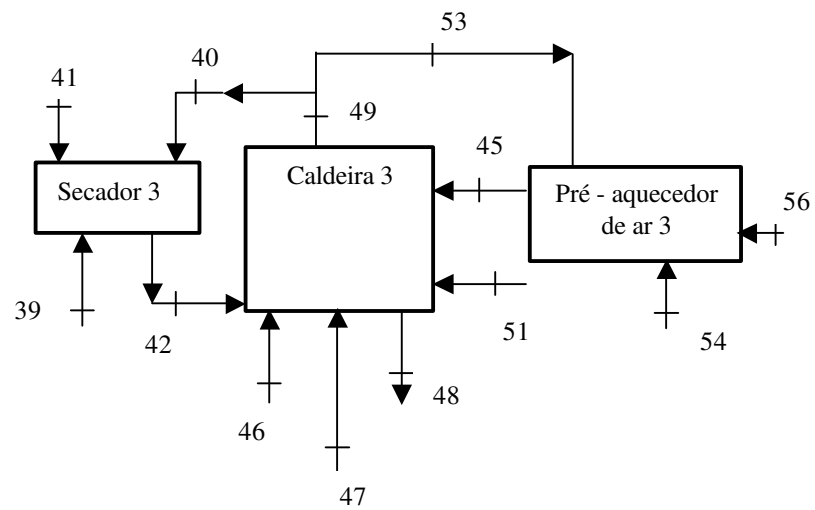


Figura 4.4 Diagrama da Estação Geradora de Vapor 3.

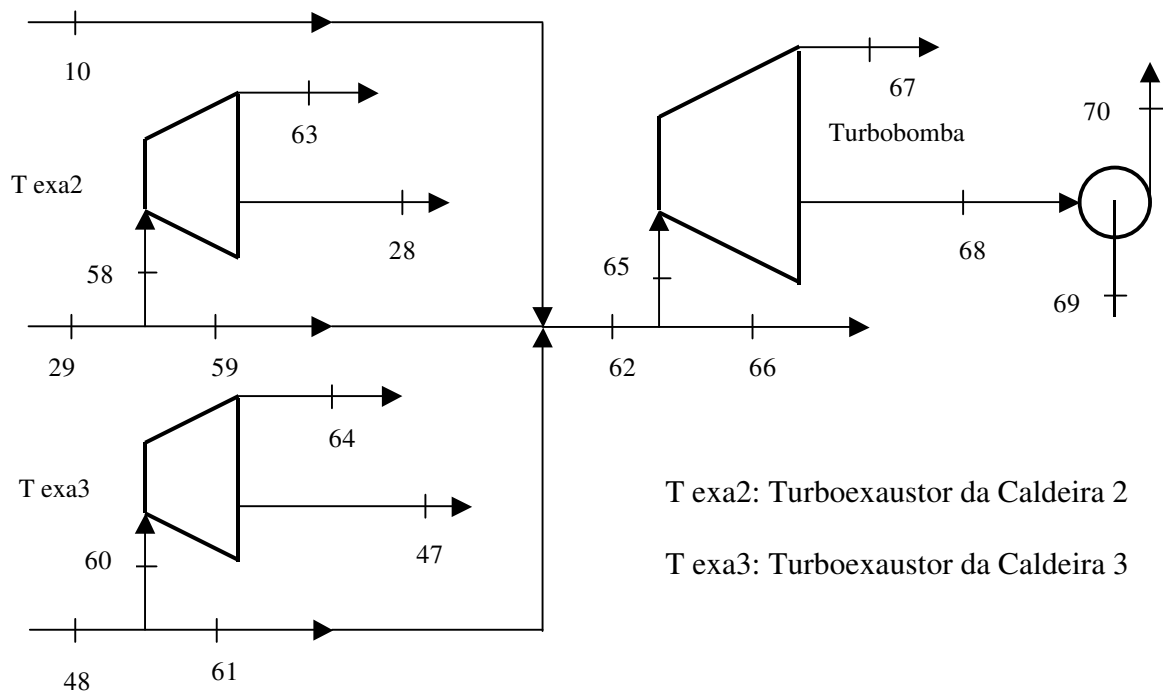


Figura 4.5. Diagrama da Estação de tuboexaustores das Caldeiras 2 e 3, e a turbobomba de água de alimentação.

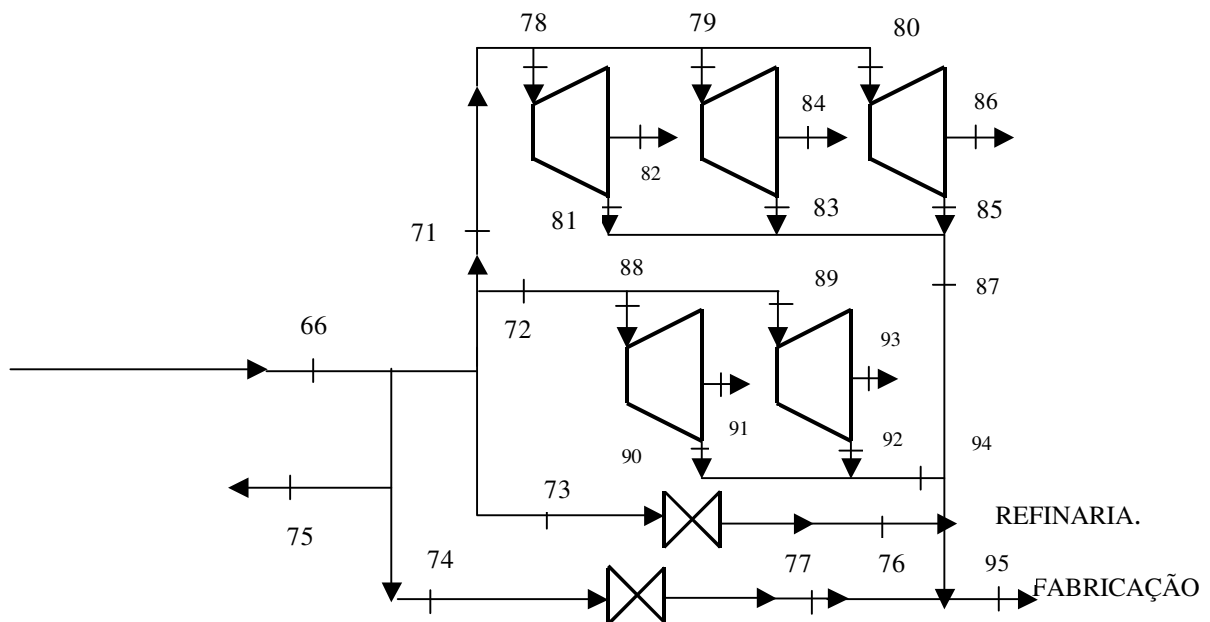


Figura 4.6. Diagrama com ponto bifurcação que inclui as áreas de Preparo, Moenda, Válvula Redutora de Fabricação e Válvula Redutora de Refino.

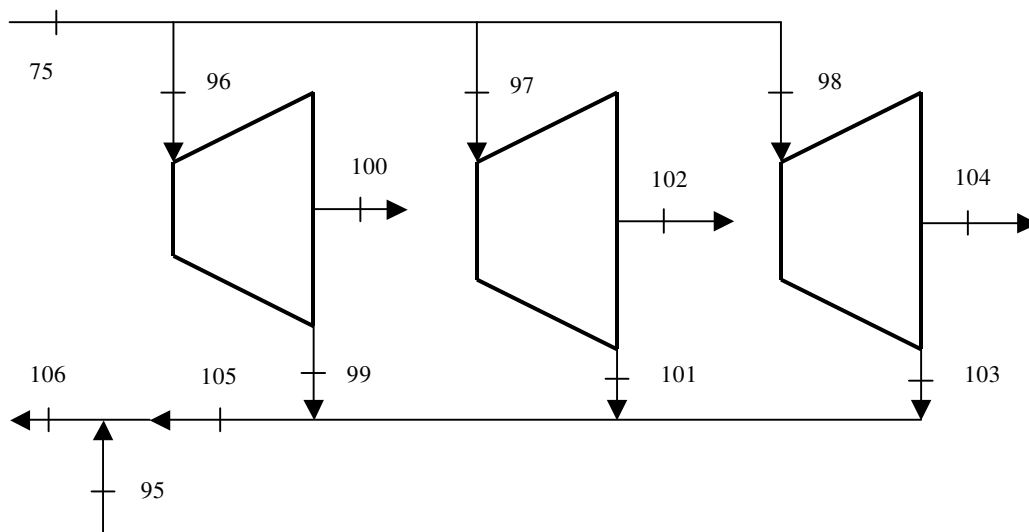


Figura 4.7 Área de Geração de Energia Elétrica.

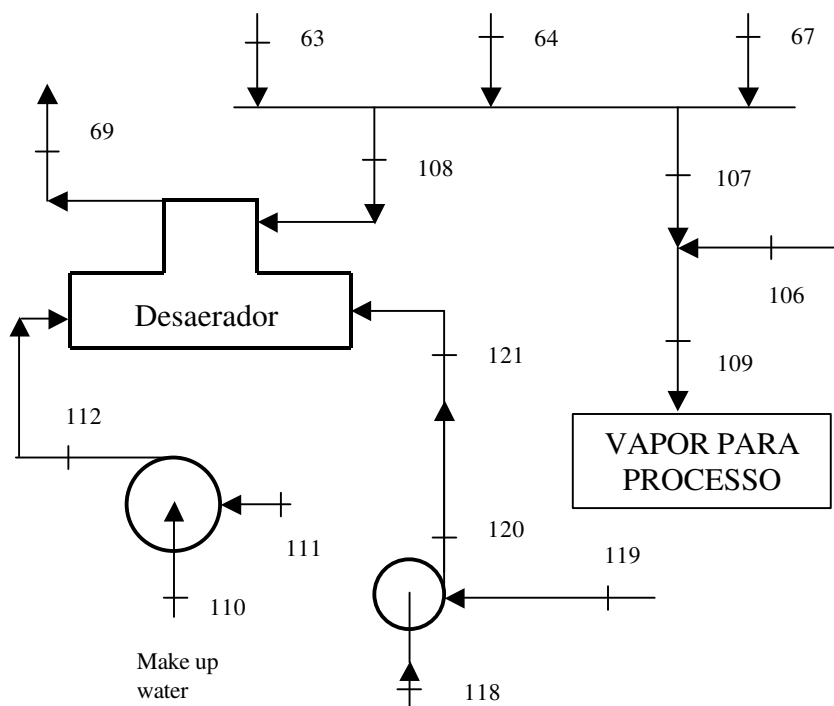


Figura 4.8 Diagrama do desaerador e retorno de condensado.

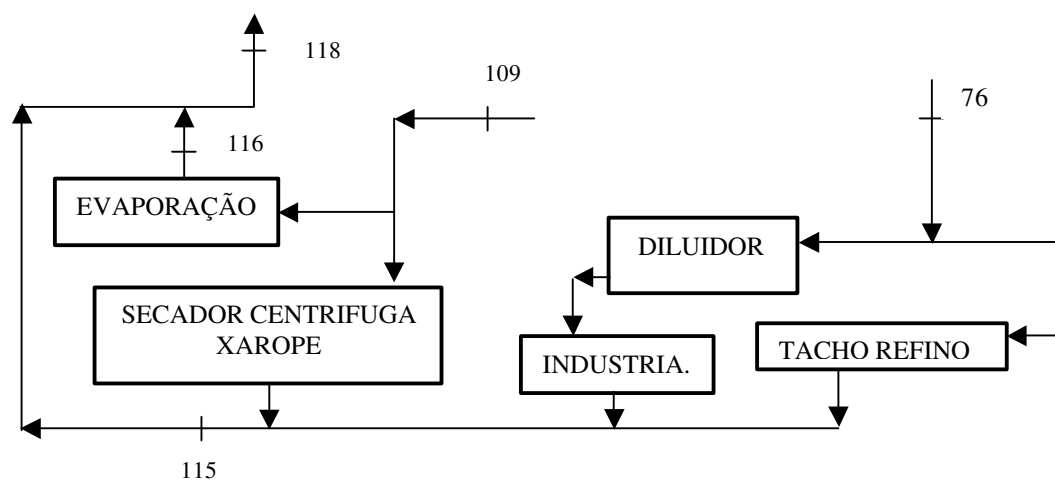


Figura 4.9 Vapor a Processo.

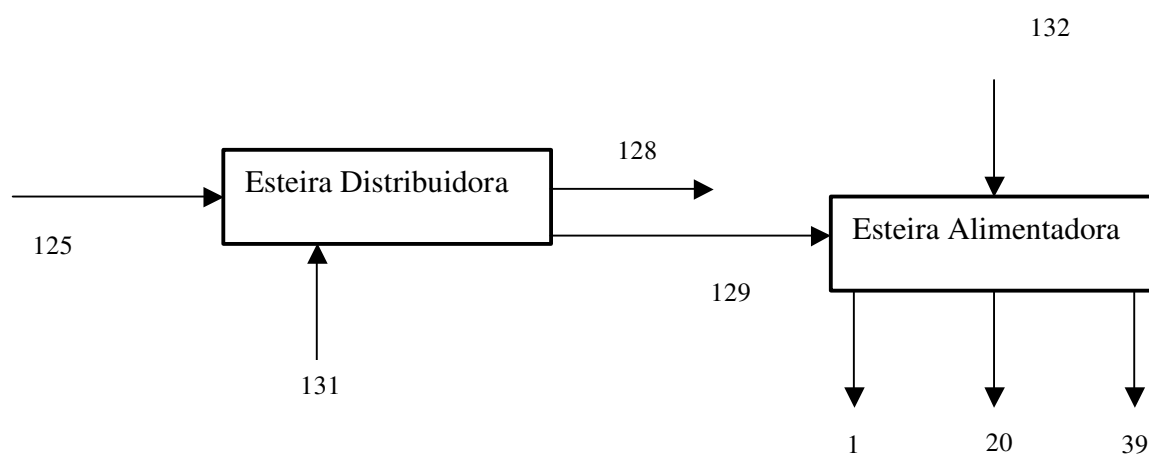


Figura 4.10 Distribuição do bagaço nas esteiras distribuidoras e alimentadoras.

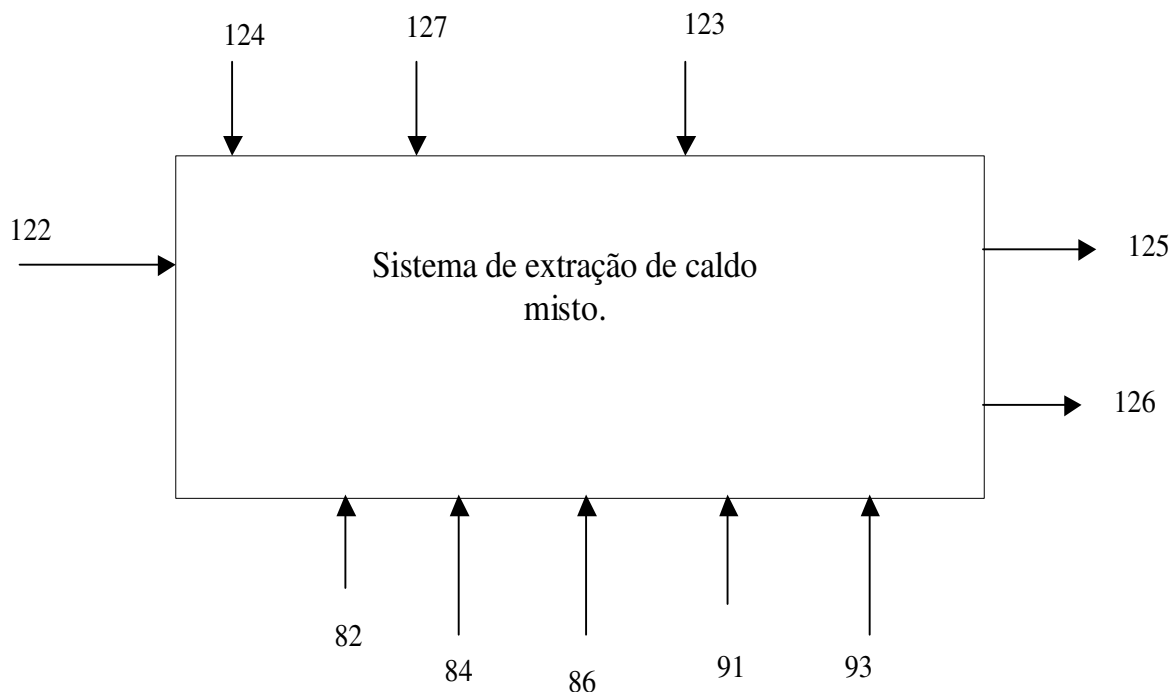


Figura 4.11 Esquema simplificado do sistema de extração de caldo misto.

Faz-se necessário destacar a obtenção destes resultados a partir do estabelecimento de um conjunto de medições empregando os próprios recursos da usina. Estas medições, resultado de um trabalho conjunto com o pessoal de Instrumentação e Controle, têm o objetivo de monitorar os pontos de medição que aparecem no Apêndice A ao longo da safra, visando obter dados representativos dos parâmetros termodinâmicos a fim de avaliar o sistema de cogeração conforme os índices de desempenho citados.

Os primeiros trabalhos de medição em campo iniciaram-se antes da safra do ano 2000, durante a primeira visita efetuada na Usina “Cruz Alta”. Na ocasião, foram conferidos quais eram os parâmetros termodinâmicos monitorados, assim como a possibilidade de obter valores médios horários e diários, necessários para tipificar o desempenho dos equipamentos componentes do sistema de cogeração.

Inicialmente foi necessário estabelecer pontos adicionais de medição necessários para a determinação da eficiência de primeira lei de cada gerador de vapor conforme a subdivisão tratada graficamente no capítulo precedente. A implantação destes pontos adicionais se justifica devido à complexidade do cálculo da eficiência de primeira lei através do método indireto, sendo necessário entre outras, colher amostras de bagaço de distintos pontos da caldeira visando determinar a umidade do combustível na saída de cada secador, além destas, tomar amostras de cinzas na grelha, na saída do pré-aquecedor de ar e na zona da lavagem de gases para determinar a presença de combustível não queimado, assim como medir periodicamente a temperatura em vários pontos da parede exterior da caldeira e do pré-aquecedor de ar, para determinar as perdas de calor para o meio ambiente.

De mesma forma, foi necessário estabelecer pontos de medição, ou conferir as medições de pressão e temperatura reportadas pela Usina em diferentes lugares devido ao comprimento das tubulações e/ou a falta de isolamento térmico, o que se manifestou, por exemplo, na tubulação que conduz o vapor desde a saída da caldeira até a entrada de vapor na turbina dos exaustores de gases das caldeiras 2 e 3, na saída de vapor das turbinas de acionamento mecânico, na saída de vapor das válvulas redutoras e no vapor que vai para processo.

O tratamento das medições foi baseado na experiência prática da usina. Assim, para cada ponto medido, foi escolhido o valor médio das médias diárias de 100 dias típicos de safra que, segundo Stucchi (2001), tipificam o desempenho do equipamento fundamental da planta de cogeração. Desta forma foi cumprido o objetivo de implantar um sistema de medição para a safra 2000, destinado a, não unicamente a avaliar o desempenho termodinâmico da planta de cogeração, mas também para avaliar os custos exergéticos e monetários dos produtos fundamentais da planta e os seus fluxos internos.

Os resultados das medições são apresentados no Apêndice A, acompanhadas dos respectivos valores de vazão mássica, entalpia, entropia e exergia específicos. Os consumos de potência ou potências produzidas mecânicas ou elétricas aparecem expressas em kW.

Capítulo 5

Resultados da avaliação termodinâmica do sistema de cogeração da Usina “Cruz Alta”

A seguir são apresentados os resultados fundamentais da avaliação termodinâmica do sistema de cogeração da usina “Cruz Alta”, conforme a metodologia descrita no capítulo 3. São fornecidos os valores de eficiência de cada estação geradora de vapor, mesmo como a eficiência de cada equipamento componente do sistema avaliado do ponto de vista da primeira e segunda lei da termodinâmica. São apresentadas as perdas de energia na forma de calor produto da aplicação do método indireto na determinação da eficiência de primeira lei e o consumo de combustível de cada caldeira.

5.1 Resultados da avaliação do sistema de geração de vapor e cogeração da usina

A seguir são apresentados os resultados da análise energética do sistema de geração de vapor da usina “Cruz Alta”. A subdivisão praticada facilitou a determinação dos valores de eficiência para cada caldeira, assim como os respectivos consumos de bagaço e outros índices de desempenho. O Apêndice B apresenta a metodologia e as equações empregadas. A seguir, na Tabela 5.1 são apresentados os resultados destas avaliações para o sistema de geração de vapor da usina. Os resultados apresentados, com a exceção da Eficiência global de primeira lei (%) se correspondem com cada caldeira como subsistema isolado.

Tabela 5.1 Parâmetros de desempenho fundamentais obtidos na avaliação do sistema de geração de vapor da usina “Cruz Alta”.

Parâmetro	Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira 3
Concentração de CO ₂	13	15	13
Coefficiente de excesso de ar	1,53	1,328	1,53
Eficiência de caldeira (%)	76,38	79,37	73,51
Perda de calor q ₂ (%)	15,86	13,44	18,44
Perda de calor q ₃ (%)	5,091	4,474	5,197
Perda de calor q ₄ (%)	0,8071	0,854	1,021
Perda de calor q ₅ (%)	1,76	1,76	1,73
Perda de calor q ₆ (%)	0,1	0,1	0,1
Umidade do bagaço na entrada (bu.) (%).	40	42	45
Vazão de bagaço na saída do secador (kg/s)	6,5	7,165	9,244
Vazão de bagaço na entrada secador (kg/s)	7,797	8,311	10,17
Calor útil (kJ/kg de bagaço)	7637	7264	6600
Calor disponível (kJ/kg de bagaço)	9999	9530	8979
Fluxo de extração contínua (kg/s)	0,917	0,917	0,944
Perdas de calor pré-aquecedor de ar (kW)	13,5	13,5	21,78
Eficiência global de 1ra lei (%)	83,62	85,74	79

Nota: As perdas de calor foram determinadas para cada caldeira como subsistema isolado, no entanto, a eficiência global envolve caldeira, secador de bagaço e pré-aquecedor de ar.

A seguir, na Tabela 5.2, apresentam-se os resultados do cálculo das eficiências isentrópica e de segunda lei nos equipamentos de produção de energia elétrica e mecânica do sistema de cogeração. Na Tabela 5.3 apresentam-se os resultados de uma avaliação similar contemplando os índices de desempenho dos componentes de cada sistema de geração de vapor.

Tabela 5.2. Resultados dos valores de eficiência isentrópica e segunda lei da termodinâmica nos equipamentos de produção de energia elétrica e mecânica.

Equipamento	Eficiência isentrópica (%)	Eficiência de Segunda Lei (%)
Turbina do Picador 1.	40	47,13
Turbina do Picador 2.	38,77	45,87
Turbina do Desfibrador	42,3	50,24
Turbina da Moenda 1.	38	44,58
Turbina da Moenda 2.	37,8	44,6
Turbina de geração elétrica 1	62,08	67,1
Turbina de geração elétrica 2	63,6	69,1
Turbina de geração elétrica 3	63,6	69,75
Turbina do Turboexaustor 2	33,8	40,76
Turbina do Turboexaustor 3	34,75	41,73
Turbina da Turbobomba	38,6	42,9

Tabela 5.3. Resultados da avaliação termodinâmica dos restantes componentes de cada sistema de geração de vapor.

Parâmetro	Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira 3
Eficiência de 1ª lei no secador (%)	78,96	89,14	39,41
Eficiência de 2ª lei no secador (%)	4	4,3	1,7
Efetividade do pré-aquecedor (%)	46,77	32,47	60,34
Eficiência de 1ª lei do pré-aquecedor de ar	95,2	89,3	98
Eficiência de 2ª lei para cada caldeira (%)	24,11	24,7	22,78
Eficiência de 2ª lei c/ gerador de vapor (%)	26,18	24,41	22,49
Eficiência de 2ª lei do pré-aquecedor (%)	11,06	6,7	13,84

Com a subdivisão de cada gerador de vapor em equipamentos, os resultados indicam melhores índices de desempenho para a caldeira 2, no que respeita às eficiências de primeira e segunda lei. Destaca-se o bom desempenho do secador de bagaço da caldeira 2, com o melhor aproveitamento energético dos gases, sendo a caldeira que apresenta a mais baixa vazão de gases

empregada no secador. Trata-se também da caldeira com mais baixo valor de coeficiente de excesso de ar. Contudo, observam-se deficiências ao avaliar o desempenho do pré-aquecedor de ar da mesma. Do ponto de vista da segunda lei, sem considerar as exergias dos gases de exaustão nos cálculos de eficiência, (especificamente para os casos do pré-aquecedor de ar e secador de bagaço), os resultados indicam um pobre aproveitamento da energia dos gases de escape. Este aspecto também se vê refletido ao avaliar a efetividade de cada pré-aquecedor de ar.

Em todos os casos existe uma notável perda de energia na forma de calor para o ambiente entre a saída dos gases de cada caldeira e a entrada no secador. Neste aspecto negativo destaca-se a caldeira três, onde é atingida uma diferença de temperatura de quase 50 °C, que provoca uma apreciável irreversibilidade devido à perda de calor para o meio. O deficiente nível de secagem no próprio secador da caldeira três influi diretamente no encarecimento do bagaço na saída do secador e nos baixos valores de eficiência obtidos nessa caldeira.

As medições efetuadas em campo ao longo da safra de forma sistemática, de acordo com o pessoal da usina são representativas do desempenho de cada uma das estações de geração de vapor, onde, além das temperaturas, as concentrações de CO₂, a umidade do bagaço na entrada e em distintos pontos na saída do secador, foram elementos coadjuvantes para determinar de uma forma confiável as eficiências inerentes aos equipamentos e o consumo de combustível de cada caldeira, o que por sua vez permite o estabelecimento de estratégias futuras para o seu emprego eficiente. As equações que definem o valor das eficiências de 2ª lei podem ser encontradas no Apêndice B.

A avaliação do rendimento térmico do pré-aquecedor de ar segundo o conceito de efetividade oferece uma perspectiva de análise diferente, visando uma melhor caracterização do desempenho deste equipamento do ponto de vista da primeira e segunda lei da termodinâmica.

Finalmente pode ser observado que a definição adotada para avaliar a eficiência de segunda lei para o secador de bagaço oferece em todos os casos valores muito baixos, o que pode ser explicado em todos os casos pelo pequeno aumento da exergia do bagaço em comparação com a exergia dos gases na entrada do secador.

5.2 Critérios de Desempenho Globais do Sistema, baseados na 1ª Lei da Termodinâmica

No capítulo 3 foi oferecida uma detalhada descrição dos índices de desempenho baseados na Primeira Lei da Termodinâmica destinados a avaliar sistemas de cogeração. Entre eles, está o fator de utilização de energia, também conhecido como eficiência de Primeira Lei, questão recolhida na Equação (3.1). Para efetuar o cálculo, deve ser calculado previamente o calor útil total do sistema empregado no processo. Esse é composto pelo fluxo de entalpia do vapor na saída do sistema de preparo, na saída das turbo moendas, na saída das válvulas redutoras, na saída dos turbo geradores e o que deixa as turbinas das caldeiras (turbo bomba e exaustores), menos o fluxo de entalpia do condensado de retorno, água de reposição e fluxo do vapor utilizado no desaerador. Assim, de acordo os diagramas apresentados no capítulo 4 e os dados do Apêndice A:

$$Q_p = H_{94} + H_{87} + H_{76} + H_{77} + H_{105} + H_{67} + H_{63} + H_{64} - H_{118} - H_{110} - H_{108} \quad (5.1)$$

Substituindo na equação (5.1): $Q_p = 143710,0546 \text{ kW}$

Também temos que calcular a potência total produzida, que é:

$$W = W_{\text{mec}} + W_{\text{el}} \quad (5.2)$$

$$W = (W_{\text{pre}} + W_{\text{moe}} + W_{\text{bom}} + W_{\text{exa}}) + W_{\text{el}}$$

$$W = 11590,55 \text{ kW}$$

Determinando o fator de utilização de energia: $\text{FUE} = 0,784$

O índice de poupança de energia refere-se à economia de combustível obtida por sistemas de cogeração em relação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica. Esse índice foi definido no capítulo 3 com a ajuda da Equação (3.3). Remetendo-nos novamente à Equação (3.3), nela encontramos o termo η_{TH} definido como a eficiência de uma planta de potência de referência, sendo adotado o valor 0,4; e o termo η_{GV} definido como a eficiência das Estações de Geração de Vapor no sistema de cogeração da Usina “Cruz Alta”. Este índice (0,823), foi avaliado considerando os três geradores de vapor como uma única estação

geradora de vapor, avaliada para as condições de pressão e temperatura médias do sistema de geração de vapor da Usina. Este valor de eficiência foi avaliado segundo a Equação (5.3), expressa a seguir:

$$\eta_{GV} = \frac{M_{vT}(h_{vS} - h_{aa})}{M_{CT}PCI} \quad (5.3)$$

Na equação (5.3), os sub-índices T consideram a produção de vapor total recolhida no termo (M_{vT}) e consumo de combustível total (50% de umidade) recolhido no termo (M_{CT}), respectivamente da usina durante a safra.

Desta forma, avaliando as equações envolvidas, pode ser determinado o índice $ESI = 0,974$.

Portanto aplicando a Equação (3.4) é possível determinar a razão de poupança de energia de combustível, cujo resultado é $RPEC = 0,026$.

O índice destinado à produção de potência é definido como a razão de combustível para produzir potência em relação à potência produzida, definido na equação (3.9). Avaliando a equação; $FCP = 2,042$.

Aplicando a Equação (3.5), a eficiência de geração de potência atinge o valor:

$$\eta_w = 0,49$$

Avaliando a equação (3.7), pode ser obtida a razão potência/calor, cujo resultado é:

$$PHR = 0,080$$

A seguir, a Tabela 5.4 apresenta a comparação dos índices obtidos com os índices de outros sistemas.

Tabela 5.4. Tabela comparativa dos índices obtidos.

Exemplo	FUE	$\eta_w = 1 / \text{FCP}$	RPEC	FCP	PHR
Usina Vale do Rosário (safra 97)	0,74	0,513	0,032	1,95	0,087
Usina Vale do Rosário (safra 98)	0,735	0,548	0,055	1,82	0,133
Usina Cruz Alta (Safra 2000)	0,784	0,49	0,026	2,042	0,080

Fonte: Informações recolhidas de Barreda Del Campo (1999). Os dados oferecidos da safra de 1998 obedecem aos resultados de 92 dias de safra.

O valor obtido de fator de utilização de energia para a usina Cruz Alta é um pouco mais alto que os valores obtidos na usina Vale do Rosário (Barreda del Campo, 1999). Nesse índice, no caso estudado neste trabalho, o calor para processo tem um peso fundamental, questão que se reflete no baixo índice de PHR.

No caso da eficiência relativa à geração de potência (η_w), o valor obtido é menor que na usina Vale do Rosário. Esse resultado indica que na usina Cruz Alta utiliza-se mais energia para produzir 1 kW de potência elétrica e/ou mecânica, resultado que se observa no relativamente alto índice FCP.

No caso da poupança de energia do combustível (RPEC), observa-se uma economia de 2 % no combustível em relação a sistemas que produzem separadamente potência e calor, questão que mais uma vez justifica as vantagens da cogeração. Porém, o valor obtido na Cruz Alta não é sintoma de um bom desempenho do sistema de cogeração em conjunto, claramente expresso no relativamente alto índice ESI, índice que indica, por um lado um aproveitamento ineficiente da energia do combustível, por outro lado observam-se irreversibilidades inerentes aos equipamentos componentes do sistema de cogeração.

5.3 Índices propostos pela ANEEL

No capítulo 3, foi tratado o necessário cumprimento das inequações (3.22) e (3.23), como requisitos propostos pela ANEEL para o credenciamento de centrais cogradoras de energia destinadas à venda de energia elétrica.

Estas inequações podem ser avaliadas considerando os valores de $X = 2,14$ e $F_c = 0,37$, determinados pela potência elétrica instalada, o consumo de bagaço no período de safra, e o número de horas efetivas de trabalho (174 dias e 6 horas), o que significa num consumo médio de 26,278 kg de bagaço/segundo no período de moenda, assim:

$$E_c = [\text{Consumo de bagaço (kg/s)}] [\text{horas efetivas}] [\text{PCI}]/[1000] = 828825,0 \text{ MWhr.}$$

$$E_e = [\text{Potência produzida}] [\text{horas efetivas}]/[1000] = 48471,68 \text{ MWhr}$$

$$E_t = [\text{Calor consumido}] [\text{horas efetivas}]/[1000] = 600995,45 \text{ MWhr}$$

Avaliando as inequações acima, o resultado indica que dentro das condições atuais e considerando o bagaço consumido com as funções de geração de energia elétrica, mecânica e calor para o processo, as duas inequações são satisfeitas ficando o índice F_c obtido um pouco acima do valor exigido pela ANEEL para a potência instalada na Usina, ($0,397 > 0,37$). Com os resultados favoráveis obtidos nos índices de avaliação termodinâmicos entende-se que são justificados os esforços visando propostas encaminhadas a aumentar os excedentes de energia elétrica com fins de venda, fundamentalmente considerando o excedente de bagaço produzido, que atinge a quantidade de 81222,8 toneladas anuais. Sendo a produção de bagaço na Usina “Cruz Alta na safra do ano 2000 de 476.850.656 kg, segundo o boletim anual da mencionada safra, o bagaço excedente representa o 17 % do total, sendo empregado para abastecer a Usina “Severina” e para o refino de açúcar no período da entressafra.

Capítulo 6

Análise Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina “Cruz Alta”

Neste capítulo será apresentada a metodologia que emana da teoria do Custo Exergético (Lozano e Valero, 1993), empregada para executar a avaliação termoeconômica do sistema de cogeração da usina objeto de estudo. É apresentada a descrição detalhada da estrutura produtiva da planta acompanhada das considerações feitas, sendo os dados referidos à safra do ano 2000. Os resultados do capítulo anterior constituem o passo prévio para o equacionamento encaminhado à determinação dos custos exergéticos e monetários de cada um dos fluxos do sistema em função da estrutura produtiva definida. O resultado desta avaliação será o ponto de partida para analisar as propostas de modificações no sistema envolvendo a otimização.

6.1 Teoria do custo exergético.

A termoeconomia é uma metodologia de análise de sistemas térmicos que utiliza conceitos da análise exergética junto a conceitos econômicos, tendo como resultado numa única avaliação, cujo objetivo essencial é atribuir um custo ao conteúdo exergético de um portador de energia, e quando aplicada a um sistema de produção, é a obtenção de uma função de custo adequada para aquele sistema, (Valero *et al.* 1994). Assim, o custo pode ser expresso em termos de exergia, ou em termos monetários, sendo a análise de custo exergético baseada na contabilidade da destruição de exergia que experimentam os fluxos na sua passagem através dos diferentes equipamentos componentes do sistema. Desta forma, são contabilizadas as eficiências (e perdas

exergéticas), em cada um dos volumes de controle (equipamentos, junções e bifurcações) do sistema, tendo como resultado o custo exergético de cada um dos portadores de energia.

Ao mesmo tempo, são identificados os componentes do sistema onde existem as maiores irreversibilidades termodinâmicas. Assim, considerando uma proporção direta entre custo monetário e conteúdo exergético de um portador de energia, é possível obter a função global de custo da planta, questão importante na tomada de decisões do ponto de vista de manutenção, na escolha entre alternativas tecnológicas, ou para otimização do funcionamento da mesma.

A teoria do custo exergético possui conceitos básicos vitais para seu desenvolvimento. Entre eles devem ser ressaltados:

- Custo exergético (B^1): Definido como a quantidade de exergia necessária para obter um produto funcional.
- Custo exergético unitário (k): Definido como o consumo de exergia requerido por uma instalação para gerar a unidade de exergia do produto, segundo:

$$k = \frac{B^*}{B} = \frac{\text{Custo.exergético}}{\text{Exergia}} \quad (6.1)$$

- Custo monetário (C): Definido como a soma dos custos da exergia empregada e do resto dos custos associados (capital, operação e manutenção, mão de obra) para a produção de um determinado produto.

Devido à irreversibilidade dos processos reais, o custo exergético é maior ou no mínimo igual que a exergia que ele representa.

São também empregados os termos “fuel”, produto e perda. O termo “fuel” de forma genérica pode ser definido como a exergia que deve ser fornecida ao volume de controle analisado para obter o produto desejado, sendo então o produto o resultado obtido, vinculado diretamente com o objetivo do sistema avaliado. Desta forma, a perda está associada a uma

energia que não é utilizada no sistema, e que sendo geralmente rejeitada ao meio não possui utilidade dentro do volume de controle avaliado. Estes conceitos podem-se relacionar matematicamente com a eficiência exergética (η), segundo:

$$\eta = \frac{\text{Pr oduto(P)}}{\text{Fuel(F)}} = 1 - \frac{\text{Perda(L) + Destruição(D)}}{\text{Fuel(F)}} \quad (6.2)$$

Sendo o objetivo fundamental a determinação do custo exergético dos produtos fundamentais de uma planta e os custos dos fluxos internos envolvidos, é preciso começar então, determinando os valores de exergia dos fluxos que intervierem no funcionamento da planta, levando em conta que ela estará formada por diferentes subsistemas que se relacionam entre si e com o entorno, com o objetivo de produzir utilidades. Nesse sentido vale a pena o estudo do sistema a fim de estabelecer um nível de desagregação dos volumes de controle de acordo com o objetivo da avaliação. Este aspecto resulta importante do ponto de vista da simplificação de fluxos com características semelhantes que não aportam informação de interesse, assim como a possibilidade de excluir equipamentos com objetivos similares, que podem ser abordados dentro de um único volume de controle. Nesta análise deve ser assinalado que os custos dos produtos principais da planta recebem a incidência dos custos exergéticos e exergoeconômicos dos fluxos internos ou intermediários, daí a importância do grau de incidência de cada um.

O passo imediato é estabelecer a estrutura física do sistema (os volumes de controle, fluxos que intervierem neles, a interação com o meio ambiente, caso existir), para dar lugar aos balanços de massa, energia e exergia em cada subsistema, sendo abordados posteriormente os balanços de custo exergético.

A teoria do custo exergético estabelece a necessidade de definir para cada subsistema uma função termodinâmica plenamente identificada com o conceito de eficiência exergética. Esta necessidade determina a definição de estrutura produtiva, onde são especificados os fluxos ou combinações dos mesmos que formam parte do produto (P), insumo (F) e perda (P) de cada volume de controle. Desta forma, o balanço de exergia pode ser determinado como:

$$I = F - P - L \quad (6.3)$$

Onde o termo I é o correspondente à irreversibilidade ou destruição de exergia (D), do subsistema avaliado, sendo que para esse volume de controle, os fluxos presentes só poderão ser denominados de uma única forma segundo a sua função dentro do sistema.

Conforme ao método empregado, o custo exergético dos produtos será igual à soma dos custos exergéticos dos insumos utilizados na sua produção, (Barreda del Campo, 1999). Decorrente dessa definição os custos exergéticos (B^1) e exergoeconômicos ou monetários (C) são quantidades conservativas, podendo-se escrever uma equação de balanço para cada subsistema. A determinação dos custos é feita de acordo com proposições que consideram as definições prévias de estrutura física e produtiva, sendo importante destacar que a mesma estrutura é empregada para a determinação tanto do custo exergético, quanto do custo monetário. A seguir são destacadas as proposições:

P1- Os custos exergético e exergoeconômico são quantidades conservativas, pode-se, portanto escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema. Nas equações de balanço de custo exergético, o lado direito será igualado a zero, e na determinação do custo exergoeconômico, igualado aos outros custos associados ao sistema, com sinal negativo (Z).

P2- Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo suprido externamente ao sistema é igual à sua exergia ($B^1 = B$), e o custo exergoeconômico é o custo de aquisição do insumo.

P3- Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final do produto, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas.

Sendo que em geral, o número de fluxos é maior que o número de subsistemas mais os fluxos de entrada e saída, são requeridos adicionalmente critérios arbitrados, resultantes do objetivo de cada volume de controle. Estes critérios partem de duas proposições finais:

P4a- Se uma parcela ou todo o insumo de uma unidade é a variação da exergia de um fluxo que a atravessa, então o custo exergético unitário do fluxo é constante através da unidade.

P4b- Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos unitários de cada um destes fluxos.

Pode ser observado que a teoria tratada frisa muito nos objetivos de cada unidade, daí que neste trabalho seja empregado o método das extrações para avaliar a distribuição de custos. Este método, já abordado por Valero *et al.* (1994), considera que cada subsistema tem um único objetivo. Desta forma, ao fluxo que constitui o objetivo do subsistema, são imputados além de todas as irreversibilidades vinculadas ao mesmo, os custos de instalação, capital, operação e manutenção dos equipamentos desse subsistema.

A aplicação das proposições acima citadas definirá o sistema de equações lineares, que como afirma Cerqueira (1999), é único e determinado para uma determinada estrutura produtiva, podendo ser representado na forma de matrizes e vetores segundo:

$$MC = Y \quad (6.4)$$

A matriz de custos M é constituída por quatro submatrizes, correspondentes às quatro proposições: a *matriz de incidência* (Proposição P1), a *matriz de entradas* (P2), *matriz de perdas* (P3) e a *matriz de bifurcações* (P4). Associados a estas submatrizes estão os quatro subvetores em que se divide o vetor de valoração externa Y correspondente ao lado direito das equações.

A matriz de incidência $A_{n \times m}$, é construída atribuindo aos elementos (a_{ij}) da matriz, o valor +1 se o fluxo j entra na unidade i , -1 se sai da unidade e 0 se não se relaciona com ela, o que infere apresentar um número (n) de linhas igual ao número de unidades da planta avaliada e número de colunas (m) igual ao de fluxos. Na determinação do custo exergético, o subvetor a ela associado (Y^A) é o vetor nulo e, na determinação do custo exergoeconômico, cada elemento Y_i^A é igual aos demais custos associados à unidade, com sinal negativo ($-Z_i$).

Assim, em termos de cálculo de custo exergético, a parte do sistema correspondente à matriz de incidência em termos de matrizes e vetores pode ser apresentada como segue:

$$AB^1 = 0 \quad (6.5)$$

Se no cálculo econômico é considerado apenas o custo dos insumos, sendo já referido que o custo monetário é uma propriedade conservativa é possível escrever a seguinte equação:

$$AC_F = 0 \quad (6.6)$$

Na equação (6.6) o vetor de custo exergético é substituído pelo custo monetário, onde cada elemento representa o custo monetário de cada fluxo portador de energia do sistema, contabilizando apenas a incidência do custo dos energéticos utilizados em cada fluxo.

O cálculo dos custos monetários pode ser efetuado a partir dos custos de capital, operação e manutenção, desagregados por volumes de controle. A equação (6.7) define este índice:

$$AC = Z \quad (6.7)$$

O vetor Z tem o mesmo número de termos que subsistemas do sistema, sendo que cada um de seus valores equivale ao valor monetário dos custos de capital (C_c) e operação e manutenção (C_{om}) de cada sistema.

Como resumo, resulta destacável que as possibilidades de estudar as causas que provocam ineficiência no sistema térmico serão tanto maiores quanto maior seja o grau de detalhe da matriz de incidência do processo. Por isso é importante estabelecer um nível de agregação adequado aos objetivos do trabalho.

6.2 Estrutura produtiva para o sistema avaliado.

A estrutura física do esquema de cogeração serve de base para os balanços de massa, energia e exergia, desenvolvidos com a ajuda do software Engineering Equation Solver ®. A mesma consta de 132 fluxos, cujas propriedades foram determinadas a partir das medições em campo, sendo que alguns dados, fundamentalmente fluxos mássicos são resultados de medições repetidas ao longo da safra, que a pesar de variar numa certa faixa, na opinião do pessoal responsável da instrumentação da usina acabam sendo representativos.

A determinação dos volumes de controle e os fluxos principais que os relacionam entre si e com o meio ambiente, questão que constitui a formulação da estrutura produtiva, esta relacionada diretamente com as informações obtidas no levantamento de dados e de forma geral foi apresentada de forma gráfica no capítulo anterior.

A estrutura produtiva da safra 2000 consiste de 43 volumes de controle. De acordo com ela é construída a matriz de produção. As equações que conformam a matriz de produção encontram-se no Apêndice C. Deseja-se chamar a atenção sobre a freqüente presença de pontos bifurcação e junção com perda de exergia nas tubulações. Este aspecto, tratado com mais detalhe no Apêndice C e apresentado na Tabela 6.1, tenta refletir a realidade física do problema analisado, onde são mostrados os elementos que conformam cada volume de controle e a classificação de cada fluxo em “Fuel” (F), Produto (P) e Perdas mais Destruição (L + D), para a safra 2000.

Tabela 6.1 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para a safra 2000.

VC	Elemento da planta	“Fuel”(F)	Produto (P)	(L + D)
1	Gerador de Vapor I	$B1+B4+B9+B13+B16$	$B10 - B8$	$(B1+B4+B9+B13+B16) - (B10-B8)$
2	Gerador de Vapor II	$B20+B22+B28+B32+B35$	$B29 - B27$	$(B20+B22+B28+B32+B35) - (B29-B27)$
3	Gerador de Vapor III	$B39+B41+B47+B51+B54$	$B48 - B46$	$(B39+B41+B47+B51+B54) - (B48-B46)$
4	Ponto Bifurcação	$B29$	$B58 + B59$	$(B29 - B59) - B58$

VC	Elemento do subsistema	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
5	Ponto Bifurcação	B48	B60 + B61	(B48 – B61) – B60
6	Linha geral de vapor	B10 + B59 + B61	B62	(B10+B59+B61)-B62
7	Turboexaustor caldeira 2	B58 – B63	B28	(B58 – B63) – B28
8	Turboexaustor caldeira 3	B60 – B64	B47	(B60 – B64) – B47
9	Bifurcação	B62	B65 + B66	(B62 – B66) – B65
10	Turbina da turbobomba	B65 – B67	B68	(B65 – B67) - B68
11	Bomba	B68	B70 – B69	B68 – (B70 – B69)
12	Bifurcação	B66	B71+B72+B73+B74+B75	(B66) – (B71+B72+B73+B74+B75)
13	Redutora de Refino	B73	B76	B73 - B76
14	Redutora de Fabricação	B74	B77	B74 - B77
15	Bifurcação para Preparo	B71	B78+B79+B80	(B71)-(B78+B79+B80)
16	Picador I	B78 – B81	B82	(B78 – B81) - B82
17	Picador II	B79 – B83	B84	(B79 – B83) - B84
18	Desfibrador	B80 – B85	B86	(B80 – B85) – B86
19	Saída de preparo	B81 + B83 + B85	B87	(B81+B83+B85)-(B87)
20	Bifurcação para Moenda	B72	B88 + B89	(B72) – (B88 + B89)
21	Turbina da Moenda I	B88 – B90	B91	(B88 – B90) - B91
22	Turbina da Moenda II	B89 – B92	B93	(B89 – B92) – B93
23	Junção saída de Moenda	B90 + B92	B94	(B90 + B92) – B94
24	Junção	B87 + B77 + B94	B95	(B87+B77+B94)–(B95)
25	Área de energia elétrica	B75	B96 + B97 + B98	(B75)-(B96+B97+B98)
26	Turbina GE-1	B96 – B99	B100	(B96 – B99) – B100
27	Turbina GE-2	B97 – B101	B102	(B97 – B101) – B102
28	Turbina GE-3	B98 – B103	B104	(B98 – B103) – B104
29	Saída de área de geração	B99 + B101 + B103	B105	(B99+B101+B103)- (B105)
30	Junção	B95 + B105	B106	(B95 + B105) – B106
31	Bifurcação	B67 + B63 + B64	B107 + B108	(B67+B63+B64)- (B107+B108)
32	Junção para o processo	B106 + B107	B109	(B106 + B107) – B109
33	Água de reposição	B111	B112 – B110	B111 – (B112 – B110)

VC	Elemento do subsistema	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
34	Processo	$B76 + B109 - B115 - B116$	B117	-
35	Junção retorno	$B115 + B116$	B118	$(B115 + B116) - B118$
36	Bomba de retorno (BCR)	B119	$B120 - B118$	$B119 - (B120 - B118)$
37	Perda de carga na linha	B120	B121	$(B120 - B121)$
38	Desaerador	$B121 + B108 + B112$	B69	$(B121 + B108 + B112) - B69$
39	Bifurcação	B70	$B8 + B27 + B46$	$B70 - (B8 + B27 + B46)$
40	Sistema de Extração	$B122 + B123 + B127 + B82 + B84 + B86 + B91 + B93 + B124$	$B125 + B126$	$B122 + B123 + B127 + B82 + B84 + B86 + B91 + B93 + B124 - (B125 + B126)$
41	Bifurcação bagaço	$B125 + B131$	$B128 + B129$	$(B125 + B131) - (B128 + B129)$
42	Bagaço consumido	$B129 + B132$	$B1 + B20 + B39$	$(B129 + B132) - (B1 + B20 + B39)$
43	Distribuição de energia elétrica	$B100 + B102 + B104$	$B4 + B9 + B13 + B16 + B22 + B32 + B35 + B41 + B51 + B54 + B119 + B123 + B130 + B131 + B132$	-

No Apêndice C são apresentadas as equações de balanço de custo exergético, e as equações arbitradas, levando em conta o nível de desagregação apresentado graficamente no capítulo 4. No citado Apêndice podem ser encontrados os resultados na determinação dos custos exergéticos de todos os fluxos, considerando iguais os custos exergéticos unitários do bagaço e do caldo misto.

6.3 Levantamento dos dados econômicos.

Para a execução do cálculo dos custos monetários, deveria-se começar pelo levantamento dos preços de aquisição de cada um dos equipamentos envolvidos nos volumes de controle. A principal fonte de informação de que se dispunha foram os registros de preços existentes na própria usina, devido a um levantamento de dados pela empresa APSIS Avaliações Patrimoniais LTDA. A citada empresa fez um levantamento do custo de cada equipamento da usina atualizando-os para janeiro de 1997.

No Apêndice E, é feita uma detalhada análise do levantamento dos custos dos equipamentos e do procedimento seguido para ajustar os preços para janeiro do ano 2001, (ano e mês de referência). A seguir, a tabela 6.2 apresenta um resumo destes custos para o ano e mês de referência indicados.

Tabela 6.2 Tabela resumo dos custos dos equipamentos da Usina “Cruz Alta”.

Denominação do equipamento.	Custo do equipamento para janeiro do ano 2001 (R\$)
Estação de Geração de Vapor 1	2.791.588,19
Estação de Geração de Vapor 2	3.526.113,37
Estação de Geração de Vapor 3	4.163.419,1
Turboexaustor Gerador de Vapor 2	743.327,74
Turboexaustor Gerador de Vapor 3	743.327,74
Turbina (Água de Alimentação)	547.715,17
Bomba de Água de alimentação	47.925,078
Válvula redutora de refino	9.489,37
Válvula Redutora de Fabricação	28.594,55
Turbina do Picador 1	594.662,192
Turbina do Picador 2	594.662,192
Turbina do Desfibrador	610.311,197
Turbina da Moenda 1	813.748,263
Turbina da Moenda 2	811.400,912
Turbogerador de Geração Elétrica 1	2.605.050,31
Turbogerador de Geração Elétrica 2	1.516.486,4
Turbogerador de Geração Elétrica 3	2.265.682,51
Bomba de condensado de Retorno	156.490,051
Bomba de água de reposição	10.954
Esteiras Distribuidoras de Bagaço	109.543,035
Esteira Alimentadora de Bagaço	78.245,02
Sistema de Extração do caldo misto	13.686.109,2
Desaerador	1.564.900,51

Durante o levantamento dos preços dos equipamentos, não estavam disponíveis todos os itens que podem ser incluídos na análise monetária, sendo necessário o estabelecimento de percentuais em relação ao preço de aquisição do equipamento. Estes percentuais baseados em valores praticados na usina e em outros trabalhos de cálculo econômico, (Barreda del Campo, 1999), consideram os custos de instalação, tubulações, instrumentação e controle, entre outros aspectos, e a incidência respectiva nos índices de custo dos fluxos da planta. As porcentagens estão listadas na tabela 6.3.

Tabela 6.3 Valores percentuais (em relação ao custo de cada equipamento) empregados na estimativa dos itens correspondentes. Fonte Barreda Del Campo (1999).

Custos	Porcentuais
Custo de Instalação	20%
Custo das Tubulações	10%
Custo da Instrumentação e equipes de controle	6%
Custo de equipamentos elétricos e materiais	10%
Custo das construções civis	15%
Custo de operação e manutenção	5%

Sendo a data atualizada de custo dos equipamentos de janeiro de 1997, foi adotada uma data referencial para o cálculo, fixada em janeiro de 2001, e cada valor foi corrigido e trazido para a data referencial fixada, como se a planta fosse adquirida nessa data começando a funcionar imediatamente. Nesse sentido foi necessário empregar a relação a seguir:

$$P_{AR} = P_C \frac{I_{CAR}}{I_{CAC}} \quad (6.8)$$

Onde:

P_{AR} : Preço do ano de referência

P_C : Preço conhecido

I_{CAR} : Índice de custo do ano de referência

I_{CAC} : Índice de custo do ano conhecido

Assim, foi necessária a consulta dos índices de custo na revista Conjuntura Econômica, (1997), e (2001), especificamente no exemplar número 3 do mês de março de 2001 e o número 4 de abril de 1997, na parte de preços e câmbios, pág. 22 e pág. 21 respectivamente. Para a execução dos cálculos monetários, o vetor de valoração externa necessita ser expresso em unidades monetárias/segundo, sendo necessário fazer o cálculo das anuidades (A) dos equipamentos.

$$A = I \left[\frac{j(1+j)^N}{(1+j)^N - 1} \right] \quad (6.9)$$

Na equação (6.9), o termo I representa o custo do equipamento. Os valores de taxa de juros anual ($J = 15\%$), e número de anos de amortização dos equipamentos ($N = 15$ anos), foram fornecidos pela Usina “Cruz Alta”. Para levar este valor anual a um valor por segundo foi considerado o tempo real de funcionamento da planta durante o ano. No caso da safra 2000 na usina “Cruz Alta”, este tempo se corresponde com 174 dias e 6 horas, ou seja, 4182 horas efetivas de safra.

Os custos de operação e manutenção são feitos ao longo do tempo, pelo que na hora de substituir os preços dos equipamentos na expressão (6.9) estes custos não são incluídos. Assim a anuidade de cada volume de controle será expressa como:

$$A = A_{\text{equipamento}} + A_{\text{operação e manutenção}} \quad (6.10)$$

É oportuno esclarecer que o objetivo principal da avaliação termoeconômica é determinar os custos dos principais fluxos do sistema, imaginando que a planta seria montada como nova com o levantamento de preços descrito no Apêndice E. Cada volume de controle foi tratado como um “centro de custos”, determinando assim os custos dos fluxos que saem dele, sendo os insumos determinados pelo centro de custos de onde ele vem (Sánchez e Nebra, 2002).

Nos resultados apresentados na Tabela 6.4 nas colunas 4 e 5, são considerados, tanto os custos de capital, quanto os insumos da planta de cogeração. Estes resultados representam os custos fundamentais dos fluxos de vapor, água ou bagaço, por cada tonelada produzida (coluna 4), e os custos por cada MWh de energia elétrica e mecânica produzida (coluna 5). As colunas 6 e 7, apresentam os mesmos resultados levando em conta só os preços dos insumos; cana na usina, (30 R\$/tonelada), e da água de reposição, (0,5 R\$/tonelada), (Stucchi, 2001).

Tabela 6.4 Resultados da avaliação termoeconômica (safra 2000), considerando iguais custos unitários do bagaço e do caldo misto na saída do sistema de extração.

N _o	Fluxo	k	R\$/ton	R\$/MWh	R\$/ton (I)	R\$/MWh (I)
1	Bagaço na entrada da Caldeira 1	1,088	63,498	-	58,529	-
4	Consumo de potência Secador C-1	7,34	-	215	-	146
8	Água na entrada da Caldeira 1	6,487	4,405	-	3,305	-
10	Vapor produzido na Caldeira 1	4,898	34,4	-	28,74	-
16	Consumo de potência VTF da C-1	7,34	-	215	-	146
20	Bagaço na entrada na Caldeira 2	1,088	63,498	-	58,529	-
22	Consumo de potência Secador C-2	7,34	-	215	-	146
27	Água na entrada da Caldeira 2	6,478	4,405	-	3,305	-
28	Potência Mecânica do VTI C-2	12,78	-	483	-	250
29	Vapor produzido na caldeira 2	4,81	34,66	-	28,363	-
35	Consumo de potência VTF da C-2	7,34	-	215	-	146
39	Bagaço na entrada da Caldeira 3	1,088	63,498	-	58,529	-
41	Consumo de potência Secador C-3	7,34	-	215	-	146
46	Água na entrada da Caldeira 3	6,487	4,405	-	3,305	-
47	Potência Mecânica do VTI C_3	14,04	-	476	-	274
48	Vapor produzido na Caldeira 3	5,169	37,18	-	30,62	-
66	Vapor total	4,982	35,33	-	29,16	-
68	Potência Mecânica na Bomba (aa)	11,47	-	370	-	224
69	Água na saída do Desareador	5,967	3,98	-	3,05	-
70	Água na saída da Bomba (aa)	6,264	4,403	-	3,30	-
75	Vapor na entrada nos Turbinas GE	5,045	35,27	-	29,11	-
82	Potência Mecânica no Picador 1	10,85	-	293	-	212
84	Potência Mecânica no Picador 2	11,15	-	309	-	218
86	Potência Mecânica no Desfibrador	10,18	-	268	-	199
91	Potência Mecânica na Moenda 1	11,46	-	333	-	224
93	Potência Mecânica na Moenda 2	11,46	-	333	-	224
100	Potência elétrica Turbina GE-1	7,505	-	254	-	147
102	Potência elétrica Turbina GE-2	7,34	-	201	-	143
104	Potência elétrica Turbina GE-3	7,34	-	209	-	143
108	Vapor na entrada do Desareador	5,642	24,963	-	20,51	-
109	Vapor para processo	5,501	23,81	-	19,65	-

N _o	Fluxo	k	R\$/ton	R\$/MWh	R\$/ton (I)	R\$/MWh (I)
111	Consumo de potência (BMU)	7,34	-	215	-	146
115	Condensado de retorno dos Tachos	5,585	3,312	-	2,733	-
116	Condensado retorno da Evaporação	5,501	3,11	-	2,567	-
117	Calor para processo	5,536	-	132	-	108
118	Condensado retorno (115+116)	5,524	3,12	-	2,576	-
122	Cana	1	30,0	-	30,00	-
123	Consumo de Potência do Difusor	7,34	-	215	-	146
124	Vapor vegetal na entrada do Difusor	1,084	0,627	-	0,579	-
125	Bagaço total produzido	1,084	63,14	-	58,34	-
126	Caldo Misto	1,084	15,380	-	14,211	-
127	Água de embebição	1,084	0,482	-	0,4457	-
128	Bagaço excedente	1,086	63,33	-	58,44	-
129	Bagaço destinado à geração de vapor	1,086	63,33	-	58,44	-
130	Consumo de Potência da usina	7,34	-	215	-	146

São vários os aspectos que devem ser comentados a respeito dos resultados apresentados na tabela 6.4. Observa-se em primeiro lugar que a presença do sistema de extração, elemento que junta vários componentes, faz com que o custo do bagaço produzido resultante deste sistema seja um combustível bem mais caro quando comparado com o preço de mercado, aspecto não abordado anteriormente (Barreda del Campo, 1999), e que se vê ainda matizado pelo custo relativamente alto da cana na usina. Estes resultados têm incidência direta no resto dos custos dos fluxos da usina, fundamentalmente no vapor produzido e energia elétrica.

Um comentário similar pode ser feito quando é considerada a presença do sistema de distribuição e alimentação de bagaço. O leitor pode observar como o resultado desta inclusão implica uma leve mudança entre o custo do bagaço produzido, e aquele consumido nas caldeiras. O sistema de extração, incluído nesta análise, com dois produtos fundamentais, (caldo misto e bagaço de cana), fluxos de diferente natureza, mas intimamente relacionados para a produção de açúcar são arbitrados como elementos de iguais custos exergéticos unitários e iguais custos monetários unitários, considerados produtos do subsistema nesta primeira avaliação. E sendo o vapor vegetal e a água de embebição da usina consequência direta do caldo misto na estação de evaporação, são arbitradas equações de igualdade para os custos exergéticos unitários destes fluxos. O leitor pode observar nestes primeiros resultados como o caldo misto, de maior exergia total, (kJ/s), mas de menor exergia específica, acaba sendo mais barato que o bagaço, (colunas 4 e 6, tabela 6.4).

Outros aspectos também a ser destacados neste resultado são os elevados valores, tanto do custo exergético unitário da potência mecânica produzida nas turbomoendas e no sistema de preparo do sistema de extração, assim como nos turboexaustores e na turbobomba. Estes resultados são decorrentes do baixo valor de eficiência de segunda lei da termodinâmica destes equipamentos, valores próximos a 40%. Um resultado similar foi obtido por Barreda (1999).

Nas sexta e sétima colunas são apresentados os custos que incluem somente os insumos externos da planta. Mesmo que os índices obtidos sejam menores, observa-se que essas parcelas não são desprezíveis, e que cada resultado reafirma a importância que tem o constante controle das eficiências de segunda lei dos equipamentos energéticos da planta.

Considerando uma mudança no preço do bagaço no mercado numa ampla faixa, resulta conveniente avaliar a variação dos custos das energias elétrica, mecânica e o calor de processo com o custo do mesmo. A avaliação foi feita considerando o preço do bagaço no mercado como custo do produto na saída do sistema de extração. Os resultados são apresentados na Figura 6.1:

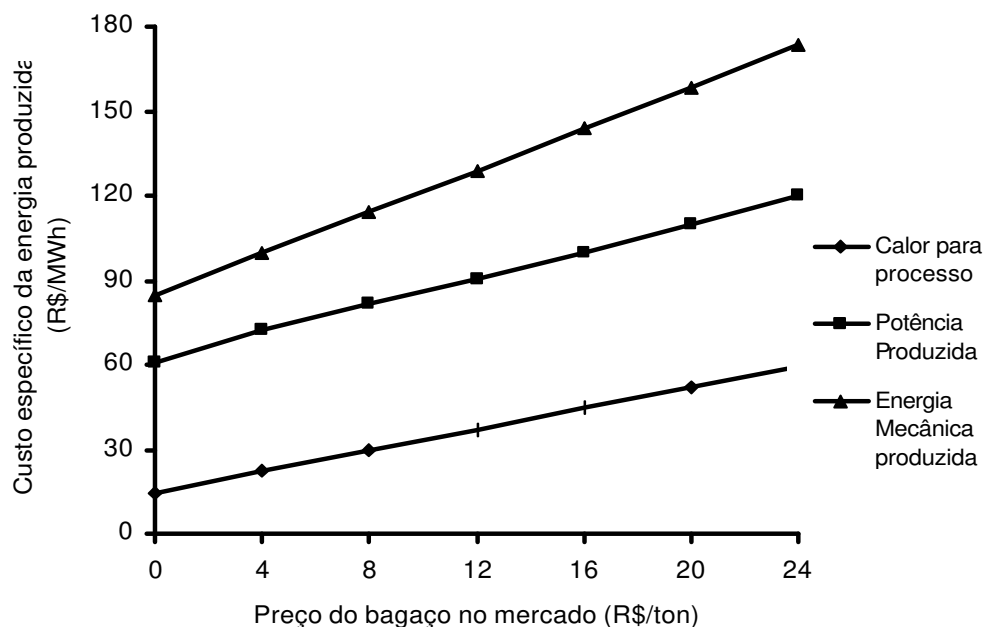


Figura 6.1 Variação nos custos da energia elétrica, mecânica e calor para processo com a variação do preço do bagaço no mercado.

Na Figura 6.1 o custo da energia mecânica avaliada se corresponde com o valor médio entre os custos da energia mecânica dos Picadores e o Desfibrador do Sistema de Preparo; os custos da energia mecânica das duas Moendas e a Turbobomba de água de alimentação.

A figura 6.2 apresenta a variação do custo do vapor para processo com a variação do preço de mercado para bagaço.

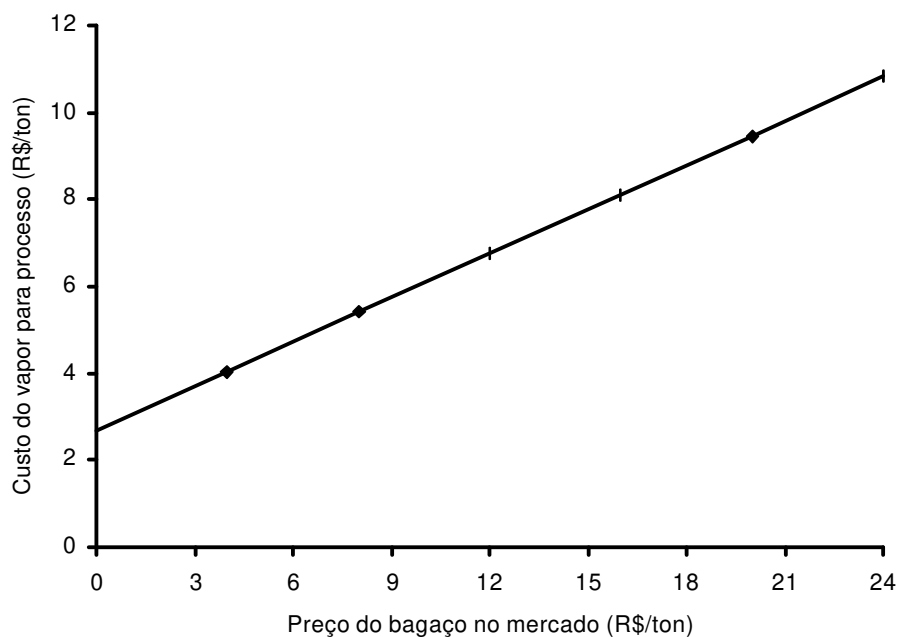


Figura 6.2 Variação do custo do vapor para processo com a variação no preço do bagaço no mercado.

Como pode ser apreciado nos gráficos anteriores, para um mesmo nível de eficiência das caldeiras, na medida que o preço do bagaço aumenta, aumentam também o custo da potência elétrica gerada, o calor empregado no processo, e a energia mecânica havendo um custo mínimo a ser pago pelos fluxos, que é obtido quando o preço do bagaço seja zero. Tendência similar é encontrada no custo de vapor para processo. O referido custo mínimo corresponderia aos investimentos de capital, operação e manutenção de equipamentos e seria independente da eficiência das caldeiras.

Pode ser observado então como a inclusão do sistema de extração na análise marca uma importante diferença de abordagens em relação ao trabalho de Barreda del Campo (1999), e define mudanças de preços no combustível consumido, o que implica mudanças nos custos do vapor produzido e nas energias elétrica e mecânica geradas. O leitor pode comparar os resultados oferecidos nas colunas 4 e 5 da tabela 6.4 que contém o custo do bagaço devido à inclusão do sistema de extração na análise com aqueles mostrados nos gráficos previamente apresentados.

Por exemplo, os valores de custo de energia elétrica obtidos por Barreda del Campo (1999) na usina Vale do Rosário, para data base de janeiro de 1998, foram de 24 US\$/MWh para o preço do bagaço de 0 US\$/ton, de 36 US\$/MWh para o preço do bagaço de 6 US\$/ton, e de 50 US\$/MWh para o preço do bagaço de 12 US\$/ton. O presente trabalho, para a data base de janeiro de 2001, relata resultados da ordem de 31,07 US\$/MWh para o preço do bagaço de 0 US\$/ton, de 38,57 US\$/MWh para o preço do bagaço de 6 US\$/ton levando em conta a taxa de câmbio de real com respeito ao dólar de $1\text{US\$} = 1,96\text{ R\$}$, valor médio de janeiro de 2001 (The Economist 2001).

Porém, acompanhando os resultados pode ser observado que os custos dos fluxos resultantes do sistema de cogeração são mais caros levando em consideração o sistema de extração de caldo quando comparados com aqueles obtidos quando a avaliação contempla os preços de bagaço no mercado praticados mais recentemente (Biaggi, 2001).

A Figura 6.3 apresenta a variação no custo do caldo misto em função do preço do bagaço no mercado. O leitor pode comparar estes resultados com os obtidos na Tabela 6.4.

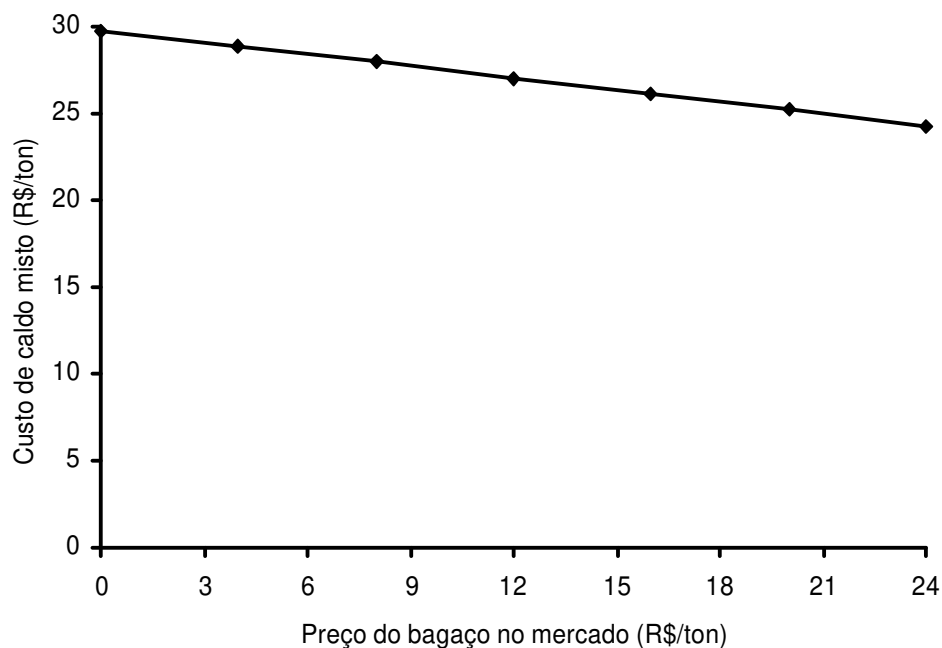


Figura 6.3 Variação do custo do caldo misto com o preço do bagaço no mercado.

Uma terceira alternativa seria abordar a análise estabelecendo a igualdade entre os custos unitários (exergético e monetário), da cana e o bagaço. Esta opção deixa explicitamente claro que a função do sistema de extração é a obtenção de caldo misto para a fabricação de açúcar e o bagaço de cana é apenas um subproduto do citado sistema. Assim, o bagaço que chega as caldeiras carregaria apenas o custo do sistema de distribuição e alimentação do mesmo, desde que sai do sistema de extração. A Tabela 6.5 apresenta os resultados que levam em consideração os custos de capital e os insumos.

Tabela 6.5 Resultados da avaliação termoeconômica considerando igualdade entre os custos exergéticos unitários para o bagaço e a cana (safra 2000).

N _o	Fluxo	k	R\$/ton	R\$/MWh
1	Bagaço na entrada da Caldeira 1	1,003	54,107	-
4	Consumo de potência do Secador C-1	6,771	-	192
8	Água na entrada da Caldeira 1	5,986	3,89	-
10	Vapor produzido na Caldeira 1	4,518	29,82	-
16	Consumo de potência do VTF C-1	6,771	-	192
20	Bagaço na entrada na Caldeira 2	1,003	54,107	-

N _o	Fluxo	k	R\$/ton	R\$/MWh
22	Consumo de Potência Secador C-2	6,771	-	192
27	Água na entrada da Caldeira 2	5,986	3,89	-
28	Potência Mecânica no VTI C-2	11,79	-	192
29	Vapor produzido na Caldeira 2	4,4	30,13	-
35	Consumo de Potência do VTF C-2	6,771	-	192
39	Bagaço na entrada da Caldeira 3	1,003	54,107	-
41	Consumo de potência Secador C-3	6,771	-	192
46	Água na entrada da Caldeira 3	5,986	3,89	-
47	Potência Mecânica no VTI C-3	12,95	-	432
48	Vapor produzido na Caldeira 3	4,768	32,29	-
66	Vapor total	4,595	30,67	-
68	Potência Mecânica na Bomba (aa)	10,58	-	334
69	Água saída do Desareador	5,506	3,51	-
70	Água saída da Bomba (aa)	5,78	3,89	-
75	Vapor na entrada das Turbinas GE	4,654	30,61	-
82	Potência Mecânica no Picador 1	10,0	-	259
84	Potência Mecânica no Picador 2	10,28	-	275
86	Potência Mecânica no Desfibrador	9,39	-	236
91	Potência Mecânica na Moenda 1	10,57	-	298
93	Potência Mecânica na Moenda 2	10,58	-	298
100	Potência elétrica da Turbina GE-1	6,915	-	231
102	Potência elétrica da Turbina GE-2	6,767	-	178
104	Potência elétrica da Turbina GE-3	6,766	-	186
108	Vapor na entrada do Desareador	5,204	21,65	-
109	Vapor para processo	5,075	20,68	-
111	Consumo de potência da BMU	6,771	-	192
115	Condensado de retorno dos Tachos	5,402	2,77	-
116	Condensado retorno da evaporação	5,075	2,70	-
117	Calor para processo	5,106	-	114
118	Condensado retorno (115+116)	5,109	2,71	-
122	Cana	1	30,00	-
123	Consumo de potência do difusor	6,771	-	192
124	Vapor vegetal na entrada do difusor	1,163	0,714	-
125	Bagaço total produzido	1,0	53,77	-
126	Caldo Misto	1,163	17,52	-
127	Água de embebição	1,163	0,549	-
128	Bagaço excedente	1,002	53,94	-
129	Bagaço destinado à geração de vapor	1,002	53,94	-
130	Energia elétrica consumida na usina	6,771	-	192

À luz dos resultados da tabela 6.5 pode-se observar que a avaliação termoeconômica segundo o critério seguido de partição de custos indica uma diminuição do custo do bagaço produzido e com ele a diminuição do custo dos principais fluxos do sistema de cogeração,

tendência que não acompanha o caldo misto que agora é o produto do sistema de extração e que implica um aumento no custo de fabricação de açúcar.

Mesmo assim, os custos do bagaço obtidos com a metodologia termoeconômica são bem mais altos que os preços no mercado, o que fundamentalmente é devido à notável diferença de exergia específica entre o bagaço e o caldo de cana, que resulta na distribuição de custos antes mostrada (Tabela 6.5) e acaba aportando uma significativa diferença entre o preço da cana (R\$/tonelada), na usina e o custo do bagaço obtido a partir dela, (79,23% maior) para o bagaço.

Defrontamo-nos neste ponto com uma questão metodológica: A metodologia termoeconômica baseada na avaliação dos custos monetários do conteúdo exergético dos fluxos pode ser aplicada validamente a qualquer tipo de sistema? Ainda que no sistema sejam produzidos fluxos de qualidades tão diferentes como as de um combustível um combustível (bagaço) e as de um produto-insumo da indústria de alimentos?

Capítulo 7

Análise de Propostas para a Otimização do Sistema de Cogeração

O presente capítulo trata sobre o aumento dos parâmetros de geração de vapor como meio para aumentar os níveis de geração de potência nos sistemas a vapor das plantas de cogeração com a concomitante melhoria de eficiência do sistema. O capítulo focaliza o caso concreto da planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”, cujos índices de operação, fundamentalmente a disponibilidade de combustível e a necessidade de vapor para processo, definem critérios que permitem avaliar diversas propostas de aumento nos parâmetros de geração de vapor visando um melhor aproveitamento do bagaço como recurso energético. São incluídas propostas de simulação e otimização termodinâmicas, sendo a potência elétrica produzida junto a outros índices de desempenho, questões submetidas à discussão, levando em conta os requerimentos termodinâmicos do vapor a ser empregado no processo fabril.

7.1 Potencial energético da cana de açúcar

O estudo do potencial energético da cana de açúcar resulta de especial interesse, especialmente dentro do contexto onde se discute a expansão dos sistemas de cogeração das usinas de açúcar e álcool baseadas na combustão de bagaço. Torna-se portanto de especial interesse aprofundar tanto nas possibilidades de incremento do potencial de geração de energia elétrica, quanto nas características de bagaço como fonte energética.

Há alguns anos Walter e Horta (1996), mostraram dados de um estudo onde indicam um teor de fibra na cana que pode oscilar entre 8,5 e 16%, faixa que coincide com os dados reportados por Parra e Nebra (2000). O teor de fibra depende da espécie de cana e varia também com o número de cortes efetuados, sendo o aspecto que determina a quantidade de bagaço que se obtém por unidade de massa de cana. Da mesma forma, um bom aproveitamento do bagaço na co-geração em sistemas a vapor é uma questão intimamente associada à elevação da eficiência dos geradores de vapor das usinas, e à redução do consumo de vapor de escape para o processo.

Na produção industrial de açúcar a partir da cana, o vapor é o vetor energético básico. Nas instalações brasileiras de geração de vapor, em geral de média pressão, o fluxo de vapor é dividido entre as turbinas de geração elétrica e as de acionamento mecânico, sendo o vapor de escape tipicamente utilizado nas operações de aquecimento, evaporação e destilação. A parte restante da demanda de vapor é atendida pela massa de água evaporada do caldo de cana, ou seja, pelo vapor vegetal, subproduto da evaporação. Nesse sentido, um índice cuja importância deve ser avaliada é o consumo de vapor de escape no processo por tonelada de cana processada.

A demanda de vapor de escape, os parâmetros do vapor gerado e a disponibilidade de combustível são alguns dos fatores que mais influenciam o projeto do conjunto de turbinas. Assim, considerando a necessidade de um melhor gerenciamento do bagaço como fonte energética, em anos recentes têm sido abordadas ofertas, em alguns casos, já levadas à prática, de substituição de caldeiras de baixos parâmetros por outras de altos parâmetros. Na Tabela 7.1 são destacados alguns exemplos. Em todos os casos trata-se de caldeiras que queimam bagaço:

Tabela 7.1 Exemplos de dados de caldeiras a vapor para a Indústria Açucareira.

Exemplo	Pressão de vapor (MPa)	Temperatura de vapor (°C)	Capacidade (tons/h)
1	4,2	450	120
2	6,3	470	150
3	8,5	490	250
4	8,0	470	150
5	8,5	525	180
6	4,2	420	100-200

No quadro anterior, as três primeiras propostas aparecem num documento interno da usina “Santa Elisa” do ano 1998, entretanto, a proposta número 4 aparece avaliada em Coelho *et al.* (1997), onde são analisados o emprego de turbinas de extração-condensação e a eletrificação total do processo.

A proposta número 5 (Waganoff, 2000), conhecida através da usina “Cruz Alta”, inclui duas turbinas de extração-condensação, a eletrificação total da usina, e a venda de 112 kWh/tonelada de cana à rede durante o ano sem o emprego de combustível adicional.

A proposta 6 pode atingir o nível de pressão de 8 MPa e temperaturas de até 510 °C, (CODESTIL DEDINI, 2001), existindo na literatura consultada propostas como a que aparece em Nurse (1988), que coincide, fundamentalmente em relação aos parâmetros termodinâmicos com a proposta dois.

Estas propostas exigem um estudo mais detalhado da influência que tem os parâmetros do vapor (pressão e temperatura) na operação do sistema de cogeração e nos índices de desempenho associados.

7.2 Influencia dos parâmetros de geração de vapor no desempenho do ciclo a vapor

A elevação dos parâmetros do vapor superaquecido, visando o aumento da capacidade de trabalho é uma das fontes principais de economia de combustível nas plantas termelétricas. O desenvolvimento tecnológico nos ciclos de potência a vapor tem permitido um aumento substancial dos parâmetros do vapor superaquecido. Hoje, a partir da adoção de aços de alta resistência mecânica, é possível atingir níveis de pressões de vapor na faixa de (25,1-31,0 MPa), e de temperatura (570-610 °C), como parâmetros do vapor na entrada das turbinas comercializadas (Mitsubishi Co., 2001).

Sendo conhecido que o estado do vapor superaquecido é determinado pela pressão e a temperatura, é freqüente encontrar estudos da influência de cada parâmetro separadamente, o que

pode ser explicado pelo fato da pressão do vapor superaquecido determinar univocamente a temperatura de saturação.

Nesse sentido, é conhecido o fato do aumento da potência produzida nos sistemas a vapor com o aumento da temperatura do mesmo na entrada da turbina, sendo constantes as pressões iniciais e finais do ciclo. Este aspecto é associado ao desenvolvimento de materiais e métodos de fabricação, que tem permitido avanços na obtenção de aços resistentes à oxidação a altas temperaturas, fundamentalmente para as superfícies de aquecimento dos superaquecedores de vapor, tubulações de vapor superaquecido e para os componentes dos primeiros estágios das turbinas (Moran e Shapiro, 1995).

O efeito positivo é vinculado ao aumento da temperatura média de absorção de calor do ciclo, implicando um maior trabalho líquido produzido com a tendência de aumento da eficiência do mesmo. Por outro lado, em turbinas de condensação, o processo de expansão geralmente acaba dentro da área de mudança de fase, assim o aumento da temperatura inicial, leva à redução da umidade do vapor nas últimas etapas, questão associada não só ao acréscimo do valor da entalpia disponível, mas também ao rendimento isentrópico da turbina (Schegliáev, 1978).

A elevação da pressão inicial do vapor superaquecido por sua vez implica no acréscimo da temperatura média de absorção de calor na caldeira. Porém, do ponto de vista termodinâmico o mais eficaz é o aumento simultâneo da temperatura e pressão do vapor na entrada da turbina. Estes efeitos, junto ao resultante do aquecimento regenerativo da água de alimentação das caldeiras, aspecto que contribui notavelmente para o acréscimo dos parâmetros de entrada da água nas caldeiras (Haywood, 1985), conseguem reportar benefícios no desempenho do ciclo termodinâmico que não devem oferecer dúvidas para o leitor.

Contudo, no caso isolado de não dispor de aquecimento regenerativo da água de alimentação, se a temperatura do vapor superaquecido for fixada num ciclo sem reaquecimento intermediário do vapor, Haywood (1985), insiste nos efeitos negativos decorrentes do aumento de pressão sem aumento simultâneo da temperatura. Estes efeitos negativos levam à diminuição da entalpia disponível a partir de um certo limite de pressão, questão acompanhada do aumento da erosão das

pás dos últimos estágios de trabalho das turbinas devido ao aumento da umidade do vapor com a conseqüente diminuição da eficiência isentrópica.

Estas idéias serão objeto de uma avaliação pelos métodos da segunda lei da termodinâmica segundo o conceito de exergia, como definição que avalia a capacidade de realizar trabalho de um fluxo termodinâmico em função dos parâmetros do fluido. Assim, mantendo as condições do ambiente de referência citado no capítulo 3, é possível obter a relação entre exergia física e pressão de vapor para diferentes valores de temperatura. Na Figura 7.1 pode ser observada esta relação para cinco valores de temperatura diferentes. Como se observa existe uma condição perante a qual acréscimos ulteriores na pressão provocam a diminuição da exergia.

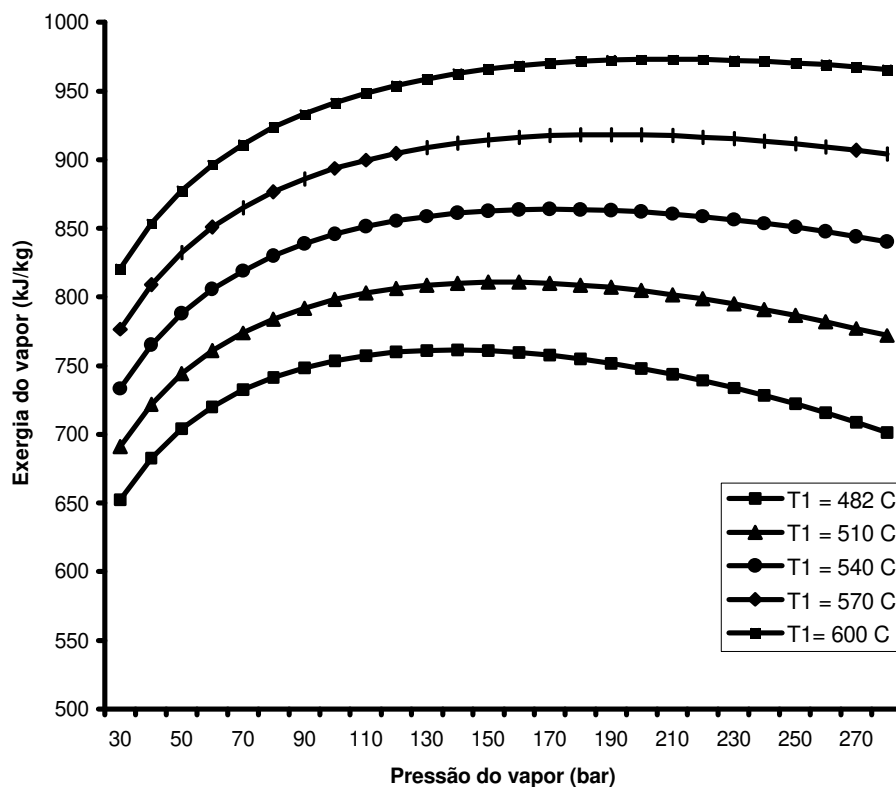


Figura 7.1 Dependência da exergia física do vapor em função da pressão para diferentes valores de temperatura.

Observa-se também, que a medida que a temperatura aumenta, a condição de máxima exergia é atingida para pressões superiores, ou seja, a condição de máxima capacidade de trabalho do fluxo é deslocada na direção das pressões mais altas. Estes resultados confirmam os critérios de Haywood (1985), e Moran e Shapiro (1995), entre outros pesquisadores, que sugerem a conveniência do acréscimo simultâneo da pressão e temperatura do vapor.

Um recurso para limitar o aumento da umidade do vapor nos últimos estágios da turbina, já empregado em algumas plantas consiste no reaquecimento intermediário do vapor. Nele, o vapor depois de expandir-se até uma pressão intermédia, entra no re-aquecedor onde a temperatura dele incrementa-se novamente até valores similares à temperatura inicial e depois se expande novamente numa segunda turbina.

Um exemplo de plantas a vapor com parâmetros de geração no nível de 25 MPa/600 °C, com reaquecimento intermediário até 610 °C está sendo comercializado pela firma Mitsubishi, que projeta turbinas a vapor de 1000 MW de potência elétrica, como consequência da adoção de aços de alta resistência mecânica a altas temperaturas. Uma destas turbinas opera comercialmente desde dezembro do ano 2000, (Mitsubishi Co, 2001).

7.3 Os sistemas de cogeração das usinas sucro-alcooleiras brasileiras dentro da perspectiva do incremento dos parâmetros de geração de vapor

O desenvolvimento de métodos computacionais de modelagem pode revelar cenários de desempenho do sistema de cogeração com possibilidades de otimização de alguns dos seus índices termodinâmicos, sendo a simulação da planta o veículo idôneo para o conhecimento das variáveis que alteram o desempenho do sistema, visando predizer como o mesmo irá operar, quantificando as economias e possíveis vantagens a serem obtidas.

Assim, como aspecto prévio à avaliação de propostas de aumento dos parâmetros de geração de vapor, é fundamental conhecer os resultados do balanço de massa e energia da usina tratada. Entre estes resultados, sobressai a disponibilidade de combustível, os parâmetros do vapor

consumido no processo, a produção de energia mecânica, entre outras questões. Estes aspectos constituem o ponto de partida para prever o desempenho da planta de cogeração.

Apesar das variadas alternativas tecnológicas que se articulam nos esquemas de cogeração das usinas sucro-alcooleiras, este trabalho pretende reduzir a análise a duas alternativas com o objetivo de reproduzir o desempenho da planta objeto de estudo diante das limitações inerentes a ela. Ao mesmo tempo, esta tipificação responde às necessidades de geração de energia elétrica e mecânica e vapor para processo, questões essenciais para o bom funcionamento da planta. Assim, é possível estabelecer dois grandes grupos:

- Grupo A: Determinado pela participação de um bloco energético caldeira-turbina de contrapressão com extração regulada, destinada a garantir o vapor necessário para as turbinas de acionamento mecânico.

Nas alternativas avaliadas no Grupo A, a potência elétrica produzida é determinada pelos parâmetros termodinâmicos de geração de vapor e pela disponibilidade de combustível, comum para os dois Grupos, sendo a demanda de vapor para processo atendida pelo vapor de escape das turbinas de geração de energia elétrica e mecânica.

- Grupo B: Determinado pela participação de um bloco energético caldeira-turbina de extração-condensação com duas extrações, destinadas a garantir o vapor necessário para as turbinas de acionamento mecânico e para o processo fabril.

No caso das alternativas do grupo B, existe mais flexibilidade na produção de potência, não sendo ela determinada pela demanda de vapor para processo.

Tipificar tecnologicamente ambos grupos, a partir da classificação prévia permite promover mudanças de equipamentos que estimulem variadas condições de operação, que levem à planta tratada a operar em condições mais eficientes, sendo necessário acrescentar, que uma avaliação econômica, decorrente dos investimentos destinados a cada Grupo está fora dos objetivos deste capítulo. Desta forma considerando as experiências da safra 2000 da Usina “Cruz Alta”, o

procedimento de simulação aplicado a cada grupo contempla algumas mudanças nas condições operacionais. Elas são:

- Eliminação da Válvula Redutora que alimenta a Estação de Refino. Este consumidor, normalmente comprometido com parâmetros pré-estabelecidos do vapor resulta um consumidor típico, unicamente para Usinas que refinam açúcar.
- Eliminação da Válvula Redutora de Fabricação. A mudança é feita com o objetivo de eliminar a irreversibilidade acontecida na expansão do vapor desde parâmetros de geração até os parâmetros do vapor de escape.
- Substituição do sistema de bombeio de água existente por um sistema de impulsão elétrico.
- Substituição das turbinas para o acionamento mecânico por turbinas de múltiplo estágio, como forma de contribuir ao melhor desempenho termodinâmico da planta. Sendo admitida em todos os casos uma eficiência isentrópica global igual a 0,6.

7.3.1 Simulação de alternativas do Grupo A

A seguir são apresentadas as considerações seguidas para efetuar as simulações correspondentes às alternativas do grupo A. O diagrama apresentado na Figura 7.2 envolve os componentes fundamentais do sistema. Nele, as turbinas de acionamento mecânico e as estações de geração de vapor foram agrupadas numa só com objetivo de facilitar a simulação. Vai ser admitido que o vapor que alimenta a Estação de Refino é parte do vapor para processo, sendo necessário determinar a nova vazão de vapor que alimentaria este consumidor, estimando que o vapor na saída é condensado com os parâmetros do ponto 115 (Figura 4.9).

Assim, a seguinte Equação deve ser satisfeita para os dois grupos de alternativas:

$$m_{vT} = m_{vPP} + m_{vER} + m_{vD} \quad (7.1)$$

Onde:

m_{vPP} : Vazão de vapor destinada à evaporação, processo de secagem, centrífuga e outros.

m_{vER} : Vazão de vapor destinada à refinaria.

m_{vD} : Vazão de vapor destinada ao desaerador.

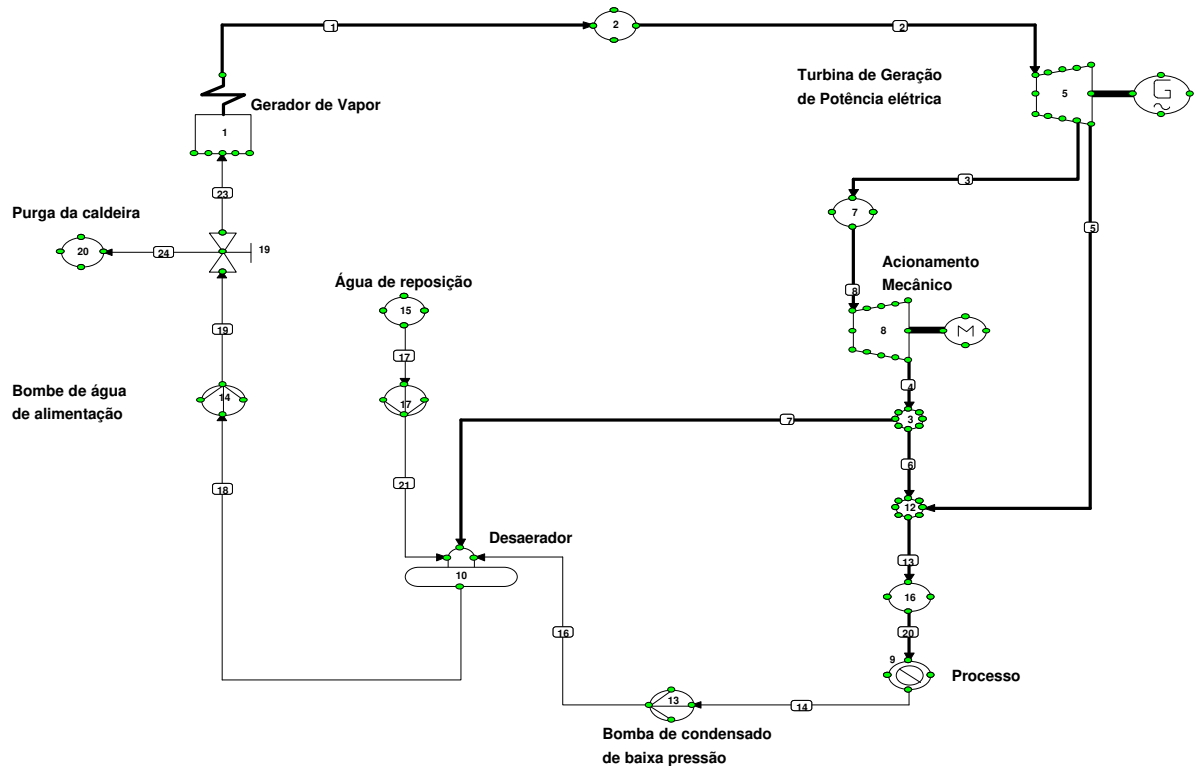


Figura 7.2. Diagrama da planta de cogeração que agrupa as alternativas do Grupo A.

Foram considerados os seguintes dados, comuns a todas as alternativas do Grupo A.

- Gerador de Vapor:

Os dados partem do catálogo da CODISTIL DEDINI (2001), no referente à temperatura da água de alimentação (105 °C), perda de pressão do fluido de trabalho entre a entrada e a saída: 10 bar, eficiência de primeira lei da caldeira: 0,87 e Poder Calorífico Inferior do bagaço: 7542 kJ/kg. Estes dados foram tomados como dado base para os cálculos.

- Turbina de vapor de Geração Elétrica.

Para estabelecer as condições de operação da turbina de geração elétrica foram levadas em conta as recomendações da Alstom (Pio, 2002). De acordo com as recomendações, a turbina vai

ser subdividida em dois grupos de estágios; de alta pressão (compreendidos entre a pressão de vapor na entrada e a pressão da primeira extração), e de baixa pressão (compreendidos entre a primeira extração e a saída). Estes valores foram admitidos como 0,8 e 0,85 respectivamente (Pio, 2002). A eficiência eletro-mecânica foi tomada igual a 0,97.

Entretanto, outras considerações como a pressão de vapor na extração (2,1 MPa) e pressão na saída (0,15 MPa), correspondem às exigências operacionais das usinas sucro-alcooleiras, respondendo ao mesmo tempo às pressões típicas de alimentação das turbinas de acionamento mecânico e do processo fabril.

Finalmente foi estabelecida uma perda de pressão na linha de alimentação caldeira – turbina do 2 %, da pressão do vapor gerado (Bizzo, 2002).

- Turbinas de acionamento mecânico.

O sistema de acionamento mecânico foi representado por uma turbina, considerando a similitude de parâmetros operacionais na entrada e saída destes sistemas. A eficiência mecânica adotada (0,8), resulta um valor representativo para todos os casos. A potência mecânica tomada como dado (3.7 MW), corresponde-se com o valor aproximado por excesso da potência necessária no sistema de preparo e moenda da cana da Usina “Cruz Alta”.

Foi admitida uma perda de carga de 2% na linha de vapor que alimenta a turbina de acionamento mecânico, e uma pressão de vapor na saída de 0,15 MPa.

Outros dados admitidos para aplicar o procedimento partem das medições feitas em campo, considerando a experiência da Usina “Cruz Alta”. Tais são os exemplos da tubulação próxima da estação de evaporação, para avaliar a pressão de vapor para processo (0,228 MPa absoluta); a temperatura do condensado na saída do desaerador (105 °C), a temperatura da água de reposição (30 °C), entre outros. Entretanto, a extração continua das caldeiras foi fixada seguindo as recomendações que aparecem no Manual de Instruções DTD-11, (CODISTIL DEDINI, 2001).

Para simular a planta foi escolhido o software “Engineering Equation Solver”®, previamente empregado neste trabalho, devido às múltiplas facilidades do ponto de vista operativo que oferece para sistemas a vapor. O procedimento seguido é baseado nos balanços de massa e energia em cada equipamento visando determinar o desempenho da planta em função do aumento da temperatura do vapor superaquecido para um nível de pressão, sendo inicialmente avaliados três níveis de pressão, correspondentes às ofertas da CODISTIL DEDINI. O procedimento seguido e os resultados são apresentados no Apêndice F. A tendência da potência produzida em função da temperatura é mostrada na Figura 7.3 para três níveis de pressão diferentes.

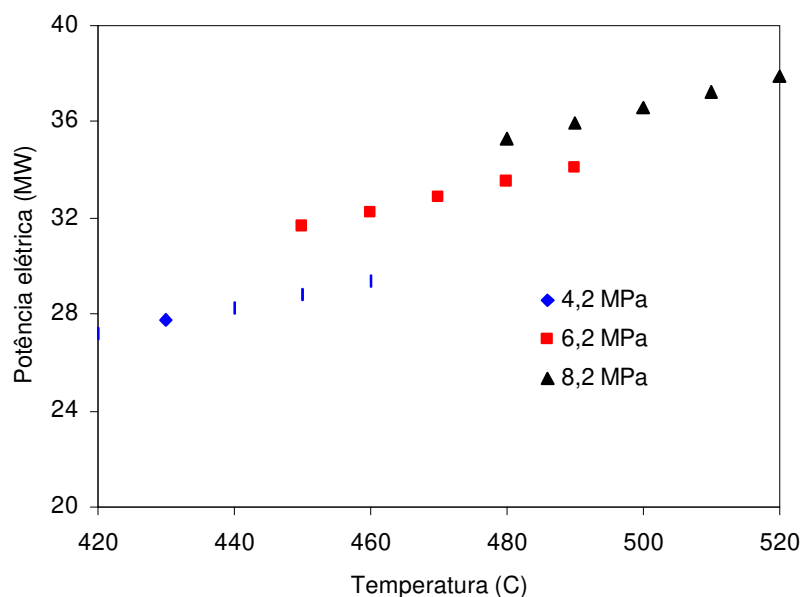


Figura 7.3 Variação da energia elétrica produzida em função da temperatura do vapor.

Observando a Figura 7.3, o leitor pode apreciar o aumento de potência elétrica com o incremento da temperatura para um mesmo valor de pressão, correspondente à simulação aplicada às alternativas do Grupo A. Alguns aspectos decorrentes do procedimento aplicado devem ser citados, por exemplo, o aumento na temperatura do vapor gerado é acompanhado por acréscimos na temperatura na entrada da turbina de acionamento mecânico, assim como o aumento do grau de superaquecimento do vapor na saída da turbina de geração elétrica, com o

conseqüente aumento da temperatura de vapor para processo. Ao mesmo tempo, pode ser observado que existem alternativas que avaliadas para um mesmo valor de temperatura produzem mais potência elétrica quando a pressão do vapor gerado é mais alta.

Deseja-se salientar que a avaliação, para todos os casos foi efetuada para os valores já citados de eficiência isentrópica; 0,8 para o primeiro grupo de estágios, e 0,85 para o segundo grupo de estágios. Os fabricantes de turbinas, em função da capacidade e parâmetros de geração, podem introduzir modificações nestes índices visando atender às demandas operacionais do cliente com o intuito de melhorar a eficiência da turbina.

A Tabela 7.2 resume brevemente os valores obtidos na temperatura de vapor na saída da turbina de geração elétrica, assim como os valores de temperatura de vapor para processo em função dos parâmetros de geração considerando os valores de eficiência isentrópica citados.

Tabela 7.2 Resultados do procedimento de simulação aplicados às alternativas do Grupo A, para diferentes valores da pressão e temperatura de vapor gerado.

P _v : 4,2 MPa	Tv: 420 °C	Tv: 430 °C	Tv: 440 °C	Tv: 450 °C	Tv: 460 °C
Tv (e) Processo (°C)	138,8	145,9	152,8	159,7	166,4
Tv (s) Turbina (°C)	127,2	133,5	140,3	147,1	153,8
P _v : 6,2 MPa	Tv: 450 °C	Tv: 460 °C	Tv: 470 °C	Tv: 480 °C	Tv: 490 °C
Tv (e) Processo (°C)	125,1	131,9	138,6	145,4	152,1
Tv (s) Turbina (°C)	127,2	127,2	127,2	133,1	139,6
P _v : 8,2 MPa	Tv: 480 °C	Tv: 490 °C	Tv: 500 °C	Tv: 510 °C	Tv: 520 °C
Tv (e) Processo (°C)	124,5	126,8	133,4	140	146,5
Tv (s) Turbina (°C)	127,2	127,2	127,2	127,8	134,2

Nota: Tv; termo referido à temperatura do vapor; (e) referido a entrada; (s) referido a saída.

Os resultados apresentados na Tabela 7.2 constituem outro aspecto de interesse devido fundamentalmente à condição do vapor na saída da turbina, sendo que em algumas alternativas é obtido vapor úmido, resultado que acontece quando a temperatura do vapor não é suficientemente alta para o nível de pressão tratado. Sendo necessário, se justifica modificar as

características de projeto da turbina visando obter os parâmetros requeridos para o vapor na saída, e favorecer assim as condições operacionais. Podem ser apreciados vários casos no Apêndice F.

Finalmente, o aumento de temperatura do vapor gerado provoca a diminuição do excedente de bagaço decorrente do aumento do consumo de combustível. Porém, deve se assinalar que a condição de maior potência permite ainda um excedente de aproximadamente 36.000 toneladas de bagaço disponíveis para a queima, o que estimula o aproveitamento deste recurso energético.

Nesse sentido, apesar da disponibilidade de equipamentos de geração de vapor que trabalham com queima de bagaço acima de 500 °C e 8,0 MPa (CBC, 2002) e (CODISTIL DEDINI, 2001), os pedidos, já neste nível são escassos, devido fundamentalmente ao encarecimento da instalação de acordo com dificuldades de ordem prática. Estas limitações podem colocar os interessados nas mãos de fornecedores internacionais, o que normalmente retarda e encarece o investimento. Basta citar como exemplo, que no ano 2001 o limite máximo atingido nas propostas de incremento de parâmetros de geração feitos pela COPERSUCAR atingiu a temperatura de 482 °C, (Linero, 2001).

Contudo, questões de ordem termodinâmica, considerando a disponibilidade de combustível da usina devem ser levadas em conta num projeto otimizado. A condição de máxima produção de potência nos testes efetuados não foi atingida, existindo excedentes de bagaço nos testes prévios. Estes excedentes foram determinados considerando o valor médio obtido de produção de bagaço durante a safra 2000 da Usina “Cruz Alta”, ou seja, o valor limite de 31,673 kg/s.

Se como caso hipotético forem considerados os mesmos dados dos testes prévios, mas agora impostos como ponto de partida para avaliar níveis superiores de pressão e temperatura, a tendência da potência elétrica produzida continua incrementando-se, existindo ainda na máxima condição avaliada um pequeno valor de bagaço excedente. Os resultados apresentados nas Figuras 7.4 e 7.5, mostram a tendência na potência produzida e o excedente de bagaço para vários valores de temperatura, tomando como referência a planta correspondente ao Grupo A descrita graficamente na Figura 7.2, considerando dois valores de pressão de vapor gerado, 10,0 MPa e 12,0 MPa.

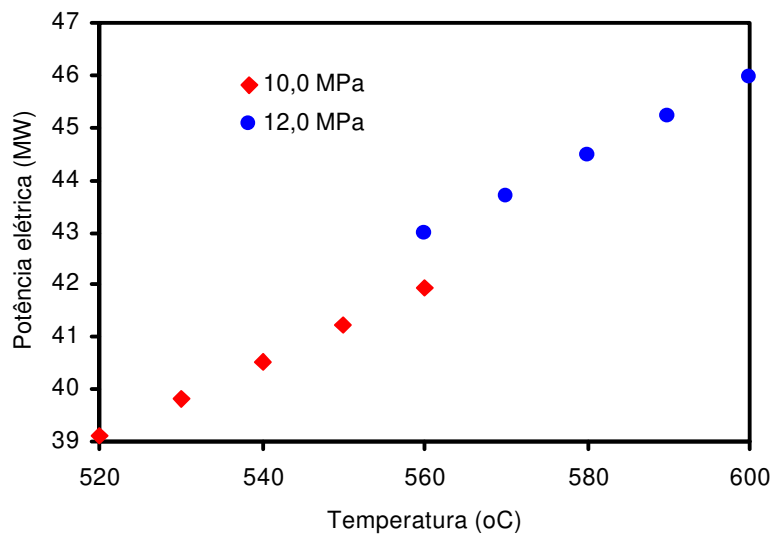


Figura 7.4 Variação da energia elétrica com o aumento da temperatura. Grupo A.

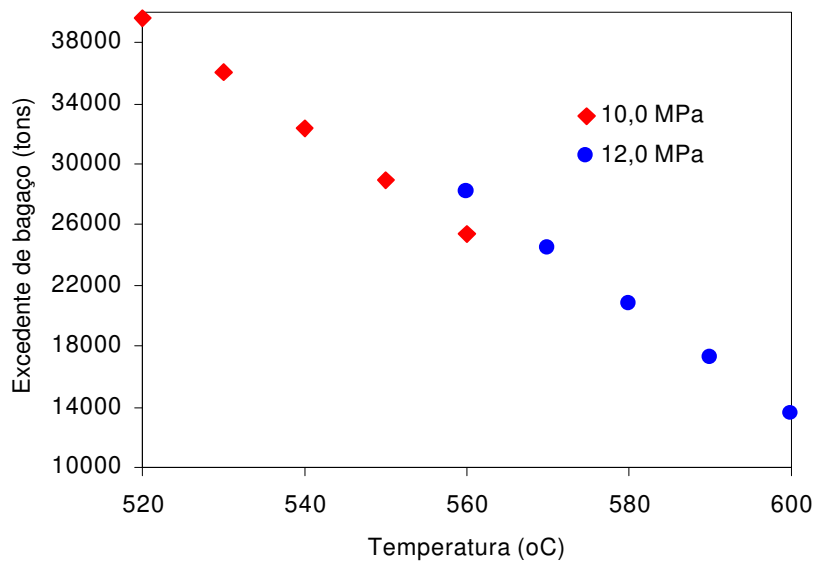


Figura 7.5 Variação do excedente de bagaço com o aumento da temperatura. Grupo A.

Os resultados da simulação para as alternativas do Grupo A indicam a necessidade de avaliar outros índices de desempenho que não somente reflitam o efeito do aumento da energia elétrica, ou o efeito líquido desse incremento, mas que avaliem a eficiência do ciclo termodinâmico e da planta

de cogeração, ao mesmo tempo em que sejam estabelecidos alguns limites nos parâmetros de operação na hora de otimizar o desempenho do ciclo termodinâmico.

De acordo com o consumo de vapor no processo fabril, que limita o consumo de vapor na turbina de geração elétrica dentro do Grupo A, a capacidade de geração das caldeiras pode ser estabelecida, de forma que sejam satisfeitas as necessidades de vapor, tanto para processo quanto para a geração de energia elétrica e mecânica.

7.3.2 Simulação de alternativas do Grupo B

Na Figura 7.6 é apresentado o esquema de cogeração correspondente ao Grupo B.

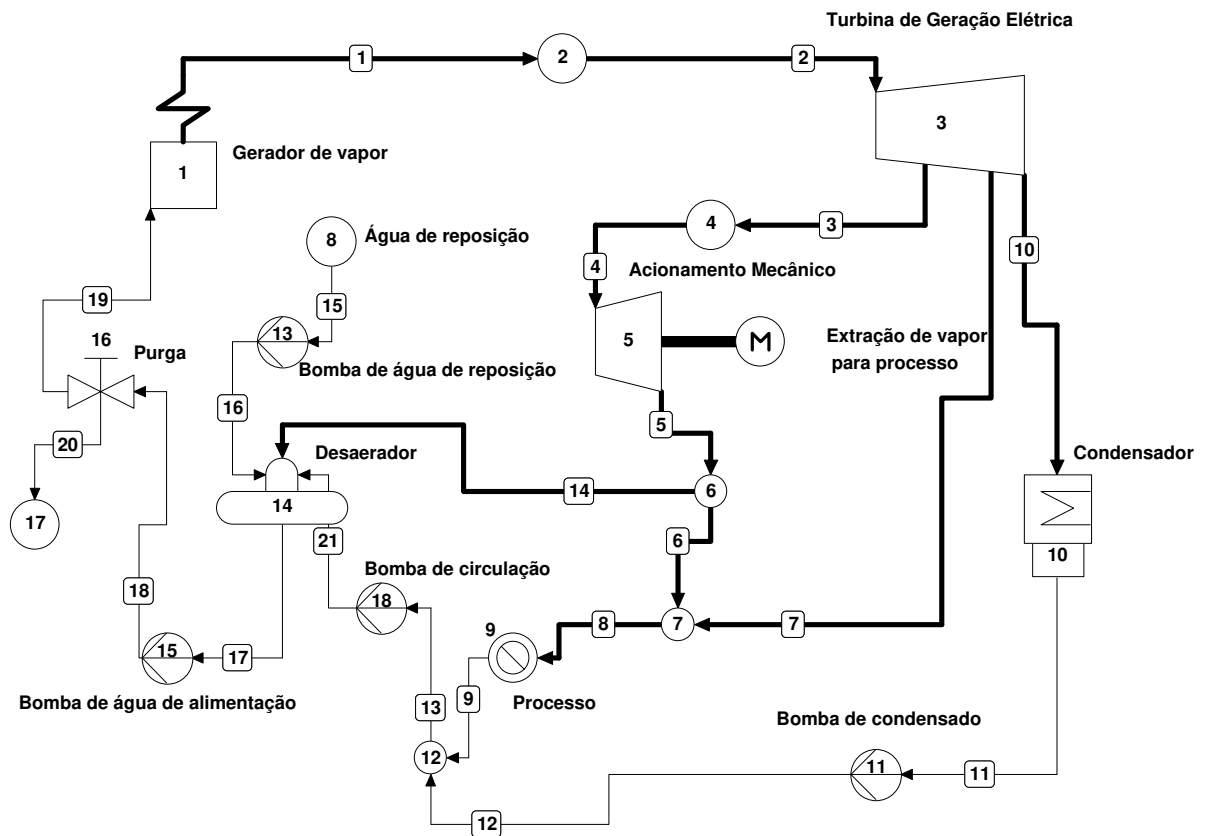


Figura 7.6 Esquema de cogeração que agrupa as alternativas do Grupo B.

Em geral, as mesmas considerações feitas para o Grupo A, são válidas para as alternativas avaliadas do Grupo B. Cabe destacar, porém, que algumas condições adicionais inerentes ao condensador e à linha de retorno de condensado são necessárias. Levando em conta o esquema básico que aparece em Carpio e Lora (2001), a pressão de condensação vai ser admitida igual a 0,012 MPa, e a pressão na saída da bomba de condensado igual a 0,15 MPa. Vai ser considerado que todo o bagaço disponível é queimado durante a safra, o que traz como resultado a lógica mudança na capacidade de geração de vapor nas alternativas avaliadas neste grupo.

A simulação do desempenho da turbina de geração elétrica do Grupo B foi executada segundo as recomendações da Alstom (Pio, 2002), segundo as quais a turbina é subdividida em três grupos de estágios; de alta pressão (desde a entrada até a primeira extração), de média pressão (entre a primeira e a segunda extração), e de baixa pressão (entre a segunda extração e a pressão de condensação). Assim, segundo estas recomendações, cada grupo de estágios vai estar definido por um valor de eficiência isentrópica, sendo admitidos os seguintes valores:

- Eficiência isentrópica do grupo de estágios de alta pressão: 0,85.
- Eficiência isentrópica do grupo de estágios de média pressão: 0,9.
- Eficiência isentrópica do grupo de estágios de baixa pressão: 0,7.

Estes valores poderiam mudar de acordo com a necessidade dos fabricantes de projetar turbinas com valores de eficiência que respondam a elevado nível de desenvolvimento tecnológico ao mesmo tempo em que sejam satisfeitas as condições operacionais exigidas.

O valor relativamente baixo da eficiência isentrópica do último grupo de estágios é devido a que as turbinas de extração-condensação são projetadas para trabalhar na entressafra aproveitando a possibilidade de excedente de bagaço, ou o emprego de algum combustível complementar. Nesse período aumenta a quantidade de vapor que passa pelo último estágio, o que implica que durante a safra este grupo de estágios apresentaria um valor de eficiência isentrópica notavelmente inferior. A Figura 7.7 apresenta o comportamento da energia elétrica produzida em função do aumento da temperatura para as alternativas do Grupo B.

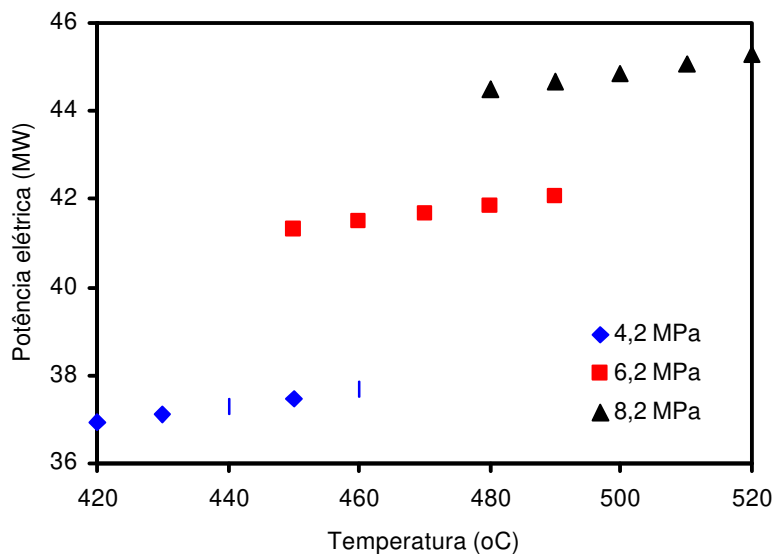


Figura 7.7 Variação da energia elétrica com o aumento da temperatura. Grupo B.

Nos resultados prévios, existem vários aspectos que merecem destaque. O leitor pode observar o notável aumento da potência encontrado na avaliação das alternativas do Grupo B com respeito às correspondentes do Grupo A. A planta de cogeração trabalhando com um sistema de extração-condensação mostra flexibilidade na hora de satisfazer a relação energia térmica/energia elétrica, que como pode ser observado, varia numa ampla faixa.

Observa-se, aliás, que sendo considerada constante a energia disponível no combustível para todas as alternativas do grupo, o aumento na temperatura de vapor superaquecido para um valor de pressão fixo significa uma diminuição da capacidade da caldeira, o que limita notavelmente o aumento da potência elétrica produzida. Esta realidade poderia mudar se for admissível um aumento de eficiência isentrópica nos grupos de estágios, porém deve ser evitada a presença de umidade no vapor na segunda extração da turbina, coisa que, de fato pode acontecer com frequência.

Um dos procedimentos a empregar para a simulação nas alternativas do Grupo B, poderia ter sido fixar a vazão de vapor ao condensador numa pequena quantidade que possibilite a existência de excedentes de bagaço, mas vale a pena salientar que a adoção de tal sistema implica analisar sua viabilidade de operação no período fora da safra, conjuntamente com o emprego de combustíveis

complementares que respondam a possíveis déficits de bagaço na entressaíra, sendo necessário o emprego de uma torre de resfriamento, com o correspondente consumo de potência adicional.

Os resultados da simulação e o procedimento efetuado para os dois grupos são apresentados no Apêndice F. Pode ser observada a necessidade de estabelecer restrições nos parâmetros termodinâmicos, especificamente da temperatura na extração do vapor que vai para processo, visando evitar títulos inferiores a unidade. Esta questão deve ser levada em conta na hora de estabelecer os parâmetros operacionais em cada ponto do esquema.

7.4 Otimização termodinâmica

Decorrente dos resultados da simulação e considerando a disponibilidade de combustível, impõe-se a análise de alternativas destinadas a obter a máxima energia elétrica possível, determinando para essa condição os índices de desempenho representativos baseados na primeira lei da termodinâmica para sistemas de cogeração, assim como a eficiência de segunda lei.

A estratégia de otimização para as alternativas do Grupo A apóia-se na disposição funcional que aparece na Figura 7.2, sendo a ferramenta matemática empregada o algoritmo de otimização baseado no método da seção dourada utilizado no software Engineering Equation Solver ®. Este método permite encontrar o valor ótimo de uma função não linear, como é o caso da potência elétrica produzida em função dos parâmetros termodinâmicos.

Considerando os antecedentes teóricos analisados neste capítulo, será adotado um valor fixo para a temperatura do vapor superaquecido, sendo a pressão o parâmetro com possibilidade de variar dentro das restrições que impõe a planta. Estas restrições, de caráter geral, destinadas a avaliar a função objetivo nas alternativas dos dois grupos são apresentadas a seguir:

- Grau de superaquecimento do vapor na saída da turbina de contrapressão de 5 °C. Nas turbinas de extração-condensação, este critério será aplicado na segunda extração.
- Temperatura do vapor para processo. Admitida na faixa de 135 - 150 °C.
- Pressão do vapor para processo de 0,13 MPa (pressão manométrica).

- Disponibilidade de combustível. Foi admitido o valor médio de 31,673 kg/s.
- Foi fixada a vazão de vapor para processo em 61,73 kg/s.
- Potência mecânica na turbina de acionamento mecânico: 3700 kW.
- Pressão de vapor no escape na turbina de acionamento mecânico: 1,5 bar (manométrica).
- Eficiência isentrópica da turbina de acionamento mecânico: 0,6.
- Serão admitidos os valores das eficiências isentrópicas citados neste capítulo para cada grupo de estágios.

Os dados de partida, junto às equações de balanço de massa e energia tomadas como referência para efetuar a simulação constituem a parte fundamental do algoritmo empregado para avaliar o valor máximo da potência produzida. Os valores de potência máxima, obtidos para as alternativas do Grupo A são apresentados na Tabela 7.3 em função da temperatura do vapor.

Tabela 7.3 Resultados mais importantes na condição de máxima potência para cada valor de temperatura nas alternativas do Grupo A.

T_v (°C)	P_v (MPa)	M_b (kg/s)	W_{ge} (MW)	Q_p (kW)	h_p (kJ/kg)	T_p (°C)
420	5,687	27,15	26,12	143.151	2738	136,5
450	6,889	27,68	29,45	143.268	2740	137,4
480	7,539	28,28	33,29	143.649	2746	140,3
510	8,221	28,93	36,7	144.059	2753	143,5
540	8,943	29,56	40,4	144.405	2758	146,2
570	9,700	30,37	44,45	144.658	2763	148,1
600	10,504	30,83	47,94	145.008	2768	150

Nota: Na tabela anterior: P_v (pressão de vapor gerado); M_b (consumo de combustível); W_{ge} (potência máxima gerada); Q_p (Consumo de calor no processo); h_p (entalpia de vapor para processo); T_p (temperatura de vapor para processo); T_v (Temperatura do vapor gerado).

Os resultados corroboram mais uma vez a eficácia do aumento simultâneo da pressão e temperatura na geração de vapor, observando-se que à medida que a temperatura aumenta, a condição de máxima potência é atingida para pressões mais altas, coincidindo com os resultados apresentados na Figura 7.1, sendo a condição imposta ao vapor na saída da turbina um parâmetro que não permite aumentos ulteriores da energia elétrica produzida. Um procedimento similar,

destinado a maximizar a eficiência exergética apresenta resultados muito próximos aos reportados na Tabela 7.3.

Merece ser assinalado que o procedimento de otimização não levou a valores demasiadamente altos da pressão do ciclo, senão que estes valores ficaram dentro dos limites tecnológicos atingidos pela indústria nacional de caldeiras e turbinas.

O consumo de combustível em cada alternativa do Grupo A não atingiu o valor máximo imposto pela restrição, o que permite, pelo menos teoricamente que sejam atingidos os níveis de geração de potência mostrados.

Paralelamente, para as condições de máxima potência obtidas foram avaliados os índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica e a eficiência de segunda lei, cuja definição aparece no capítulo 3 deste trabalho. Os resultados são apresentados na Tabela 7.4.

Tabela 7.4 Índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica nas alternativas do Grupo A.

$T_v (^{\circ}\text{C})$	$P_v (\text{MPa})$	R_{ph}	η_w	FCP	FUE	ESI	RPEC	$Ef_{2da\ lei}$
420	5,687	0,182	0,649	1,54	0,826	0,891	0,109	0,229
450	6,889	0,206	0,668	1,497	0,827	0,876	0,124	0,236
480	7,539	0,23	0,683	1,46	0,828	0,862	0,138	0,245
510	8,221	0,255	0,698	1,433	0,828	0,848	0,152	0,252
540	8,943	0,279	0,709	1,41	0,829	0,835	0,165	0,26
570	9,70	0,305	0,72	1,39	0,829	0,823	0,177	0,267
600	10,504	0,331	0,728	1,373	0,83	0,811	0,188	0,274

Entre os resultados, destaca-se o incremento da relação potência/calor, decorrente do aumento mais significativo da energia elétrica em relação ao calor para processo. Também se destaca a tendência ao aumento da eficiência de geração de potência, onde o efeito do aumento do consumo de combustível é menor que o aumento da potência produzida, resultado que incide diretamente na leve tendência à diminuição do coeficiente FCP com o aumento concomitante do

índice RPEC. Os resultados indicam também que o fator de utilização de energia experimenta um leve aumento, o que, analisando a Equação (3.8) leva a observar que o sempre desejado aumento da relação potência/calor não resulta significativo. O aumento no consumo de combustível devido ao incremento nos parâmetros de geração é compensado com aumentos na geração de energia. Estes índices resultam num melhor desempenho da planta, quando comparados com aqueles apresentados na Tabela 5.4 (Capítulo 5), correspondente à planta de cogeração gerando vapor a 2,1 MPa e 310 °C.

Finalmente, o aumento do índice de poupança de energia nos sistemas de cogeração (RPEC), acompanha mais uma vez os aumentos experimentados na eficiência de segunda lei. Pode ser observado que, apesar do aumento do consumo de bagaço decorrente de maiores níveis nos parâmetros de geração de vapor, existe um melhor aproveitamento da exergia disponível no bagaço.

As alternativas de otimização destinadas a maximizar a energia elétrica para o Grupo B encontram-se submetidas às mesmas restrições gerais antes detalhadas. O diagrama apresentado na Figura 7.6 é empregado como ponto de partida no procedimento, onde é admitida uma pressão de condensação de 0,012 MPa, similar ao valor empregado em Carpio e Lora (2001). Na Tabela 7.5 são mostrados os resultados do procedimento praticado nas alternativas do Grupo B.

Tabela 7.5 Resultados mais importantes na condição de máxima potência para cada valor de temperatura nas alternativas do Grupo B.

T_v (°C)	P_v (MPa)	M_b (kg/s)	W_{ge} (MW)	Q_p (kW)	h_p (kJ/kg)	T_p (°C)
420	3,614	31,673	34,688	144.276	2756	145,2
450	4,358	31,673	37,5	144.373	2758	145,9
480	5,223	31,673	40,21	144.470	2759	146,7
510	6,22	31,673	42,53	144.565	2761	147,4
540	7,367	31,673	44,77	144.661	2763	148,2
570	8,68	31,673	46,95	144.756	2764	148,9
600	10,18	31,673	49,06	144.851	2766	149,6

Os resultados da Tabela 7.5 mostram diferenças no que respeita à pressão atingida para a condição de máximo na potência produzida nas alternativas do Grupo B, quando comparados com as alternativas avaliadas do Grupo A. Pode-se observar que a restrição imposta ao problema de otimização em relação à temperatura do vapor, no caso do Grupo B, na segunda extração constitui uma limitante que os fabricantes de turbinas precisam encarar na hora de honrar os requerimentos dos clientes, e que provoca modificações construtivas no que diz respeito à eficiência isentrópica de cada estágio, ou grupos de estágios (Pio, 2002).

Um procedimento similar encaminhado a maximizar a eficiência exergética não resultou em mudanças apreciáveis com respeito aos resultados apresentados, sendo novamente observado que o máximo valor de potência produzida com o aumento na temperatura do vapor gerado é deslocado na direção do aumento na pressão.

Observa-se em geral, que o aumento na potência elétrica em cada alternativa do Grupo B é mais significativo quando comparado com a alternativa correspondente do Grupo A. O aumento da capacidade de geração do sistema decorrente da maior disponibilidade de combustível, junto à presença do condensador permite aumentar a geração de energia elétrica na turbina. Este aspecto resulta significativo quando são avaliados os índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica, destacando o aumento dos valores da relação potência/calor devido ao efeito mais notável de aumento de potência produzida. A Tabela 7.6 oferece os resultados dos índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica avaliados para as alternativas do Grupo B.

Tabela 7.6 Índices de desempenho da primeira lei da termodinâmica (Grupo B).

T_v (°C)	P_v (MPa)	R_{PH}	η_w	FCP	FUE	ESI	RPEC	$Ef_{2da\ lei}$
420	3,614	0,24	0,475	2,106	0,749	0,946	0,054	0,224
450	4,358	0,26	0,514	1,945	0,761	0,92	0,08	0,233
480	5,223	0,278	0,552	1,811	0,773	0,896	0,104	0,241
510	6,22	0,294	0,585	1,71	0,783	0,877	0,123	0,249
540	7,367	0,309	0,617	1,621	0,793	0,858	0,141	0,257
570	8,68	0,324	0,648	1,544	0,802	0,842	0,158	0,264
600	10,18	0,339	0,678	1,475	0,819	0,826	0,174	0,27

Os resultados apresentados na Tabela 7.6 mostram valores do fator de utilização da energia (FUE), inferiores em relação às alternativas do Grupo A para um valor de temperatura. Este resultado é consequência do maior consumo de combustível de cada alternativa do Grupo B, independentemente dos acréscimos de potência obtidos que explicam a tendência ao aumento desse fator. Algo similar pode ser dito ao considerar a eficiência de geração de potência, que mesmo com tendência ao aumento, apresenta valores inferiores aos correspondentes nas alternativas do Grupo A, que significam que para cada temperatura, o aumento do consumo de combustível resulta mais significativo que o aumento da potência produzida. Estes resultados indicam a necessidade de uma avaliação técnico-econômica visando determinar se a viabilidade da produção de excedente de energia elétrica, com o formato tecnológico do Grupo B, justifica-se pela venda a preços favoráveis.

A relação potência/calor atinge valores mais altos nas alternativas do Grupo B, decorrente do aumento da potência produzida, entretanto, observam-se valores superiores do índice de poupança de energia no Grupo A, resultado que se reflete nos valores da eficiência de segunda lei.

Resumindo os detalhes mais importantes dos resultados obtidos, pode ser assinalado o acréscimo de energia elétrica produzida nas alternativas do Grupo B, junto com a possibilidade de trabalho do bloco energético caldeira-turbina para várias capacidades de condensação, sempre que isto responda à disponibilidade de combustível, sendo necessário estabelecer correlações matemáticas entre o custo de investimento e os parâmetros de geração para a caldeira e a turbina, visando relacionar investimento e potência produzida. Esta última questão facilita a análise de viabilidade dos investimentos em função dos parâmetros de geração.

Capítulo 8

Proposta para planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”

Este capítulo tem como objetivo a avaliação termodinâmica e de custo exergético de duas Propostas de modificação do esquema de cogeração, que incluem mudanças nos parâmetros de geração de vapor para a Usina “Cruz Alta”, ao mesmo tempo em que são feitas considerações aplicáveis a todos os sistemas a vapor no setor sucro-alcooleiro.

8.1 O Novo investimento na planta de cogeração na safra 2002

Conforme foi citado anteriormente (Capítulo 4), a intenção da usina de fazer investimentos visando o aumento da capacidade de geração de energia elétrica, foi feito no começo do ano 2002 um investimento no valor de R\$ 14 milhões. Este investimento abrange a substituição parcial do ciclo a vapor onde se destacam os seguintes elementos:

- Estação de Geração de Vapor com capacidade máxima de 130 tons de vapor/h à pressão de 6,2 MPa, temperatura de 480 °C e eficiência de primeira lei de 0,85.
- Turbina de contrapressão com potência nominal de 22 MW. Trata-se de uma turbina sem extrações, projetada para uma perda de carga na tubulação caldeira-turbina de 1% da pressão de vapor gerada e cuja pressão na saída é 0,268 MPa.
- Trocador de calor do tipo de película descendente. Projetado para gerar vapor para processo a partir do condensado do primeiro e segundo efeito (ver Figura 8.1). Trata-se de

um trocador de calor colocado na saída da turbina de geração elétrica utilizado como vínculo entre a planta de cogeração e a fábrica de açúcar.

O citado investimento será efetivado durante o transcurso da safra 2003, sendo que a listagem completa de equipamentos envolvidos inclui; a parte elétrica, onde se destacam as linhas de transmissão, a subestação, o transformador elétrico, os painéis do gerador e casa de força; a parte civil que considera a base de caldeira, base do turbo gerador; as linhas de vapor e condensado que por sua vez incluem a linha entre caldeira e turbina, turbina e transformador de vapor e linha de condensado de retorno à caldeira, com os correspondentes sistemas de bombeio; planta de tratamento de água e instrumentação e controle, entre outros aspectos.

Este investimento exige o estudo de propostas encaminhadas a um bom aproveitamento das fontes energéticas disponíveis visando a ampliação do parque de geração elétrico, tanto na safra, quanto durante o período de entressafra.

8.2 Análise de propostas.

A Figura 8.1 apresenta um diagrama simplificado, onde pode ser observada a inclusão do trocador de calor como elemento que une a planta de cogeração e processo fabril de açúcar.

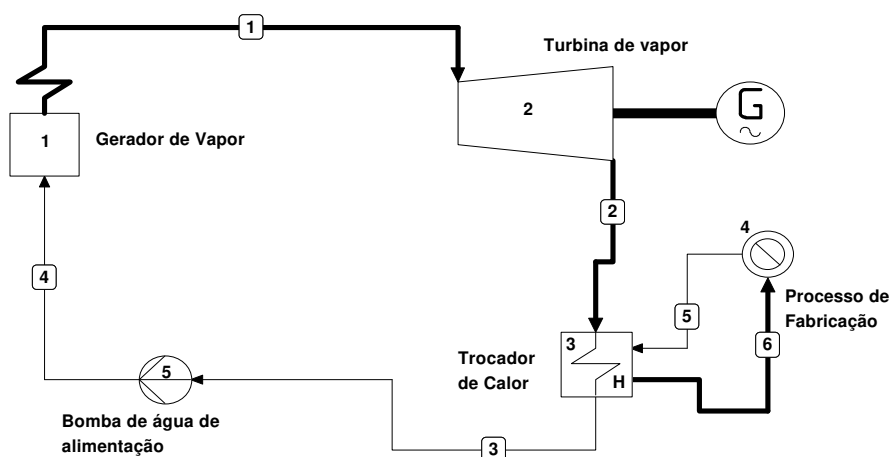


Figura 8.1. Diagrama dos principais equipamentos componentes do investimento para a safra 2002.

Na Figura 8.1, ressalta o emprego do trocador de calor, como elemento destinado a evitar grandes investimentos na condensação e reposição de grandes volumes de água quimicamente tratada. Os benefícios da inclusão deste equipamento já foram citados previamente na literatura técnica em Magasiner (1994), que insiste em que a pressão de vapor na entrada deve ser aumentada até pelo menos 0,26 MPa (pressão absoluta), e posteriormente em Waganoff (2000), que inclui este equipamento como parte da sua proposta de modificação de sistemas de cogeração.

Estimativas feitas pela Usina “Cruz Alta” podem ser tomadas como padrão para a análise de propostas. Assim, serão consideradas safras cuja duração efetiva atinja 210 dias com uma capacidade de moagem de 11000 toneladas de cana/dia e um teor de bagaço em cana de 0,26 (Stucchi, 2002). Isto determina a produção de 600.600 toneladas de bagaço, que determinam uma disponibilidade com valor médio de 33,1 kg/s.

Levando em consideração o investimento efetuado, assim como as estimativas anteriores pode ser discutido um conjunto de estratégias que cumpram os requerimentos de consumo específico de vapor no processo, ao tempo que seja observada a integração da planta de cogeração a sistemas a vapor mais avançados priorizando o aproveitamento dos recursos energéticos disponíveis. Estas estratégias e uma breve discussão sobre elas aparecem a seguir:

1. Eletrificação total dos sistemas de impulso mecânico.

A substituição total dos sistemas de acionamento mecânico para o processamento da cana por sistemas de acionamento elétrico já tem sido objeto de estudo (Neto e Macedo, 1982), levando em consideração os possíveis excedentes de energia elétrica a ser produzida pelo aumento da disponibilidade de vapor nas turbinas de geração elétrica. Esta possibilidade é indicada hoje, não só pela disponibilidade e características dos sistemas elétricos de distribuição existentes, que tem grande confiabilidade operacional, mas também pelas maiores eficiências envolvidas (Regis *et al.* 2002), devidas fundamentalmente à eliminação das perdas oriundas dos sistemas de transmissão de velocidade existentes e a baixa eficiência das turbinas a vapor de pequeno porte. Isto, unido à substituição total do sistema de geração de vapor atual, elimina o

consumo de vapor em turbo-exaustores, sistemas de bombeio, entre outros, o que permite aumentar a capacidade de geração elétrica da planta.

2. Características do consumo de vapor na estação de refino.

A planta de refino da usina “Cruz Alta”, destinada à fabricação de açúcar amorfo trabalha durante todo o ano, consumindo vapor proveniente de uma válvula redutora à pressão de 1,3 MPa (manométrica). Este consumidor, típico das usinas que possuem estação de refino, entre elas a “Cruz Alta”, é associado a parâmetros termodinâmicos específicos relacionados com uma determinada área de troca térmica. Nas propostas avaliadas, a estação de refino vai ser incluída como um consumidor dentro da planta, operando nos mesmos parâmetros termodinâmicos requeridos pela instalação atual.

3. Máquina térmica a empregar.

No capítulo 7 foi simulado o emprego de sistemas de extração-condensação submetidos à mudança de parâmetros de geração de vapor, dando como resultado acréscimos na potência produzida acompanhada de maiores índices de consumo de combustível, quando comparados com os sistemas de contrapressão. A implantação de tais sistemas normalmente acompanha maiores investimentos inerentes ao condensador, planta de tratamento de água, torres de resfriamento, entre outros aspectos, considerando que tal sistema deve estar previsto para trabalhar praticamente todo o ano, o que exige a avaliação do emprego de um combustível complementar decorrente de um possível déficit de bagaço na entressafra.

Outros aspectos a serem considerados dentro deste item são os decorrentes das diferenças de regimes de funcionamento no período de safra e entre safra, e relacionam-se com as diferentes condições de trabalho devidas à variação da vazão de vapor nos últimos estágios da turbina, unidas às diferentes capacidades de condensação e sistema de impulsão no sistema de retorno de condensado. Estes aspectos devem ser cuidadosamente estudados antes de fazer um investimento numa unidade de grande porte, sendo que, possíveis ganhos econômicos traduzidos em acréscimos na energia elétrica produzida, devem ser avaliados através de uma análise de custo-

benefício, onde as disponibilidades de água e combustível são também fatores importantes. Por outro lado, o emprego de trocadores de calor que trabalham com o vapor de saída das turbinas, ou de uma extração, elimina a necessidade do emprego de grandes volumes de água quimicamente tratada, que na forma de água de reposição deve ser fornecida ao ciclo.

4. Emprego de combustível complementar.

O emprego de combustível complementar já tem sido objeto de estudo em trabalhos precedentes dentro da indústria sucro-alcooleira. A causa de emprego de um combustível complementar está associada à operação do sistema de cogeração no período fora da safra. Nesse sentido em Carpio e Lora (2001), é executada uma avaliação técnico-econômica de uma planta de cogeração a vapor trabalhando com combustíveis complementares como a palha de cana, o eucalipto e o gás natural. Segundo os resultados dos autores, a palha de cana é o combustível auxiliar que apresenta melhores perspectivas, devido a seu baixo custo. Porém, os autores insistem em que a colheita e armazenamento deste resíduo agrícola se encontram ainda em fase de experimentação.

Contudo, trabalhos de pesquisa encaminhados a testar a combustão de palha de cana em caldeiras convencionais a bagaço podem ser citados, sendo um exemplo a queima de palha de cana enfardada no campo e triturada, em caldeira projetada para a queima de bagaço “in-natura”, (Regis *et al.* 2002). Atualmente, existem várias usinas que estão empregando uma mistura de bagaço e palha de cana, visando o aumento de combustível excedente e com ele o período de operação após o término da safra. A proporção praticada resulta da mistura da totalidade do bagaço produzido mais uma porcentagem de 15 – 20 % de palha de cana (Regis *et al.* 2002). Estes pesquisadores afirmam que os fatores limitantes para uma caldeira operar somente com palha de cana são os dosadores, e dependendo da granulometria da palha, as bicas de alimentação. Outro fator que deve ser considerado é a maior quantidade de sílica vinda na palha, que pode aumentar a abrasão nas tubulações da caldeira e, através de um mecanismo de sublimação e posterior deposição, baixar muito o coeficiente de troca térmica do lado externo dos tubos. Isto significa que deve ser estudada a opção de queima de mistura de palha de cana com bagaço, ou a compra de excedentes de bagaço, diante da possibilidade de déficits de combustível,

sempre que a intenção seja procurar acréscimos na potência elétrica produzida, com funcionamento da planta fora do período de safra.

5. Redução do consumo de vapor para processo.

A aplicação desta estratégia é oportuna dentro dos objetivos deste trabalho, toda vez que se pretende a integração eficiente de uma usina de açúcar (ou sucro-alcooleira), nos sistemas de geração modernos, o que exige que se reduza o nível de consumo de energia nos processos, tornando-os compatíveis com a tecnologia aplicada. A estimativa feita consiste em propor a redução do consumo de vapor até 400 kg de vapor/tonelada de cana processada para as propostas avaliadas, atendendo aos seguintes aspectos enunciados a seguir:

- a) Possibilidade de passar as sangrias, do sistema de evaporação para o aquecimento, e dos últimos estágios da evaporação para o sistema de tratamento.
- b) Igualmente pode-se eliminar o consumo de vapor de escape no tratamento de xarope, podendo ser empregado vapor vegetal do terceiro efeito da evaporação.
- c) É possível o emprego da termo-compressão nos últimos estágios da evaporação, a pesar de exigir o emprego de uma pequena quantidade de vapor de alta pressão.
- d) A literatura contempla a possibilidade da eliminação do condensador barométrico (Diez *et al.* 1998), sendo disponibilizado assim o vapor vegetal para outros usos.

Todos estes aspectos, especificamente os três primeiros tem sido objeto de pesquisa para a sua possível aplicação prática na safra 2002 (Stucchi, 2002), o que permite predizer a redução do consumo estimado, ainda até valores mais ambiciosos como 340 kg de vapor/tonelada de cana moída, avaliados na COPERSUCAR (Regis *et al.* 2002).

6. Parâmetros de geração de vapor.

A elevação dos parâmetros do vapor gerado como uma das fontes principais de economia de combustível numa planta de geração de potência foi amplamente tratada no capítulo anterior. Sendo efetivo o investimento no bloco energético cuja pressão de geração de vapor é 6,2 MPa, e

considerando o caráter confiável que deve conservar o projeto e montagem de uma nova unidade na planta, junto com a necessidade de manter um prolongado nível de exploração, facilitando e economizando a manutenção oportuna e minuciosa (Rizhkin, 1979), se propõe que o novo bloco energético avaliado nas Propostas mantenha a mesma pressão e temperatura de vapor gerado.

Se o objetivo deste trabalho fosse fazer uma proposta final de investimento, seria necessário avaliar a viabilidade do investimento do ponto de vista econômico, para o qual seria necessário estabelecer um preço de venda da energia elétrica dentro e fora do período de safra associado a um determinado índice de desempenho na planta a ser maximizado. Este aspecto está fora do escopo deste trabalho, podendo ser objeto de pesquisas futuras.

Múltiplas podem ser as alternativas a serem avaliadas. Porém, considerando a necessidade de melhorar o aproveitamento dos recursos energéticos disponíveis e a necessidade de modernização dos sistemas a vapor dentro do contexto sucro-alcooleiro brasileiro, serão avaliadas duas propostas, diferenciadas fundamentalmente pelo emprego de combustível complementar decorrente do emprego de uma turbina de extração-condensação. Entre as características comuns, inerentes às duas Propostas vale a pena citar antecipadamente a substituição total do sistema de acionamento mecânico por um sistema de acionamento elétrico na extração de caldo e na totalidade das bombas de água de alimentação, assim como a inclusão da estação de refino como um consumidor de vapor adicional. O Apêndice G apresenta o procedimento e os dados de partida, correspondentes às duas Propostas analisadas.

8.2.1 Avaliação da Proposta I

A Proposta I é integrada por dois blocos energéticos formados por turbinas de contrapressão unidas a caldeiras de vapor, trocador de calor destinado à geração de vapor para o processo fabril e sistema de bombeio. Esta proposta contempla a operação da planta unicamente durante os 7 meses de safra, sendo o bagaço o combustível utilizado. No período da entressafra, o fornecimento de vapor para a estação de refino vai ser atendido pela caldeira previamente concebida para cumprir esse objetivo. A disposição tecnológica da Proposta I pode ser observada na Figura 8.2.

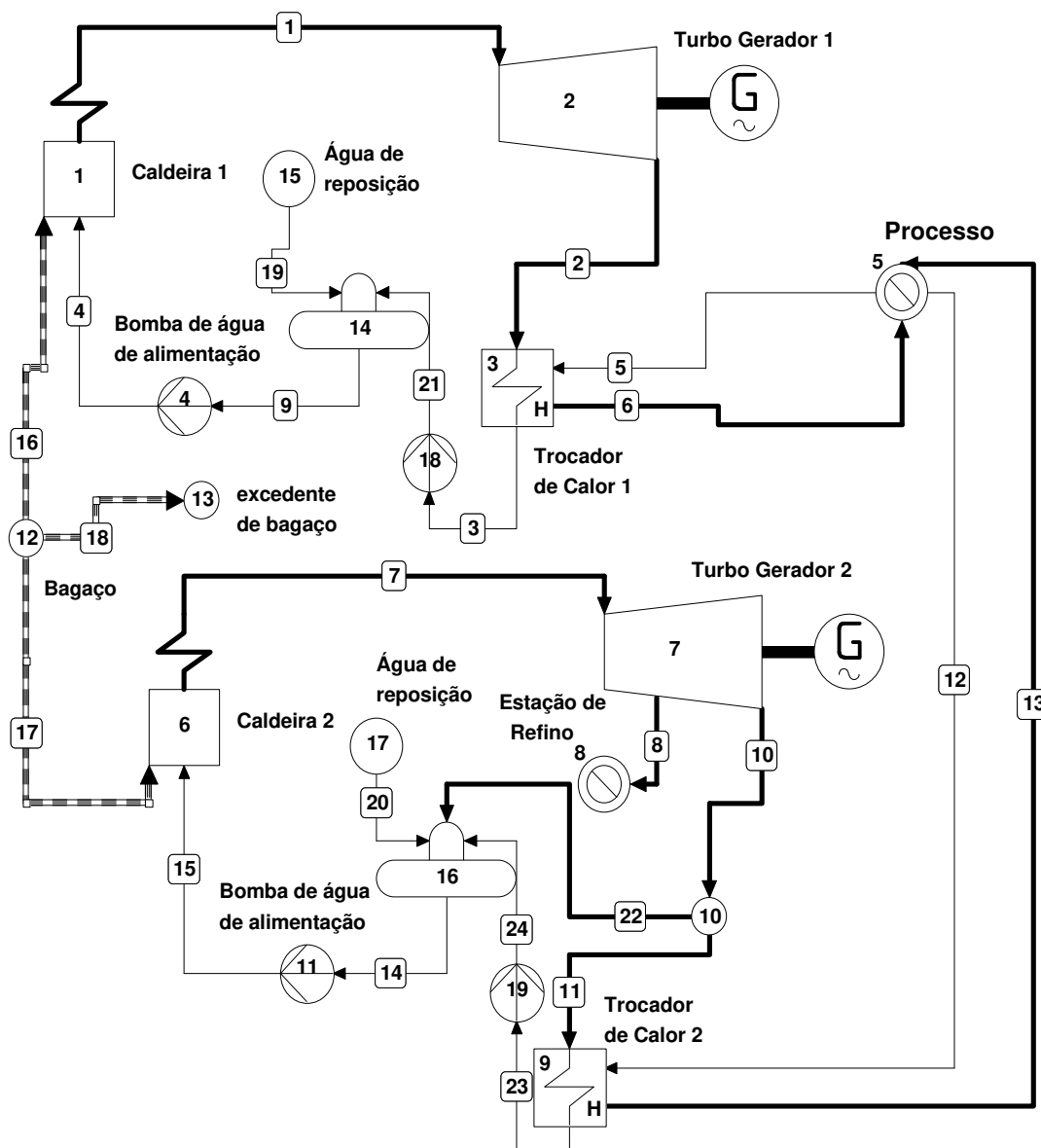


Figura 8.2 Diagrama da planta de cogeração. Proposta I.

A caldeira do bloco energético 2 mostrado na Figura 8.2, apresenta parâmetros nominais de geração de vapor baseados em dados conhecidos (CODISTIL DEDINI, 2001). No seguinte quadro aparecem os mais importantes:

Pressão (v) (MPa)	Temperatura (v) (°C)	η	Temperatura (aa) (°C)
6,2	480	0,87	105

Nota: O termo (aa) refere-se à água de alimentação; o termo (v) refere-se a vapor.

Em correspondência com dados de catálogo da Alstom Power, foi fixada para as duas turbinas uma perda de carga de 1% da pressão de vapor gerada, uma pressão na saída é 0,17 MPa (manométrica) e uma temperatura de vapor na saída de 132 °C. Estes são aproximadamente os parâmetros na entrada do trocador de calor de película descendente, que segundo dados reportados pela Usina “Cruz Alta” tem uma pressão de condensado na saída de 0,15 MPa.

A caldeira do bloco energético 2, (Figura 8.2), define a sua capacidade de geração de acordo com as necessidades de vapor para processo e o consumo de vapor da estação de refino. Sendo consideradas estas necessidades durante os 7 meses de safra, a capacidade da caldeira atinge 75 tons de vapor/h.

Para avaliar a potência produzida na turbina do bloco 2 (Figura 8.2), foi admitida novamente a subdivisão da Turbina em dois grupos de estágios, um da alta pressão (desde a pressão inicial até a pressão na extração que alimenta a estação de refino), e outro de baixa pressão (desde a pressão na extração até a pressão de vapor na saída) (Pio, 2002). Sendo definida a capacidade de geração de vapor, os valores das eficiências isentrópicas de ambos grupos de estágios foram pré-selecionadas visando maximizar a potência produzida.

Tabela 8.1 Resultados da simulação da Proposta I avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de vapor de 480 °C.

Denominação	Resultados
Disponibilidade de combustível (bagaço) (toneladas)	600.600
Bagaço consumido na caldeira (Bloco1) (kg/s)	15,99
Bagaço consumido na caldeira (Bloco 2) (kg/s)	9,275
Temperatura de vapor na entrada do Processo (°C)	123,1
Potência elétrica produzida (Bloco 1) (MW)	22
Potência elétrica produzida (Bloco 2) (MW)	11,847
Fluxo de calor a processo (kJ/s)	127.578
Vazão de vapor para processo ¹ (kg/s)	50,93
Vazão de vapor consumido no refino (kg/s)	4,167
Bagaço consumido na safra (toneladas)	458.401
Condição do vapor na saída da turbina (Bloco 1)	P: 0,17 MPa, T: 132°C
Condição do vapor na saída da turbina (Bloco 2)	P: 0,17 MPa, T: 132°C
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	8,947
Consumo de potência nos sistemas de bombeio (kW)	918,1
Bagaço excedente (toneladas)	142.199

Nota sobre a tabela 8.1: Vazão de vapor para processo¹ não inclui o vapor consumido na estação de refino de açúcar. O bagaço consumido na safra é referido a sete meses, levando em consideração 210 dias efetivos de moenda.

Talvez o resultado mais destacável da avaliação anterior seja o excedente de bagaço obtido. Os resultados indicam uma potência total produzida de 33,847 MW, dos quais, 28 MW, estariam disponíveis para a venda durante os 7 meses da safra.

A pressão que tipifica o nível de geração de vapor (6,2 MPa), é hoje a de maior utilização nos sistemas a vapor recentemente modificados dentro do sector sucro-alcooleiro brasileiro, porém, do ponto de vista termodinâmico, observa-se que ainda existe uma apreciável margem de aproveitamento do potencial energético do bagaço, dependendo da situação de oferta-demanda do mercado energético brasileiro podendo ser conveniente aumentar ainda mais os parâmetros de geração de vapor visando a obtenção de maiores valores da potência elétrica produzida durante a safra.

8.2.2 Avaliação da Proposta II.

A Proposta II contempla a operação de dois blocos energéticos que apresentam como novidade em relação à Proposta I, o emprego de uma mistura bagaço-palha de cana para os dois blocos energéticos. Os parâmetros e índices de desempenho do bloco energético 1 vão ser considerados idênticos aos empregados no mesmo bloco da Proposta I, a exceção das decorrentes de duas questões relacionadas intrinsecamente:

- Tipo de combustível.
- Poder calorífico.

O tipo de combustível a ser empregado na Proposta II consiste numa mistura bagaço-palha de cana, onde a quantidade de bagaço disponível mistura-se com palha numa proporção que pode oscilar entre o 15-20% do bagaço (base seca), (Regis *et al.*, 2002). Este procedimento é possível graças a trabalhos de pesquisa encaminhados a determinar as quantidades de palha suficientes para controlar plantas daninhas no campo, o que por sua vez possibilita a liberação do excedente para ser utilizado na cogeração de energia elétrica. Neste último tópico, destacam-se os ensaios de campo destinados a estimar a produção média de resíduos para diferentes variedades de cana em diferentes estágios de corte, (Regis *et al.*, 2002), sendo razoável a partir dos resultados o índice de 140 Kg de matéria seca por tonelada de cana, valor considerado representativo para a média das áreas de cana das diferentes regiões produtoras. Estes estudos, conjuntamente com os testes efetuados em campo destinados à recuperação da palha, completam um ciclo de pesquisas destinados ao aproveitamento dos resíduos da cana de açúcar na cogeração. Assim, o novo combustível disponível pode ser definido como uma mistura de bagaço com palha de cana, onde a palha representa uma proporção de 20% em relação ao bagaço seco, considerando também que a palha a ser misturada apresenta uma umidade de 15% (base úmida). A equação (8.1) exemplifica este resultado:

$$m_D = m_b(50\%) + m_p(15\%) \quad (8.1)$$

Onde:

m_p : Combustível disponível para o ano (toneladas).

$m_{b(50\%)}$: Bagaço disponível para o ano (toneladas), com 50% de umidade (bu).

$m_{p(50\%)}$: Palha de cana com umidade 15% empregada na mistura (toneladas).

O poder calorífico do novo combustível na Proposta II pode ser determinado segundo:

$$PCI_D = \frac{PCI_b(m_b) + PCI_p(m_p)}{(m_b + m_p)} \quad (8.2)$$

Onde:

PCI_D : Poder calorífico do combustível (kJ/kg).

PCI_b : Poder calorífico do bagaço com 50% de umidade (base úmida): 7546 (kJ/kg).

PCI_p : Poder calorífico da palha de cana com 15% de umidade (base úmida): 12979 (kJ/kg).

m_b : Vazão média de bagaço (kg/s).

m_p : Vazão média de palha de cana (kg/s).

Os valores médios das vazões de palha e bagaço foram determinados considerando 210 dias efetivos de safra.

Foi admitido que o novo combustível consumido na Proposta II não muda os dados operacionais do bloco I, em relação a índices e parâmetros de desempenho relacionados com a caldeira, turbina, trocador de calor e o resto do equipamento auxiliar.

A presença do condensador na Proposta II permite o aumento da capacidade de geração do bloco 2 com respeito ao mesmo bloco na Proposta I. A capacidade da caldeira do bloco 2 (Proposta II), foi fixada em 120 toneladas de vapor/hora de acordo com critérios da Alstom Power (Pio, 2002), referidos à capacidade de condensação que deve ser mantida durante a safra.

A Figura 8.3 apresenta a disposição funcional da planta de cogeração da Proposta II.

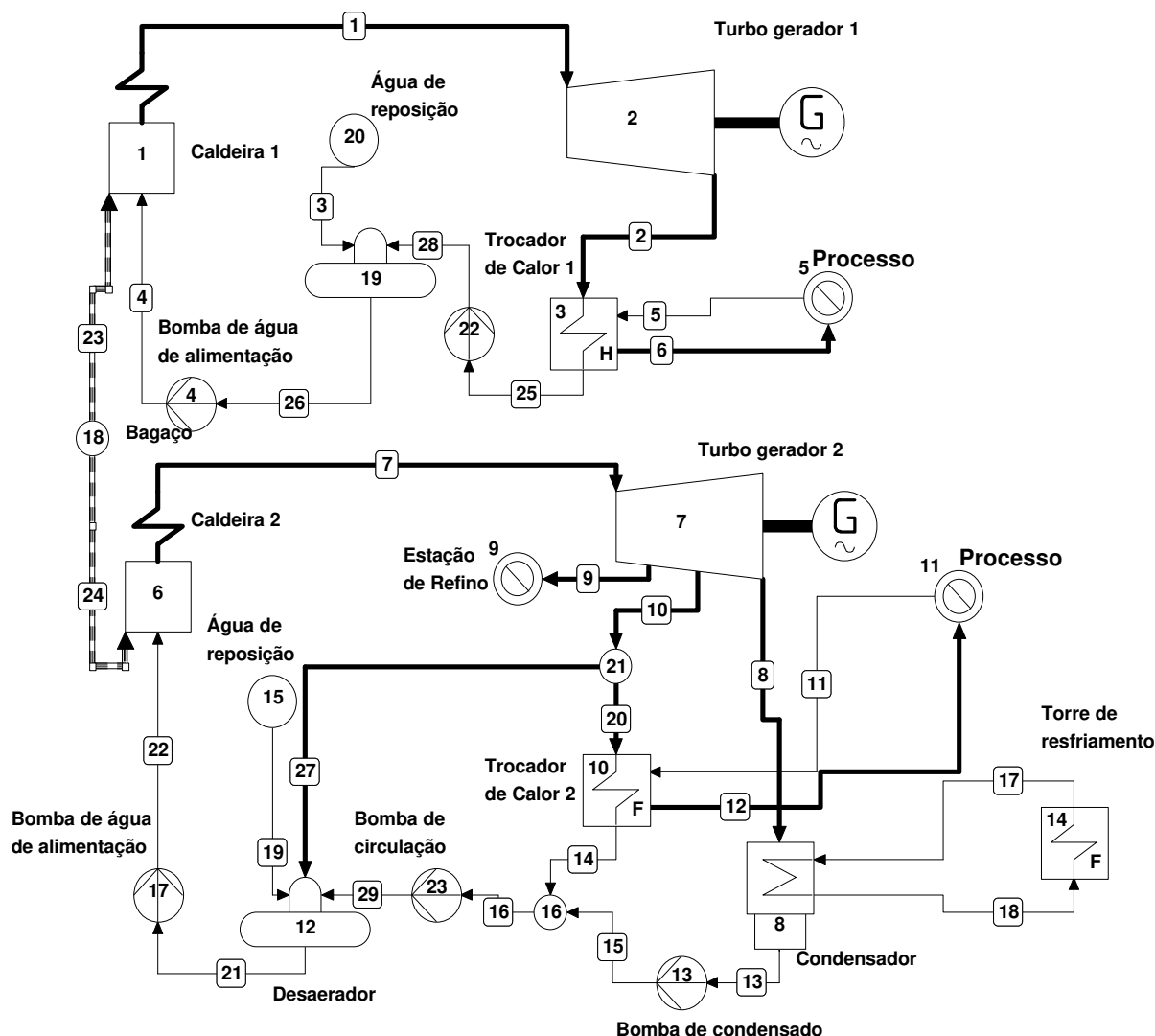


Figura 8.3 Diagrama da planta de cogeração. Proposta II.

A disponibilidade de combustível permite a operação do bloco energético 2 durante todo o ano, porém, com índices de desempenho diferentes de acordo com a época do ano tratada. Assim, durante a safra os parâmetros do vapor gerado vão ser considerados iguais aos já citados na Proposta I, com a exceção da produção de 120 toneladas de vapor/hora. O leitor pode consultar o quadro mostrado neste capítulo com dados de projeto da CODISTIL DEDINI (2001).

Durante a safra, a turbina de extração-condensação apresenta duas extrações. Uma delas na pressão de 1,3 MPa (manométrica), e capacidade de 15 toneladas/hora, cuja função é suprir o

vapor para a operação da estação de refino, e a outra, na pressão de 0,17 MPa (manométrica), destinada a fornecer o vapor necessário para o funcionamento do trocador de calor, visando a geração de vapor para completar as necessidades do processo fabril. Uma pequena parte do vapor desta extração é empregada no desaerador.

A avaliação do desempenho da turbina de extração-condensação indica a necessidade de subdividir a mesma em três grupos de estágios, limitados pela estação de refino, o Trocador de vapor e o condensador. As eficiências isentrópicas escolhidas para cada grupo de estágios procuram o valor máximo da potência de acordo com as condições de operação, (Pio, 2002).

A Tabela 8.2 apresenta os resultados obtidos na safra.

A ampliação do sistema de cogeração, agregando um bloco energético com turbina de extração-condensação (Proposta II), permite o trabalho deste bloco no período da entressafra, ou seja, é possível estabelecer a carga parcial da caldeira, neste caso aproximadamente de 80% da capacidade nominal, garantindo a operação do bloco durante os doze meses de ano.

Na entressafra, a capacidade da caldeira do bloco 2 é aproximadamente 80% da carga nominal. Neste caso, a turbina de extração-condensação apresenta as mesmas características operacionais, com a exceção da segunda extração, esta vez prevista só para suprir de vapor ao desaerador. No próprio período, a pesar de trabalhar em carga parcial, a eficiência isentrópica do último grupo de estágios aumenta, sendo o valor estimado 0,82 considerando que a quantidade de vapor que condensa aproxima-se mais ao valor adotado no projeto (Pio, 2002).

Observando os resultados reportados na Tabela 8.2 vale a pena comentar o aumento da disponibilidade de combustível, tanto para safra quanto para a entressafra, decorrente da inclusão da porcentagem analisada de palha de cana, o que permite o aumento de potência durante a safra. Este aumento, sendo estabelecidas as capacidades de geração, é novamente limitado pela condição de vapor, fundamentalmente na saída da turbina.

Tabela 8.2 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante o período de safra.
Pressão de vapor: 6,2 MPa, Temperatura de vapor: 480 °C.

Denominação	Resultados
Disponibilidade de combustível (bagaço-palha) (toneladas)	671.259
Poder Calorífico do combustível (kJ/kg)	8.118
Combustível consumido na caldeira (Bloco1) (kg/s)	14,86
Combustível consumido na caldeira (Bloco 2) (kg/s)	13,82
Vapor consumido no desaerador (kg/s)	1,902
Temperatura de vapor na entrada do Processo (°C)	123,1
Potência elétrica produzida (Bloco 1) (MW)	22
Potência elétrica produzida (Bloco 2) (MW)	23,4
Fluxo de calor a processo (kJ/kg)	127.564
Vazão de vapor para processo ¹ (kg/s)	50,93
Vazão de vapor consumido no refino (kg/s)	4,167
Consumo de combustível na safra (bagaço-palha) (toneladas)	520.358
Condição do vapor na saída da turbina (Bloco 1)	P: 0,17 MPa, T: 132 °C
Condição do vapor na segunda extração (Bloco 2)	P:0,17 MPa, T:132 °C
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	8,94
Consumo de potência nos sistemas de bombeio (kW)	1103
Combustível excedente (bagaço-palha de cana) (toneladas)	150.901

Os resultados apresentados na Tabela 8.2 indicam vários aspectos que merecem atenção: Por exemplo, o combustível consumido na Proposta II, apesar de apresentar um Poder Calorífico Inferior mais alto, é consumido numa proporção maior que na Proposta I. Esta última Proposta apresenta no bloco dois uma caldeira de capacidade inferior, decorrente do emprego do sistema com Turbinas de contrapressão de acordo com a redução do consumo de vapor para processo. Ao mesmo tempo pode ser observado que o excedente de combustível atinge um valor mais alto quando comparado com a Proposta I, devido fundamentalmente à maior disponibilidade.

A Tabela 8.3 apresenta os resultados obtidos na entressafra.

Tabela 8.3 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante a entressafra. Pressão de vapor de 6,2 MPa, Temperatura de Vapor de 480 °C.

Denominação	Resultados
Combustível consumido na entressafra (toneladas)	150.901
Vapor consumido no desaerador (kg/s)	2,863
Potência produzida (MW)	22,71
Fluxo de calor consumido na Estação de Refino (kJ/s)	10.855
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	6,55
Consumo de potência na bomba de água de alimentação (kW)	424,0
Vazão de vapor na entrada do condensador (kg/s)	19,45

Sendo fixo o valor de consumo específico de vapor para as duas Propostas (400 kg de vapor/ton de cana), a presença do condensador permite flexibilizar a relação potência/calor na Proposta II, o que permite uma maior produção, de aproximadamente 11,52 MW a mais de energia elétrica em relação à Proposta I, sem esquecer a entressafra, onde a produção de energia elétrica atinge 22,71 MW, que para o caso da Usina “Cruz Alta”, garante a venda de pelo menos 15 MW de energia elétrica durante os 5 meses da entressafra.

Do ponto de vista termodinâmico, uma análise mais completa poderia ser feita determinando os índices de desempenho da primeira lei da Termodinâmica e a eficiência de segunda lei, já determinados nas variantes examinadas no capítulo anterior. Uma comparação entre as duas Propostas seria válida unicamente para os sete meses de safra, quando as duas propostas trabalham realmente em regime de cogeração. Na entressafra a Proposta II, atende apenas a pequena demanda da estação de refino. A Tabela 8.4 apresenta os resultados.

Tabela 8.4 Avaliação dos índices da primeira lei da termodinâmica nas Propostas I e II, tomando como referencia o desempenho de ambas propostas durante os sete meses de safra.

Propostas	ESI	η_w	FCP	FUE	RPEC	Rph	$\eta_{2da\ lei}$
I	0,802	0,802	1,124	0,847	0,182	0,265	0,264
II	0,889	0,537	1,862	0,743	0,111	0,356	0,248

Considerando os resultados da Tabela 8.4, a Proposta I apresenta melhores índices de desempenho quando comparada à Proposta II. Pode ser observado que a eficiência de primeira lei (FUE), atinge um valor mais alto na Proposta I devido ao menor consumo de combustível, o que indica que considerando o fluxo de calor consumido no processo, a relação potência produzida/combustível consumido leva a melhores resultados na Proposta I. Este resultado tem incidência em praticamente o resto dos índices; por exemplo, se for considerada a eficiência na geração de potência, a relação potência/consumo de combustível indica que na Proposta II é produzida menos potência por cada kJ de energia consumido, o que logicamente se traduz em um aumento do consumo de combustível destinado à produção de energia elétrica.

A razão potência/calor aumenta na Proposta II, em virtude do aumento considerável da potência elétrica produzida em relação à Proposta I, porém, a razão de poupança de energia do combustível, pelas razões já explicadas, é um pouco maior na Proposta I, resultado normalmente acompanhado por uma maior eficiência de segunda lei da termodinâmica.

Visando obter mais informação, estes resultados serão analisados à luz dos índices propostos pela ANEEL para as centrais cogeneradoras exportadoras de energia. Os critérios e equações que definem estes índices foram oportunamente explicados no capítulo 3. No caso em estudo, a Proposta II, incluirá na análise a produção de energia elétrica, assim como o consumo de combustível anual.

Aplicando as Equações (3.22) e (3.23) é possível apreciar que as duas alternativas cumprem os requisitos propostos pela ANEEL, para a qualificação de centrais cogeneradoras. Segundo Carvalho (2000), as premissas para a qualificação de determinado cogenerador exigem que o consumo total de combustível seja inferior pelo menos em certo percentual ao consumo de combustível que se teria numa configuração convencional (sem cogeração), que produza as mesmas quantidades de calor e energia eletromecânica.

Os resultados dão conta da magnitude da energia associada ao consumo de combustível da Proposta II, que faz com que o fator de cogeração obtido, esteja bem próximo do limite da viabilidade, o termo F_c , fixado pela ANEEL, ($F_c = 0,42$) é apenas um pouco inferior ao resultado

obtido (0,44) da relação descrita na equação (3.23), o que, apesar do aumento apreciável de energia elétrica produzida durante o ano na neste caso, coloca dúvidas sobre a racionalidade da cogeração, ou seja, sobre a economia do combustível, frente a uma configuração baseada em turbinas de contrapressão trabalhando apenas durante os 7 meses da safra.

O leitor pode apreciar os resultados na Tabela 8.5, onde foi adotado o valor do fator de ponderação, $X = 1,88$ considerando os critérios da ANEEL (Carvalho, 2000).

Tabela 8.5 Avaliação dos índices propostos pela ANEEL para as Propostas I e II.

Denominação	E_t (MWh)	E_c (MWh)	E_e (MWh)
Proposta I	680.175	$1,035 \text{ E}10^6$	170.591
Proposta II	681.999	$1,514 \text{ E}10^6$	310.406

Nota: Os termos E_t , E_c e E_e se correspondem com as definições que aparecem no Capítulo 3.

8.3 Aumento dos parâmetros de geração.

Contudo, observa-se que ainda existe uma margem de aproveitamento referido ao potencial energético do bagaço e a palha de cana. Vale a pena lembrar a disponibilidade no mercado brasileiro de caldeiras de altos parâmetros, onde a pressão do vapor gerado atinge até 120 bar, e a temperatura chega a 540 °C, com capacidade de até 120 toneladas/hora, destinadas à combustão de cavaco de madeira ou bagaço, podendo também queimar óleo em paralelo. Estes são os casos das caldeiras VU-40 e VU-80, oferecidas pela CBC (Rubens, 2002), existindo na atualidade turbinas de vapor da Alstom Power projetadas para trabalhar com vapor nesses parâmetros.

Assim, as Propostas anteriores poderiam ser re-avaliadas a partir de considerar novos parâmetros de geração de vapor seguindo um procedimento similar ao descrito (Apêndice G). De acordo com dados de projeto das caldeiras da CBC (CBC, 2002), os parâmetros nominais de geração das novas Propostas são apresentados no seguinte quadro:

Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Capacidade (tons/h)	η_I	Temperatura (aa) (°C)
12,0	540	120	0,87	105

O resto dos parâmetros operacionais do ciclo não sofre variação, salvo naqueles casos onde seja necessário fazer correções nos valores das eficiências isentrópicas visando preservar a condição do vapor requerida, fundamentalmente na entrada do trocador de calor, onde a temperatura do vapor na entrada foi novamente fixada em 132 °C. Na aplicação da Proposta II será admitido novamente o emprego da mistura bagaço-palha de cana na proporção antes citada. A seguir, são apresentados os resultados nas Tabelas 8.6 e 8.7.

Tabela 8.6 Resultados da simulação da Proposta I avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.

Denominação	Resultados
Disponibilidade de combustível (bagaço) (toneladas)	600.600
Bagaço consumido na caldeira (Bloco1) (kg/s)	12,62
Bagaço consumido na caldeira (Bloco 2) (kg/s)	12,89
Temperatura de vapor na entrada do Processo (°C)	123,1
Potência elétrica produzida (Bloco 1) (MW)	19,53
Potência elétrica produzida (Bloco 2) (MW)	18,91
Fluxo de calor a processo (kJ/s)	127.375
Vazão de vapor para processo ¹ (kg/s)	50,93
Vazão de vapor consumido no refino (kg/s)	4,167
Bagaço consumido na safra (toneladas)	462.782
Título do vapor na saída da turbina (Bloco 1)	P:0,17 MPa, T:132 °C
Título do vapor na saída da turbina (Bloco 2)	P:0,17 MPa, T:132 °C
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	8,947
Consumo de potência nos sistemas de bombeio (kW)	1.458
Bagaço excedente (toneladas)	137.818

Comparando os resultados das duas alternativas que apresenta a Proposta I (Tabelas 8.6 e 8.1), pode se apreciar o aumento da geração de energia elétrica em aproximadamente 4,6 MW, sendo ainda apreciável o excedente de bagaço disponível. Este acréscimo é devido unicamente ao aumento nos parâmetros de geração de vapor, sendo considerado fixo o consumo específico de vapor para processo, questão que limita a capacidade de geração em sistemas baseados em turbinas de contrapressão.

Esta limitante é resolvida na Proposta II, sendo possível o consumo do combustível excedente. A Tabela 8.7 apresenta os resultados da avaliação da Proposta 2 para os novos parâmetros de geração de vapor.

Tabela 8.7 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante o período de safra. Pressão de vapor: 12,0 MPa, Temperatura de vapor: 540 °C.

Denominação	Resultados
Combustível consumido na caldeira (Bloco1) (kg/s)	14,19
Combustível consumido na caldeira (Bloco 2) (kg/s)	14,19
Vapor consumido no desaerador (kg/s)	1,691
Temperatura de vapor na entrada do Processo (°C)	123,1
Potência elétrica produzida (Bloco 1) (MW)	23,64
Potência elétrica produzida (Bloco 2) (MW)	25,75
Fluxo de calor a processo (kJ/kg)	127.398
Vazão de vapor para processo ¹ (kg/s)	50,93
Vazão de vapor consumido no refino (kg/s)	4,167
Combustível consumido na safra (bagaço-palha) (toneladas)	514.983
Condição do vapor na saída da turbina (Bloco 1)	P: 0,17 MPa, T: 132 °C
Condição do vapor na segunda extração (Bloco 2)	P: 0,17 MPa, T: 132 °C
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	8,94
Consumo total de potência nas bombas de alimentação (kW)	1206
Combustível excedente (bagaço-palha) (toneladas)	156.276

Comparando os resultados que aparecem nas Tabelas 8.2 e 8.7, ambas correspondentes às avaliações da Proposta II, pode ser observado que a potência produzida aumenta em aproximadamente 4,0 MW para os 7 meses de safra, sendo obtido como apresenta a Tabela 8.7 um valor de combustível excedente, superior ao obtido na Tabela 8.2. Este resultado é devido fundamentalmente a um valor levemente superior da eficiência de primeira lei comparando as caldeiras do bloco 1, o que resulta num menor consumo de combustível, além de considerar que os resultados apresentados na Tabela 8.7 são derivados de uma capacidade nominal de produção de vapor inferior (120 tons/h), quando comparado com a capacidade da caldeira do bloco 1, (126,14 tons/h), referenciadas na avaliação cujos resultados aparecem nas Tabela 8.1 e 8.2.

Considerando os resultados obtidos para o período da safra, o leitor pode constatar como o aumento dos parâmetros de geração de vapor, dentro nos limites estabelecidos (desde 6,2 MPa e 480 °C até 12,0 MPa e 540°C) pode resultar numa diferença de aproximadamente 14 MW entre as duas Propostas, sem esquecer a energia elétrica disponível para a venda na entressafra.

O desempenho do sistema para os novos parâmetros de geração de vapor foi efetuado para o período da entressafra. Os resultados mais importantes são apresentados na Tabela 8.8.

Tabela 8.8 Resultados da simulação da Proposta II avaliada durante a entressafra. Pressão de vapor de 12,0 MPa, Temperatura de Vapor de 540 °C.

Denominação	Resultados
Combustível consumido na entressafra (toneladas)	156.274
Vapor consumido no desaerador (kg/s)	2,87
Potência produzida (MW)	25,43
Fluxo de calor consumido na Estação de Refino (kJ/s)	10.689
Consumo de água de reposição da planta (kg/s)	6,55
Consumo de potência total nos sistemas de bombeio (kW)	455,7
Vazão de vapor na entrada do condensador (kg/s)	19,66

Dos resultados obtidos na Tabela 8.8 na avaliação da Proposta II pode-se ressaltar a maior disponibilidade de combustível a ser consumido, o que permite aumentar a capacidade da caldeira do bloco de extração-condensação. Este aspecto junto com o aumento dos parâmetros de geração de vapor deixa o saldo favorável de 2,7 MW de energia elétrica produzidos, quando comparado com resultados similares obtidos na Tabela 8.3.

Considerando o período de safra, foi efetuada uma análise dos índices de desempenho baseados na 1ª lei e a eficiência de segunda lei para as Propostas I e II, agora avaliadas para os parâmetros de operação das caldeiras da CBC.

Os resultados são apresentados na Tabela 8.9.

Tabela 8.9 Avaliação dos índices de desempenho para as Propostas I e II durante os sete meses de safra, gerando vapor a $P = 12,0 \text{ MPa}$ e $T = 540 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Propostas	ESI	η_w	FCP	FUE	RPEC	Rph	$\eta_{2da \text{ lei}}$
I	0,793	0,836	1,196	0,862	0,207	0,302	0,28
II	0,854	0,588	1,70	0,767	0,146	0,388	0,263

Os índices de desempenho apresentados na Tabela 8.8 indicam condições de operação do sistema mais eficientes quando comparados com os mesmos índices apresentados na Tabela 8.4. O incremento da potência produzida e o consumo de combustível são dois dos fatores que marcam a diferença nos índices obtidos nas duas Propostas. Neste caso, o aumento dos parâmetros de geração de vapor para as caldeiras da CBC, mais eficientes (quando comparadas à caldeira do bloco 1), permite reduzir o consumo de combustível na Proposta II, o que contribui não apenas para o melhor desempenho durante a safra, mas também para o aumento da disponibilidade de combustível e aumento da energia elétrica produzida na entressafra.

Os resultados das duas alternativas avaliadas na Proposta I indicam que o aumento de potência é o fator que mais se distingue, sendo pouco notável a pequena diferença de consumo de combustível. Estas alternativas associadas a menores consumos de combustível, oferecem índices mais eficientes no que respeita ao fator de utilização da energia, à eficiência na geração de potência e ao índice de economia de energia do combustível, que trazem como resultado maiores valores da eficiência de segunda lei da Termodinâmica, ao mesmo tempo em que o índice Combustível destinado à Produção de Potência (FCP), indica maior consumo do portador energético para produzir cada kW de energia elétrica nas alternativas da Proposta II.

Em relação aos índices propostos pela ANEEL, as Propostas I e II foram avaliadas para as novas condições impostas na geração de vapor, sendo que ambas cumprem os requisitos prescritos nas Equações (3.22) e (3.23). Os resultados podem ser apreciados na Tabela 8,10, sendo que na avaliação destes índices, foi novamente adotado o valor do fator de ponderação, $X = 1,88$ considerando os critérios da ANEEL (Carvalho 2000).

Tabela 8.10 Avaliação dos índices propostos pela ANEEL para as Propostas I e II. A capacidade e parâmetros de geração são estabelecidos segundo a caldeira VU-40 da CBC.

Denominação	E_t (MWh)	E_c (MWh)	E_e (MWh)
Proposta I	679.233	$1,044 \text{ E}10^6$	193.778
Proposta II	680.562	$1,514 \text{ E}10^6$	340.446

Nota: Os termos E_t , E_c e E_e se correspondem com as definições que aparecem no Capítulo 3.

Os resultados dão conta de um aumento do consumo de combustível nas duas propostas, mas desta vez, acompanhado de um aumento da potência produzida. Estes acréscimos, apesar de serem mais apreciáveis na Proposta II dão como resultado um fator de cogeração (0,46) nessa proposta, um pouco acima do limite da viabilidade proposto para o caso tratado (0,42), o que significa que a nova configuração das Propostas I e II oferece mais racionalidade em relação à economia do combustível na cogeração, quando comparadas com a alternativa de geração anterior, cujos resultados aparecem na Tabela 8.5.

Os parâmetros do vapor gerado pelas caldeiras VU-40 da CBC, (12,0 MPa e 540 °C), são os mais altos referenciados pelos fabricantes hoje dentro das ofertas de caldeiras que queimam bagaço no Brasil, aproximando-se aos valores limite praticados em instalações de geração de energia de grande porte para outros combustíveis sólidos como o carvão mineral no país. Este aumento permite avaliar mais de perto o progresso tecnológico nos sistemas a vapor destinados à geração de energia, questão que normalmente não tem envolvido o setor sucro-alcooleiro, mas que precisa de uma avaliação técnico-econômica, não unicamente para avaliar qual seria a melhor alternativa relacionada com a escolha dos parâmetros de geração de vapor, mas também como referencia na hora de comparar os resultados de sistemas a vapor de grande porte, queimando bagaço com tecnologias ainda hoje não comercializadas como a gaseificação de bagaço, com utilização de turbinas a gás e ciclo combinado.

8.4 Avaliação do custo exergético

Sendo conhecidos os objetivos da avaliação de custo exergético dentro das metodologias de análise termoeconômica, aspecto tratado no Capítulo 6 deste trabalho, a seguir são apresentadas

as estruturas produtivas definidas a partir dos esquemas apresentados nas Figuras 8.2 e 8.3. O objetivo deste item é obter o custo exergetico de cada um dos portadores de energia nas duas Propostas, avaliadas para dois níveis de parâmetros de geração.

Desta forma, a estrutura produtiva que responde à Proposta I está relacionada diretamente com as informações obtidas na Figura 8.2. A mesma é constituída por 20 volumes de controle nos quais interagem 36 fluxos. As matrizes de produção são apresentadas no Apêndice H para as duas Propostas. Na Tabela 8.11 são mostrados os fluxos que conformam cada volume de controle, e a classificação de cada um em “Fuel” (F), Produto (P) e Perdas + Destruição (L + D).

Tabela 8.11 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para as duas alternativas avaliadas da Proposta I.

VC	Elemento da planta	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
I	Gerador de vapor (1)	B1	B1e – B4s	B1 – (B1e – B4s)
II	Linha de vapor (1)	B1e	B1s	B1e – B1s
III	Turbina de vapor (1)	B1s – B2e	W1	(B1s – B2e) – W1
IV	Trocador de calor (1)	B2e – B3e	B6e – B5s	(B2e–B3e) – (B6e–B5s)
V	Bomba de Condensado (1)	WBc1	B21s – B3e	WBc1 – (B21s – B3e)
VI	Tanque de condensado (1)	B19s + B21s	B9e	(B19s + B21s) – B9e
VII	Bomba de água (aa) (1)	WBaa1	B4e – B9e	Wbaa1 – (B4e – B9e)
VIII	Linha de condensado (1)	B4e	B4s	B4e – B4s
IX	Gerador de vapor (2)	B2	B7e – B15s	B2 – (B7e – B15s)
X	Linha de vapor (2)	B7e	B7s	B7e – B7s
XI	Turbina de vapor (2)	B7s – B8e – B10e	W2	(B7s – B8e – B10e)-W2
XII	Ponto bifurcação (2)	B10e	B11e + B22e	-
XIII	Trocador de calor (2)	B11e – B23e	B13e – B12s	(B11e–B23e) – (B13e–B12s)
XIV	Bomba de condensado (2)	WBc2	B24s – B23e	WBc2 – (B24s – B23e)
XV	Linha de vapor	B22e	B22s	B22e – B22s
XVI	Desaerador	B20e + B24s + B22s	B14e	B20e+B24s+B22s-B14e
XVII	Bomba de água (aa) (2)	WBaa2	B15e – B14e	Wbaa2 – (B15e–B14e)
XVIII	Linha de condensado (2)	B15e	B15s	B15e – B15s

VC	Elemento da planta	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
XIX	Distribuição de eletricidade	W1 + W2	W _t	-
XX	Processo	B6e+B13e-B5s-B12s	B _{pro}	-

Uma análise similar foi executada para as alternativas avaliadas na Proposta II. A estrutura produtiva foi baseada na Figura 8.3, e a mesma esta constituída por 22 volumes de controle nos quais participam 40 fluxos. Na Tabela 8.12 são mostrados os elementos que conformam cada volume de controle da Proposta II e a classificação de cada fluxo em “Fuel” (F), Produto (P), e Perdas + Destruição (L + D).

Tabela 8.12 Conteúdo dos volumes de controle e classificação dos fluxos para as duas alternativas avaliadas da Proposta II.

VC	Elemento da planta	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
I	Gerador de vapor (1)	B23	B1e – B4s	(B23) – (B1e – B4s)
II	Linha de vapor (1)	B1e	B1s	(B1e – B1s)
III	Turbina de vapor (1)	B1s – B2e	W1	(B1s – B2e) - W1
IV	Trocador de calor (1)	B2e – B25e	B6e – B5s	(B2e–B25e)–(B2e–B25e)
V	Bomba de Condensado (1)	WBc1	B28s – B25e	WBc1 – (B28s – B25e)
VI	Tanque de condensado (1)	B3s + B28s	B26e	(B3s + B28s) - B26e
VII	Bomba de água (aa) (1)	WBaa1	B4e – B26e	Wbaa1 – (B4e – B26e)
VIII	Linha de condensado (1)	B4e	B4s	B4e – B4s
IX	Gerador de vapor (2)	B24	B7e – B22s	B24 – (B7e – B22s)
X	Linha de vapor (2)	B7e	B7s	B7e – B7s
XI	Turbina de vapor (2)	B7s–B9e–B10e–B8e	W2	(B7s–B9e–B10e–B8e) – W2
XII	Ponto bifurcação (2)	B10e	B20e + B27e	-
XIII	Trocador de calor (2)	B20e – B14e	B12e – B11s	(B20e–B14e)–(B12e–B11s)
XIV	Bomba de condensado (2)	WBc2	B15s – B13e	WBc2 – (B15s – B13e)
XV	Ponto junção	B14e + B15s	B16e	(B14e + B15s) - B16e
XVI	Bomba de circulação	Wcir	B29s – B16e	Wcir – (B29s – B16e)
XVII	Linha de vapor	B27e	B27s	(B27s – B27e)
XVIII	Desaerador	B19e + B27s + B29s	B21e	B19e+B27s+B29s-B21e

VC	Elemento da planta	“Fuel” (F)	Produto (P)	(L + D)
XIX	Bomba de água (aa) (2)	WBaa2	B22e – B21e	Wbaa2 – (B22e–B21e)
XX	Linha de condensado (2)	B22e	B22s	B22e – B22s
XXI	Distribuição de eletricidade	W1 + W2	W _t	-
XXII	Processo	B6e+B12e-B5s-B11s	B _{pro}	-

No Apêndice H são mostrados os resultados dos custos exergéticos relacionados com todos os fluxos das duas alternativas avaliadas em cada Proposta I. Considerando estes resultados; a Proposta (P-Ia) e a Proposta (P-IIa), foram avaliadas para a pressão e temperatura do vapor gerado de 6,2 MPa e 480 °C. A Propostas (P-Ib) e (P-IIb), foram avaliadas para a pressão e temperatura do vapor gerado de 12,0 MPa e 540 °C.

Os resultados mais importantes são destacados graficamente visando compara-los com o caso base analisado no capítulo 6. Nos resultados gráficos apresentados do caso base, o bagaço é considerando um fluxo externo do sistema de cogeração. A Figura 8.4 apresenta os resultados para o custo exergético unitário da energia elétrica produzida:

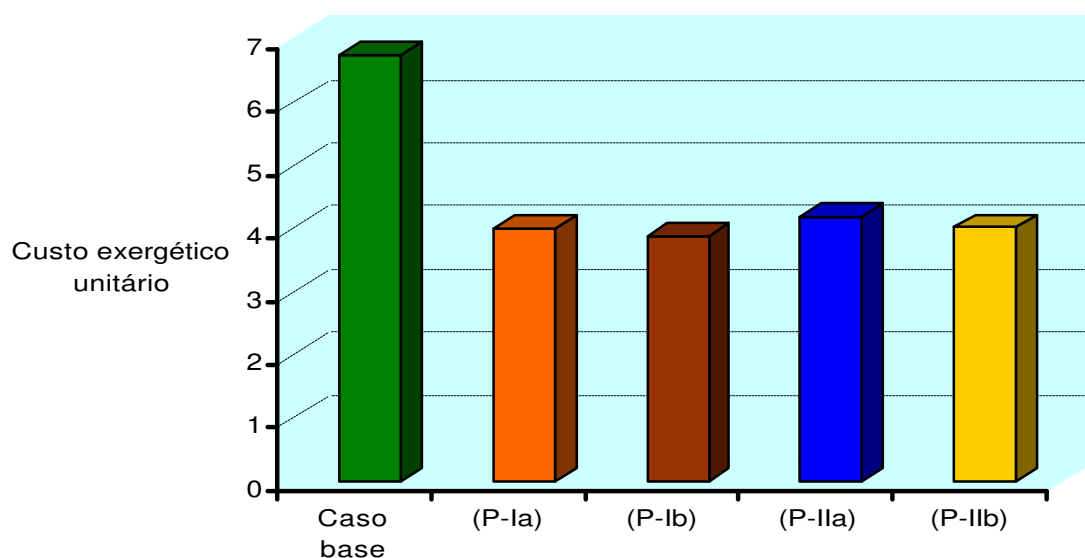


Figura 8.4 Resultado gráfico do custo exergético unitário da energia elétrica produzida para o caso base e as alternativas das Propostas I e II.

Nos resultados da Figura 8.4, pode-se apreciar que a Proposta (P-Ib) oferece o mais baixo índice de custo exergético unitário para a energia elétrica produzida (3,894), quando comparado com as restantes alternativas avaliadas. Este resultado reafirma que do ponto de vista dos custos unitários da energia elétrica, os sistemas de contrapressão apresentam os melhores resultados, sendo estes favorecidos com o aumento dos parâmetros de geração, tendência que também acompanha os resultados da Proposta II. O resultado do caso base, cujo custo exergético unitário é de 6,75 mostra a prevalência das irreversibilidades de sistemas de geração de baixos parâmetros com pobres índices de desempenho termodinâmico. Similares resultados são obtidos quando é comparado o custo exergético unitário do calor para processo. Na Figura 8.5 são apresentados estes resultados.

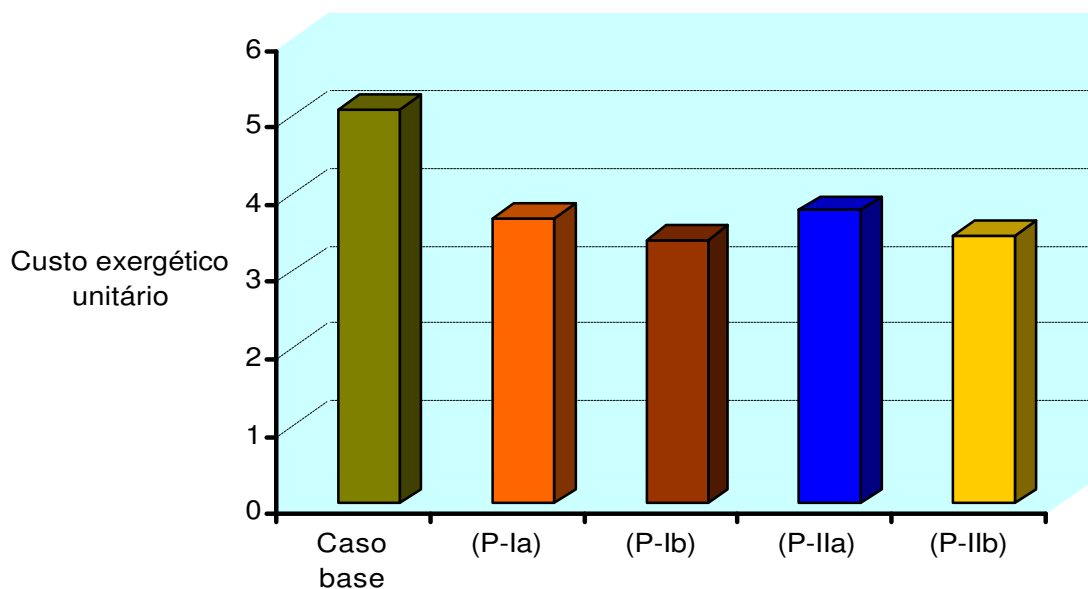


Figura 8.5 Resultado gráfico do custo exergético unitário do calor para processo para o caso base e as alternativas das Propostas I e II.

Os resultados anteriores indicam com clareza a validade do aumento dos parâmetros de geração de vapor, dando como resultado sistemas mais eficientes com menor custo exergético unitário para os produtos obtidos.

Comparando os resultados obtidos pode ser apreciado que os valores mais baixos de custo exergético unitário são obtidos para as alternativas da Proposta I, quando comparadas com as alternativas avaliadas da Proposta II, e com o caso base, destacando-se as propostas com os mais altos parâmetros de geração. No caso do custo exergético unitário do calor para processo, na alternativa P-Ib atingiu o valor mais baixo, (3,399), inferior ao valor obtido na alternativa (P-IIb) de 3,467.

Estes resultados, mesmo que parciais pelo fato de não ter sido possível completar a análise de custo monetário, favorecem as alternativas avaliadas da Proposta I, fundamentalmente no caso em que a planta opera com os parâmetros mais elevados de geração de vapor.

Capítulo 9

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Este capítulo recolhe as conclusões e recomendações deste trabalho. O caso-base submetido a estudo envolve um sistema de cogeração da Usina Cruz Alta, que, considerando os parâmetros de geração, 2,1 MPa e 310 °C, e a idade relativamente avançada do equipamento energético que explica o desempenho do mesmo, indica a existência de um espaço importante para a realização de substituições e melhoramentos.

6.1 Conclusões gerais

Sobre esta planta foi executada uma análise termoeconômica cujos resultados permitem acompanhar a formação dos custos de cada um dos fluxos, considerando nesta ocasião, o sistema de extração de caldo misto como um dos volumes de controle submetidos à análise, ao mesmo tempo em que foi admitida a igualdade entre os custos unitários do bagaço e caldo misto produzidos no sistema de extração. Isto, conforme comentado no capítulo 6 permite acompanhar a formação de custo do bagaço que alimenta as caldeiras, sendo possível estabelecer diferenças entre os resultados desta análise e os resultados obtidos por considerar o preço do bagaço no mercado. Sobre esta parte, que inclui, o tratamento termodinâmico prévio à aplicação da metodologia de custo exergético vale a pena fazer as seguintes conclusões de caráter geral:

- Nos Geradores de Vapor das Usinas que apresentam secador de bagaço e pré-aquecedor de ar, a subdivisão do sistema nos equipamentos componentes permite efetuar uma avaliação energética mais detalhada, que por sua vez resolve as interrogantes que

representam o cálculo da eficiência de primeira lei e o consumo de combustível, ao mesmo tempo em que são avaliadas as irreversibilidades de cada componente, destacando a importância da utilização do secador e do pré-aquecedor de ar no aumento de eficiência da caldeira.

- A aplicação do método indireto destinado a determinar a eficiência de primeira lei das caldeiras constitui uma ferramenta imprescindível para a determinação deste índice em caldeiras que queimam combustíveis sólidos, quando não é realizada medição de gasto de combustível.
- As medições sistematicamente efetuadas ao longo da safra são válidas e representativas, não só para avaliar o desempenho das estações de geração de vapor, mas também para avaliar o desempenho das turbinas dos sistemas de acionamento mecânico, turbinas de geração elétrica e outros equipamentos componentes do ciclo termodinâmico.
- A avaliação do aspecto anterior indica valores muito baixos dos índices de desempenho de primeira e segunda lei, para as turbinas destinadas ao acionamento mecânico. Os resultados mostram valores da ordem de 40% e 38,77%, para a eficiência de primeira lei para as turbinas que acionam os picadores de cana 1 e 2 respectivamente; de 33,8% e 34,7% na avaliação do mesmo índice para as turbinas que acionam os exaustores de gases das caldeiras 2 e 3 respectivamente, para citar alguns exemplos. A avaliação da eficiência de segunda lei mostra resultados da ordem de 47,13% e 45,87% para as turbinas dos picadores 1 e 2, e de 40,76% e 41,73% para as turbinas que acionam os exaustores de gases, o que origina posteriormente altos custos da potência mecânica produzida em todas as turbinas destinadas a esse objetivo.
- É evidente a consequência negativa de passar vapor através das válvulas redutoras de pressão em relação ao aumento do custo exergético unitário do vapor empregado no processo. Na válvula redutora de fabricação a perda exergética atinge um valor relativo de 52,7%, no caso da válvula redutora de refino, o percentual de perda de exergia é de 16%.

O aumento do custo exergético é devido ao caráter estritamente irreversível do processo de estrangulamento.

- O método empregado na análise termoeconômica (Teoria do Custo Exergético) esteve de acordo com os objetivos traçados no trabalho, permitindo fazer diferentes abordagens, como foram os casos, da igualdade de custos exergéticos unitários estabelecidos para o bagaço e o caldo misto, e da igualdade estabelecida no mesmo índice para o bagaço e a cana.
- A análise Termoeconômica forneceu a possibilidade de acompanhar a formação de cada um dos custos dos fluxos e a incidência deles no interagir com outros fluxos, ao tempo que mostrou a importância de definir com clareza qual é o produto para cada volume de controle, devido a que os resultados obtidos são consequência dessa definição. Deve ser lembrado que de fato, o custo de um fluxo produto de um equipamento carrega o custo das irreversibilidades desse equipamento.
- Resulta importante ressaltar que a igualdade estabelecida entre os custos unitários do bagaço e do caldo misto, faz com que o custo do bagaço produzido (63,498 R\$/ton) resulte num combustível bem mais caro quando comparado com o preço de mercado (36 R\$/ton) (segundo Baccarin e Castilho 2002), e que se vê ainda matizado pelo custo relativamente alto da cana na usina. Estes resultados têm incidência direta no resto dos custos dos fluxos da usina, fundamentalmente no vapor produzido e energia elétrica.
- A conclusão anterior vai acompanhada também da presença do sistema de distribuição e alimentação de bagaço. A inclusão destes sistemas, consumidores de energia elétrica implicam numa leve mudança entre o custo do bagaço produzido, e aquele consumido nas caldeiras, que acaba encarecendo ainda mais o custo do bagaço.
- A alternativa de estabelecer uma igualdade entre os custos unitários da cana e o bagaço impõe ao sistema de extração a função de obter caldo misto para a fabricação de açúcar, sendo o bagaço de cana apenas um subproduto do citado sistema. O bagaço que alimenta

as caldeiras carregaria apenas o custo do sistema de distribuição e alimentação, sendo obtido neste caso um custo de bagaço de 54,107 R\$/ton, valor que pode ser considerado como representativo de um “custo verdadeiro”, independentemente do valor de mercado.

As experiências resultantes da avaliação da safra 2000 da Usina “Cruz Alta”, deixaram o cenário aberto ao estudo de propostas de aumento nos parâmetros de geração de vapor visando um melhor aproveitamento do bagaço como recurso energético. Alguns índices resultantes, tais como disponibilidade de combustível e consumo de vapor para processo, junto à substituição dos equipamentos permitiram revelar duas propostas de avaliação do desempenho da planta de cogeração, visando condições de operação mais eficientes para a planta. Sobre esta parte, algumas questões gerais devem ser ressaltadas:

- A elevação dos parâmetros de geração de vapor mostrou-se como uma das fontes principais de economia de combustível nas usinas sucro-alcooleiras, encontrando-se que os aumentos praticados no contexto sucro-alcooleiro brasileiro, tipicamente de pressão de vapor de 6,2 MPa e temperatura de 480 °C, ainda distam dos parâmetros de geração de instalações comerciais que empregam outros combustíveis sólidos, por exemplo a madeira, com pressões de até 120 MPa e temperaturas de até 565°C (CBC, 2002).
- Nas simulações efetuadas na planta baseada numa turbina de contrapressão, as necessidades de consumo e as condições do vapor para processo junto à disponibilidade de combustível aparecem entre os fatores que mais influem na potência produzida, e de fato, determinam a capacidade de geração das caldeiras. Por exemplo, para o nível de pressão de 4,2 MPa a potência elétrica produzida aumenta desde 27,19 MW até 29,41 MW quando a temperatura aumenta desde 420 °C até 460°C, sendo que a produção de vapor é praticamente constante. Aumentos na potência produzida de similares magnitudes acontecem quando os níveis de pressão alcançam os 6,2 MPa e 8,2 MPa.
- O aumento simultâneo de pressão e temperatura de vapor superaquecido deve ir acompanhado de uma análise da condição do vapor na saída da turbina, junto com a

possibilidade de modificação das características de projeto da mesma visando favorecer as condições operacionais estabelecidas.

- Na planta de cogeração baseada numa turbina de extração-condensação, os aumentos de potência elétrica produzida são bem mais notáveis que os obtidos para o sistema de cogeração baseado numa turbina de contrapressão. Estes aumentos, que segundo os resultados podem atingir percentuais de até 35,86% para um mesmo nível na pressão e temperatura do vapor gerado (4,2 MPa e 420 °C), tendem a diminuir a medida que aumentam os parâmetros de geração.
- O procedimento de otimização formulado, baseado nas restrições mais importantes decorrentes da simulação nos dois tipos de sistemas propostos, permitiu conferir a efetividade termodinâmica do aumento simultâneo dos parâmetros de geração de vapor. No sistema baseado em turbinas de contrapressão, os valores máximos de potência produzida foram de 26,12 MW, atingidos nas condições de geração de $P_v = 5,687$ MPa e $T_v = 420$ °C, e de 47,94 MW, atingidos para $P_v = 10,5$ MPa e $T_v = 600$ °C. No caso da planta baseada em turbinas de extração-condensação, os valores máximos de potência produzida foram de 34,688 MW, atingidos para $P_v = 3,614$ MPa e $T_v = 420$ °C, e de 49,06 MW, a $P_v = 10,18$ MPa e $T_v = 600$ °C
- A avaliação dos índices de desempenho das alternativas otimizadas revela melhores índices na planta de cogeração do Grupo A quando comparada com a planta do Grupo B. A pesar de obter valores mais altos de potência produzida no segundo caso, o que resulta mais significativo para níveis mais baixos de parâmetros de geração, resulta notável o consumo de combustível, cujo efeito resulta maior que a potência produzida.

Finalmente foi executada uma avaliação termodinâmica e de custo exergético de duas Propostas de modificação da planta de cogeração. Estas propostas respondem ao estudo de um conjunto de estratégias examinadas na procura de sistemas de geração de energia modernos, os quais foram avaliados para dois níveis diferentes de parâmetros de geração disponíveis no mercado brasileiro. São citadas as seguintes reflexões gerais.

- O trocador de calor destinado à geração de vapor a baixos níveis de pressão e temperatura para suprir as necessidades do processo de fabricação de açúcar pode representar uma grande vantagem econômica pelo fato de evitar grandes investimentos na reposição de grandes volumes de água quimicamente tratada.
- O aumento da disponibilidade de combustível, a partir do emprego da mistura palha de cana-bagaço amplia as possibilidades na aplicação de sistemas de cogeração baseados em turbinas de extração-condensação, destinados a trabalhar durante todo o ano. Porém, a implantação de tais sistemas acarreta maiores investimentos inerentes ao condensador, planta de tratamento de água, torres de resfriamento, sem esquecer os investimentos destinados à recuperação e emprego dos resíduos da colheita de cana.
- Os resultados obtidos nas alternativas otimizadas do capítulo 7 refletem-se novamente nos resultados das propostas avaliadas no capítulo 8, em relação à avaliação dos índices de desempenho da primeira lei e a eficiência da segunda lei da termodinâmica: a planta baseada em turbinas de contrapressão apresenta índices de desempenho mais eficientes. Tais são os resultados obtidos para $P_v = 6,2 \text{ MPa}$ e $T_v = 480 \text{ }^\circ\text{C}$. Por exemplo, do índice FUE de 0,847, índice mais eficiente que o 0,743 da planta com um bloco com turbina de extração condensação; da eficiência de geração de potência de 0,802 no primeiro caso contra 0,537 da Proposta II, e da eficiência de segunda lei de 0,264 mais eficiente que o 0,248 obtido na Proposta II. Estes resultados estão fundamentados em linhas gerais no emprego mais eficiente do combustível para produzir as utilidades da planta. A validade desta conclusão foi também apreciada na avaliação dos índices propostos pela ANEEL, para o gerenciamento de centrais cogeradoras de energia.
- A conclusão anterior resulta mais significativa com o aumento dos parâmetros de geração. O leitor pode comparar os resultados obtidos nas avaliações dos mencionados índices para os dois níveis de parâmetros termodinâmicos na geração. Basta citar que para a proposta I avaliada para $P_v = 12,0 \text{ MPa}$ e $T_v = 540 \text{ }^\circ\text{C}$, o índice FUE aumenta até 0,862, a eficiência de geração de potência aumenta até 0,836, e a eficiência de segunda lei aumenta até 0,28.

- A avaliação do custo exergético oferece resultados similares, denotando menores índices de custos unitários nas plantas de cogeração baseadas em turbinas de contrapressão (Proposta I), sendo estes índices favorecidos com o aumento nos parâmetros de geração. O custo exergético unitário da potência elétrica produzida é de 3,894 na proposta (P-Ib) contra 4,013 (P-Ia), entretanto o custo exergético unitário do calor para processo é de 3,399 na proposta (P-Ib) contra 3,687, obtido na proposta (P-Ia). Os altos índices de custo unitário, obtidos no caso base (6,75 para a potência produzida e 5,09 do calor para processo), são devidos fundamentalmente às irreversibilidades decorrentes do emprego de tecnologia antiga, caracterizada pelos sistemas existentes com baixa eficiência das turbinas a vapor de pequeno porte, tubulações sem isolamento, etc.

6.2 Sugestões e recomendações para trabalhos futuros

- Fazer uma comparação termoeconômica que inclua a avaliação do custo monetário das duas propostas contidas no capítulo 8, com vistas a determinar diferenças nos custos dos produtos fundamentais envolvidos no processo. Esta avaliação deve incluir como alternativa o emprego de turbinas a vapor de múltiplos estágios para o acionamento mecânico do sistema de moendas, preparo de cana, etc.
- É necessário estabelecer correlações matemáticas entre o custo de investimento, parâmetros de geração para a caldeira e a turbina, visando relacionar investimento e potência produzida. Estas correlações devem ser acompanhadas pelo preço e forma de venda da energia elétrica excedente. Assim, vai ser possível definir a tecnologia mais adequada e eficiente para o sistema através de um estudo de otimização de custos, assim como definir os investimentos, garantindo o retorno no menor tempo possível de acordo com a demanda de mercado.
- Dentro ou fora do contexto dos sistemas a vapor, resulta necessário adequar a recomendação anterior a testes que devem ser feitos com bagaço nos sistemas que estão sendo utilizados comercialmente com sucesso para outros combustíveis sólidos como carvão mineral e madeira.

Referências Bibliográficas

- Adelman, S.T., Hoffman, M.A., Baughn, J.W., A methane-steam reformer for a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine, *Transactions of the ASME*. Vol. 117 pp 16-23, January, 1995.
- Alvarez da Costa, Edson, Vale do Rosário vai ampliar a capacidade, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, p. A-8, 20 de maio de 2002.
- ARACRUZ CELULOSE S.A., Tecnologias eficientes para geração de energia a partir de resíduos de madeira, *Dados de catálogo*, ARACRUZ CELULOSE S.A. FLOREAL PUIG, dezembro, 2000.
- ASME PTC 4.1, Steam Generating Units, Power Test Codes, The American Society of Mechanical Engineers, United Engineering Center, 80 p, Copyright 1975, USA.
- Baccarin, J. G., Castilho, R. C., A Geração de energia como opção de diversificação produtiva na agroindústria canavieira, *4^{to} Encontro de Energia no Meio Rural*, Centro de Convenções, UNICAMP, Campinas, SP, CD ROM, 29-31 de outubro, 2002.
- Baloh, T. and Wittner, E., *Energy Manual for Sugar Factories*, 2da Edição, Edit. Bartens, Berlim, 216 p, 1995.
- Barreda del Campo, E. R., *Avaliação Termoeconômica do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário*, Tese de Doutorado, 283 p., UNICAMP, Campinas, 1999.

- Barros F.S., *Análise das condições de operação de turbinas a gás industriais utilizando biomassa gaseificada*, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, EFEI, 154 p., agosto 1998, Dissertação de Mestrado.
- Bathie, W., *Fundamentals of Gas Turbines*, John Wiley & Sons Inc, 447 p, 1996.
- Beatón, S. P., Lora, E. S., *Pruebas de balance térmico en calderas para bagazo*, Departamento de Termoenergética, Facultad de Ingeniería Mecánica. I.S.P.J.A.M., Santiago de Cuba, CUBA, 94 p, 1991.
- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, Wiley, New York, Caps. 7, 8 e 9, 1995.
- Biaggi Filho Maurílio, Bagaço já custa o mesmo que a cana, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, p. B-16, 31 de maio de 2001.
- Bizzo, W., Departamento de Térmica e Fluidos, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Comunicação Pessoal, 2002.
- Bonn, B., Pelz, G., and Baumam, H., Formation and decomposition of N₂O in Fluidized Bed Boilers, *FUEL* Vol. 74, No 2, pp. 165-171, 1995.
- Borisov, I.I., Geletuha, G.G. and Khalatov, A. A., Performance and Characteristics of wood down draft gasifiers with vortex gas cleaning system *C.A.R.M.E.N. Biomass for Energy and Industry*, pp. 1826 – 1829, 1998.
- Carcasci, C., Facchini, B., Harvey, S., Design issues and performance of a chemically recuperated aero derivative gas turbine, *Process. Instruments. Mechanical. Engineers*, Vol. 212, Part A, pp. 315-329, 1998.

- Carpio, C. R., Lora, E. S., Preço mínimo de comercialização da eletricidade em projetos de cogeração em usinas de açúcar e álcool, *XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Uberlândia, MG, pp 234-240, 2001.
- Carvalho, R.F., Critérios de racionalidade energética na qualificação de centrais cogedoras Resolução 021/2000, *Controle e Instrumentação*, pp 98-101, Agosto de 2000.
- Casarosa, C., Franco, A., Thermodynamic Optimisation of the Operative Parameters for the Heat Recovery in Combined Plants. Part 1: *Proceedings of ECOS 2000*, University of Twente, Nederland, pp. 565-576, 2000.
- CBC Indústrias Pesadas S.A., Catálogos sobre especificações das caldeiras VU-40, VU-60-C, VU-80, CBC S.A. Subsidiária da Mitsubishi, Heavy Industries LTD, novembro de 2002.
- Cerquera, S. A. A., *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Tese de Doutorado, p 137, 1999.
- CODISTIL DEDINI, Informativo Técnico de Engenharia de Plantas e Processos e equipamentos para Açúcar e Álcool, Sistema de Geração de Vapor para a Cogeração, UDOP, Abril 2001.
- Coelho, S.T., Ieno, G., Zylberstajn, D. Aspectos Técnicos e Econômicos da Inserção da Cogeração de Eletricidade na Matriz Energética Brasileira, *Anais do II Congresso Brasileiro de Planejamento Energético*, Campinas, Dezembro, 1994”.
- Coelho, S. T., Oliveira Jr, S., Zylberstajn, D., *et al.* Análise Termoeconômica da Cogeração de Eletricidade a partir do bagaço de cana em uma usina de SP, *Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Bauru, SP, Brasil, Dezembro 8 - 12, 1997.
- COPERSUCAR, PROJETO BRA/96/31, Geração de energia por biomassa, bagaço da cana-de-açúcar e resíduos, *Informativo do Centro de Tecnologia COPERSUCAR*, números 1-8, julho de 2000.

- Correia, J. L. G., Rios, M. T. T., Nebra S. A., Caracterização do bagaço de cana e estudo de um sistema de alimentação. *ABSTRACT, Conferencia nacional de Engenharia Mecânica*, Agosto 7 – 11, pp 112, Natal, Rio Grande do Norte, Brasil 2000.
- Cruz, R.W., Nebra, S. A., Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of Compression Ignition Engine and Absorption Refrigeration Machine; *Proceedings of IMECE2002-ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, November 17-22, 2002, New Orleans, Louisiana, CD ROM, Paper No. IMECE2002 – 33182, p.1-9 ISBN 0-7918-1693-1
- Cycle-Tempo Manual, A program for thermodynamic modeling and optimization of energy conversion systems Reference Guide, 2001
- DATAGRO Produção Acumulada em 16.02.99 – <http://www.datagro.com.br>
- Diaz, T. A, *Diseño de un gaseificador de Madera para Lecho Fluidizado*, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarria, Ciudad de la Habana, Cuba, 91 p, 1998. (Disertación de Maestrado), en espanhol.
- Diego, L. F., Londono, C. A., Wang X. S., Gibbs B.M., Influence of operating parameters on NO_x and N₂O axial profiles in a circulating fluidized bed combustor, *FUEL* Vol. 75 No 8, pp. 971-977. 1996.
- Diez, A. O., Aso, G., Paz, D., Cárdenas, G.J., Mejoramiento Energético de un ingenio mediante reordenamiento de equipos existentes, *Revista Industrial y Agrícola de Tucuman*, Tomo 75 (1-2): pp11-24; 1998.
- Duarte Alfonso Reis, A economia da cana-de-açúcar, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, v. 3, n.712, p.2, 25 e 26 de setembro de 2001
- Ducarne, E. D., Marty, E., Martin, G. and Delfosse, L., Co- combustion of coal and municipal solid waste in a circulating fluidized bed, *FUEL* Vol. 77 No 12 pp. 1311-1315. 1998.

- Dupleac, R., Tazerout, M., Leduc, B., A New Methodological Approach of Sizing and Operation Optimisation for Cogeneration by Internal Combustion Engines, Part 2: *Proceedings of ECOS 2000*, University of Twente, Nederland, pp. 671-678, 2000.
- Ekström, C., Cavani, A., Liinanki, L., Westermark, M., Combined Heat and Power from wood Biomass. Evaluation of Performance and Economics, *C.A.R.M.E.N. Biomass for Energy and Industry*, pp. 259-263, 1998.
- El-Sayed, Y. M., and Evans, M., Thermoeconomics and Design of Heat Systems, *Journal of Engineering for Power*, January, pp. 27 – 35, 1970.
- Emirandetti Junior Paulo, CPFL negocia energia excedente de usinas, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, v. 3, n. 728, p.1, 18 de outubro de 2001
- Eurlings, G.M., *The future for the IGCC scale, fuel & products*, Comunicação Pessoal, Novembro de 1997.
- Frangopoulos, C. A., *Thermomeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design of Complex Thermal Systems*, Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, 1983, USA.
- Freitas, J. C. C., Cunha, G. A. and Emmerich, F. G., Physical and Chemical properties of a Brazilian Peat Char as a function of HTT, *FUEL*. Vol. 73, No 3 pp. 229 – 232. 1997
- FUPAI. Centrais Termelétricas, Notas de aula de curso de pós-graduação. Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Núcleo de Estudos em Sistemas Térmicos, outubro de 2000.
- Gallego, A. G., Martins, G., Nebra, S. A., Absorption Refrigeration Systems in Cogeneration – Thermoeconomics Analysis of a System Using Natural gas in a Brewery, Efficiency, Cost,

Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, *Proceedings of ECOS 2000*, University of Twente, Nederland. July 5-7, pp 1597 – 1608, 2000.

Gallo, W. L., Introdução às turbinas a Gás, Notas de aula de curso de pós-graduação, Faculdade de Engenharia Mecânica, FEM. Universidade Estadual de Campinas. Unicamp, 1999.

GÁS pode dobrar o potencial energético da sobra de cana, *Folha de São Paulo, Agrofolha*, p. F2, 29 de maio de 2001.

Gert, P. R., *Combustão e Gaseificação de carvão vegetal em Leito Fluidizado*, Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais./CETEC, Belo Horizonte, MG, pp 83-99, novembro 1982.

Goldstein Jr., L., Tópicos sobre Transferência de Calor, Notas de classe, curso de Postgraduação, Faculdade de Engenharia Mecânica Universidade Estadual de Campinas, 2000.

Gorbaty, M. L., Prominent frontiers of coal science: past present and future, *FUEL* Vol. 73 No. 12, pp. 1819-1828. 1994.

Green, S., Gasification Systems: Puertollano prepares for syngas operation, *Comunicação Pessoal*, 1997.

Guarinello, J.F.F., *Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial*, Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. UNICAMP, 147 p, 1997.

Guarinello, J.F.F., Cerqueira S. A. A. G., Nebra S. A., Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system, *Energy Conversion & Management*, Vol. 41, pp 1191-1200, 2000.

- Harvey, S., Kane, D., Analysis of a reheat gas turbine cycle with Chemical Recuperation using ASPEN, *Energy Conversion & Management*, Vol. 38 No 15-17 pp. 1671-1679. Elsevier Science, 1997.
- Haywood, R.W., *Analysis of Engineering Cycles*, Reprinted Edition. Printed in Great Britain by A. Wheaton & Co Ltd Exeter, 1985.
- Hobson, P. A., Dixon T.F., Joyce J.A., Bagasse Gasification for Efficient Power Generation, *International Sugar Journal*, Vol. 101, Issue 1204, pp 222-223 April 1999.
- Horlock, J. H., *Cogeneration: Combined Heat and Power (CHP)*, Rieger Publishing Company , Malabar, 226 p., 1997.
- Huang, F. F., Performance Assessment Parameters of a Cogeneration System, *Proceedings: Efficiency, Costs, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems*. ECOS'96, June 25-27, Stockholm. pp. 225-229, 1996.
- Iberê, L.N., Perspectiva Econômica do gás de madeira para a geração térmica no Nordeste, Departamento de Tecnologia Mecânica. CEFET. Bahia, Comunicação Pessoal, 1998.
- Keeser, K. F., Hoffman, M. A., and Baughn, J.W., Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. April, Vol. 16, pp. 277-284. 1994.
- Khartchenko, N., Power generation System using Fluidized Bed Combustion and Gaseification, *Anais do XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM 97)*, Bauru, SP, Brasil, Dezembro 8 - 12, CD –ROM, 1997.
- Kotas, T. J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, London, UK, 295 p., 1985.

- Lemoult, B., Tazerout, M., Rousseau, S., Impact of operating parameters changing on energy environment and economic efficiencies of a lean burn gas engine used in generation plants, Power generation '98 Europe, *Proceedings in CD ROM*, Milan, Italy, June 9–11, 1998.
- Linero, F., “Cooperativa de Produtores de Açúcar, COPERUCAR”. Comunicação Pessoal, Piracicaba, 2001.
- Lizarraga, S. J. M., *Aspectos termodinámicos tecnológicos y económicos*, Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco, 494 p, 1994
- Lozano, M., *Cogeneración*, Area de Máquinas y Motores Térmicos. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, 175 p, 1998.
- Lozano, M.A. and Valero, A. Theory of the Exergetic Cost, *Energy*, Vol. 18, No. 9, pp. 939 – 960, 1993.
- Lozano, M.A., Valero, A. and Serra, L. Local Optimization of Energy Systems, *Presented at: 1996 ASME International Engineering Congress*, ASME WAM'96, November 17-22, Atlanta, Georgia, AES - Vol. 36, Proceedings of ASME, Advanced Energy Systems Division, 1996.
- Lyngfelt, A. and Leckner, B., Combustion of wood – chips in circulating fluidised bed boiler, NO and Co emissions as functions of temperature and air staging, *FUEL*, Vol. 78, No 9, pp. 1065 – 1072, 1999.
- Mac Neil, S., and Basu, P., Effect of pressure on char combustion in Pressurized Circulating Fluidized Bed Boiler, *FUEL* Vol. 74, No 4, pp. 269-275, 1998
- Magasiner, N. El diseño de calderas bagaceras con referencia específica para cogeneración, *Memorias del Seminario Inetrnacional Generación Comercial de Energia Eléctrica en la Agroindustria Cañera*, Guatemala 15-18 de junio, pp 179-201, 1994.

Martins, H., *Madeira como fonte de Energia*, Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais. CETEC, Belo Horizonte, MG pp 9-26, novembro 1982.

Ministério de Minas e Energia. Balanço Energético Nacional, -BEN-, 1999.

Moran, M. J. and Shapiro, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 3rd edition, John Wiley and sons, 859 p, 1995.

Mitsubishi Co., Homepage, product catalogue, equipment & system, turbines, steam turbines & retrofits: //www.mitsubishi.com/, 2001

Nacif, M. M., *Caldeiras para a queima de madeira e bagaço*, Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais/CETEC, Belo Horizonte, MG pp 36-42, 1982.

Nebra, S. A. Notas de aula, Curso de Termoeconomia, Departamento de Energia. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP. 1999.

Nebra, S. A., *Secagem Pneumática de Bagaço de Cana*, Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 120 p, Outubro de 1985.

Necati, O. M., *Basic Heat Transfer*, INTERNATIONAL STUDENT EDITION, Copyright 1981, McGraw-Hill, Inc. 572 p., 1981.

Neto, A. P., Macedo, I. C., Eletrificação das moendas nas usinas de açúcar, *Boletim Técnico*, COPERSUCAR, Dezembro, 1982.

Nogueira, L. A. H. e Santos, A. H. M., Aplicação do Método de Convolução na Estimativa do Comportamento Energético de Sistemas de Cogeração, *Anais do Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas*, Águas de Lindóia, 1988.

- Nordin, A., Eriksson, L., and Öhman, M., NO reduction in a fluidised BC with primary measures and selective non catalytic reduction, *FUEL* Vol. 74, No 1pp 128-135. 1995
- Nurse, P. B., Power generation in sugar factories, *International Sugar Journal*, Vol. 90, No 1076, pp 141-147, 1988.
- O SETOR Sucro-alcooleiro e a cogeração, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, p. 2, 25 de maio de 2000
- Olivares, G. E., *Projeto Construção e Avaliação Preliminar de um reator de Leito Fluidizado para a gaseificação de bagaço de cana*, FEAGRI, UNICAMP, 1996, 178 p. Dissertação de Mestrado.
- Oliveira Jr., S., Van Hombeeck, M., Exergy Analysis of Petroleum Separation Processes in offshore Platforms, Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, *Proceedings of ECOS '96*, Royal Institute of Technology, Stockholm, June 25-27, pp 63 – 69, 1996.
- Paiva Souza, M.E., Nebra, S.A., Gallo, W.L.R, Análise exergética comparativa de sistemas de recuperação de energia dos gases efluentes de caldeiras a bagaço de cana, VII ENCIT, *Proceedings of the 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences*, November 03-06, Rio de Janeiro, Brazil, 1998.
- PANORAMA Setorial da Energia Elétrica, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, p. 3, 21 de outubro de 1998
- Parra, F. M. I., Nebra, S. A., Martinez, R. A. 2000, Cálculo de la exergia de la caña de azúcar, *Abstracts, 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, October 3-6, Convention Center- Porto Alegre, Brazil p.65, 2000.

- Pio, G., “Departamento de Projeto de Turbinas a Vapor”, ALSTOM POWER, Comunicação Pessoal, maio 2002.
- PREÇO de gás impede avanço da cogeração, *Gazeta Mercantil*, Planalto Paulista, Campinas, p.2, 25 de maio de 2000.
- Pisa, B. J., *Análisis Termoeconómico Aplicado al Diseño de Plantas GICC*, Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza. Dpto. Ingeniería Mecánica, 250 p, 1996.
- Ramalho, E. L., *Uma visão da Comercialização de Energia Elétrica, pelas Indústrias de açúcar e álcool, diante da Reestruturação do Setor Elétrico Nacional*, Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, 114 p, Outubro 1999.
- Ramírez, B. J. J., *Diminuição de H_2S na Gaseificação de carvão mineral mediante adição de dolomita em reator de leito fluidizado*, DETF, Faculdade de Engenharia Mecânica, 123 p, Dissertação de Mestrado, Agosto, 1999.
- Rasul, M.G., Rudolph, V. &, Carsky, M., Physical Properties of bagasse, *FUEL*, Vol. 78, No 8, pp. 905 –910, 1999.
- Regis Lima, M.V.L., Linero, F., Lamonica, M., H., “Centro de Tecnologia da COPERSUCAR”, comunicação pessoal, julho de 2002.
- Reistad, G.M e Gaggioli, RA, Available-Energy Costing, *ACS Symposium*, Vol. 122, pp. 143-160, 1990.
- Revista. *Cojuntura Econômica*, *Cojuntura Estatística*, Fundação Getulio Vargas, Vol 4, abril de 1997, Vol 3, março de 2001.
- Rizhkin V. Y., *Centrales Termoeléctricas*, Tomo I, Editorial Mir, Moscú, 1979, 365 p., em espanhol.

- Rosillo- Calle, F., Bajay, S.V. & Rothman, H., *Industrial Uses of Biomass Energy. The example of Brazil*, First published 2000 by Taylor and Francis, Lane, London, pp 218- 235, 2000.
- Rubens, J. M., “CBC SA, Industrias Pesadas”, Gerencia de Venda de Caldeiras, São Paulo, Brasil, Comunicação Pessoal, novembro de 2002.
- Saad, M. A., Cheng, Yu Dah, The new Cheng Cycle for power generation and Cogeneration, *Proceedings of ECOS'96*, Stockholm, June 25-27, Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, pp. 247-254, 1996.
- Sánchez, P. M .G., Nebra, S. A., and Gallo, W.L.R., Exergetic Analysis of a gas turbine plant with chemical recuperation, *ABSTRACTS, 8TH Braziliam Congress of Thermal Engineering Mechanical and Sciences*, ENCIT 2000, p 63, 2000.
- Sánchez, P. M. G. & Sánchez, C.G., Exergetic Considerations on the use of simulation in a fluidized bed reactor for sugar-cane-bagasse, *2nd Olle Lindström Symposium on Renewable Energy-Bioenergy*, June 9 – 11, CD ROM, Royal Institute of Stockholm Sweden, 1999.
- Sánchez, P. M. G. y Madariaga, A. J. F. Determinación experimental de la humedad crítica del bagazo, *Revista Energética. Instituto Superior Politécnico “Jose Antonio Echeverria”* Vol. 2, pp. 24 – 29, 1992, em espanhol, Havana, Cuba.
- Sánchez, P. M. G., Nebra, S. A., *Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of a Sugar Mill Plant*, Proceedings of the 15th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Vol. I, pp., 258-265, Berlin, Germany, 2002.
- Sánchez, C. G., *Estudo da Volatilização e da Gaseificação de Biomassa em Leito Fluidizado*, UNICAMP, Campinas, 143 p, Tese (Doutorado), 1994.

- Santo, D.B.E., & Gallo, W.L.R., Energetic Economic and Thermoeconomic Analysis in a Hospital Cogeneration System, Department of Energy, State University of Campinas, Brazil, Comunicação Pessoal, 1997.
- Schenk, E.P., Van Doorn, J., Bodegum, M., and Van Drift, A., Circulating Fluidised Bed Gasification Experiments at ECN, *C.A.R.M.E.N., Biomass for Energy and Industry*, pp. 1757-1760, 1997.
- Schegliáev, A. V., *Turbinas de Vapor*, Edición Revisada y Ampliada, Editorial MIR, Moscú, Tomo I, 352 p, 1978 (em espanhol).
- Silva Martins, A. R., e Horta Nogueira, L. A., Configuração de Sistemas de Cogeração considerando a sensibilidade do Indicador de Viabilidade, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Federal de Engenharia de Itajuba, Comunicação Pessoal, EFEI, 1997.
- Sotudeh, R., Legros, R., Chaouki, J. and Paris, J., Simulation of Circulating FBC reactors using ASPEN PLUS, *FUEL* Vol. 77. No 4 pp. 327 – 331. 1998.
- Souza-Santos, M. L., A study of thermochemically recuperative power generation system using natural gas, *FUEL*, Vol 76, No 7 pp. 593-601, 1997.
- Souza-Santos, M. L., A study on pressurized fluidized-bed Gasification of biomass through the use of comprehensive simulation, *4TH International Conference on Technologies and Combustion for a clean environment*, Lisbon, Portugal, July 7-10, pp 7-13, 1997.
- Sriramulu, S., Sane, S., Agarwal, P., and Mathews, T., Mathematical Modelling of Fluidized Bed Combustion, *FUEL* Vol. 75 No 12, pp. 1351-1361, 1996.
- Stucchi, A. A., “Usina Cruz Alta”, Açúcar Guarani S.A., Gerencia de Produção, Comunicação Pessoal, 2001 e 2002 .

- Szargut, J., Cogeneration of Network Heat in the Set of a Humid Air Turbine, Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, *Proceedings of ECOS 2000*, University Twente, Nederland, July 5-7, pp 423 – 434, 2000.
- Szargut, J., Morris, D.R. & Steward, F.R. *Exergy analysis of thermal chemical and metallurgical processes*, 1988. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988.
- Teixeira, S. M., e Oliveira, J. S., Thermoeconomic Evaluation of Cogeneration System for a Chemical Plant, *Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, Proceedings of ECOS 2000*, University Twente, Nederland, July 5-7, pp 1631 – 1643, 2000.
- Teixeira, M. A., e Milanez., L. F., Cogeneration in the Brazilian sugar cane sector: future scenarios and the new legislation, *Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, Proceedings of ECOS 2000*, University Twente, Nederland. July 5-7, pp 1621 – 1629, 2000.
- The economist, *Financial Indicators, Trade, Exchange and Budgets*, January 6TH-12TH, 13TH-19TH, 20TH-26TH, 2001.
- Topper, J. M., Cross P. J., and Goldthorpe S.H., Clean coal technology for power and cogeneration, *FUEL*, Vol. 73 No 7, pp. 1056 –1063, 1994.
- Tsatsaronis, G., Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems, *Prog. Energy Combustion. Science*, Vol. 19, pp. 227-257, 1993.
- Turn, S., Biomass Integrated Gasifier Combined Cycle Technology: Status of Commercial Development Efforts and Application in the Cane Sugar Industry, *Prepared under Consultancy to the Biomass Energy Systems & Technology, (BEST,) Project Winrock* International Institute of Agricultural Developmentt. April, 1998.

Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., and Torres, C., Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem, *Energy*, Vol. 19, pp. 365-381, 1994.

Van Groen, M., *Energy rooted in sugar cubes: the interactions between energy savings and cogeneration in Indians sugar mills*, Final thesis for obtaining the master degree in Science & Policy, Department of Science Technology and Society, University Utrecht, November 1999, Nederland.

Vieira, S., Oliveira Jr, S., Estudo de sistemas de cogeração e geração termelétrica através da análise termoeconômica, *Proceedings of the 7th Braziliam Congress of Engineering and Thermal Sciences*, November 3 – 6, Rio de Janeiro, pp. 381-386, 1998.

Waganoff, P. A., Características de un ingenio produciendo azúcar con alta eficiencia, IPRO, Industrieprojekt GMBH, Germany. Documento interno da usina Cruz Alta, 2001, em espanhol.

Walter, A. C. S., *Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro*, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, p. 259, 1994.

Walter, A. C. S., Llagostera, B. J., Gallo, W. L. R., Analysis of thermodynamics performance parameters and cost allocation methods in cogeneration systems, *TAIES'97* June 10-13, Thermodynamics Analysis and Improvement of Energy Systems, 1997

Walter, A. C. S., Horta, N. L. A., “Geração de Energia Elétrica a partir de Biomassa no Brasil: Experiências e Perspectivas”, Comunicação Pessoal, 1996.

Apêndice A1.

Dados gerais da safra. Parâmetros termodinâmicos do sistema de cogeração.

Tabela A1. Dados gerais da safra 2000. Fonte: boletim de safra da usina “Cruz Alta”.

Denominação	Unidade	Valor
Tempo de colheita	horas	4448
Tempo de extração efetiva	horas	4182
Total de cana processada	toneladas	1672278,42
Cana processada por hora efetiva	toneladas/hora	399,875
Produção de caldo misto	toneladas	1823067,737
Bagaço	toneladas	476850,656
Água de embebição	toneladas	627639,973
Fluxo de bagaço (media produzida)	Kg/s	31,673
Produção específica de bagaço	Kg/ton. de cana	285,15

Tabela A2. Índices operacionais da usina “Cruz Alta” na safra 2000.

Denominação	Unidade	Valor
Consumo de vapor para processo	(tons de vapor/ton cana moída)	0,517
Consumo de vapor dos turbogeradores	(tons de vapor/ton cana moída)	0,232
Consumo de vapor em preparo	(tons de vapor/ton cana moída)	0,125
Consumo de vapor em moenda	(tons de vapor/ton cana moída)	0,067

Denominação	Unidade	Valor
Produção de vapor	(tons de vapor/ton cana moída)	0,563
Consumo de energia elétrica e mecânica na extração.	(MJ/toneladas de cana)	42,59
Consumo elétrico na extração	(kW/toneladas de cana)	6.23E-04
Consumo de vapor na Turbobomba	(tons de vapor/ton cana moída)	0,01425

Tabela A3. Tabela com os dados dos fluxos do sistema de cogeração.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg °)	Exergia (kJ/kg)
1	Bagaco na entrada do Secador C-1	7,797	-	44	-	-	9959
2	Bagaco na saída do Secador C-1	6,497	-	78	-	-	11979
3	Gases na entrada do Secador C-1	30,068	0,1009	259	265,8	0,6572	148,45
4	Consumo de Potência do S. C-1	-	-	-	-	-	169,12 ¹
5	Gases na saída do Secador C-1	31,37	0,1007	91	86,21	0,2629	0
6	Perda de calor no Secador C-1	-	-	-	-	-	0
7	Ar quente na entrada da Caldeira-1	13,832	0,1036	125	100,8	0,2908	14,16
8	Água na entrada da Caldeira-1	19,81	2,769	105	442,1	1,339	91,1
9	Consumo de Potência VTI da C-1	-	-	-	-	-	220,6 ¹
10	Vapor produzido na Caldeira-1	18,89	2,161	310	3042	6,764	1080,36
11	Gases na saída da Caldeira-1	41,282	0,1004	278	288,1	0,6998	158,043
12	Ar frio na entrada da Caldeira-1	21,05	0,103	30	5,033	0,01674	0
13	Consumo de Potência VA da C-1	-	-	-	-	-	55,15 ¹
14	Perda calor da Caldeira-1	-	-	-	-	-	0
15	Gases na entrada PA da Caldeira-1	11,214	0,1004	278	288,1	0,6998	158,043
16	Consumo de Potência VTF da C-1	-	-	-	-	-	73,53 ¹
17	Ar na entrada PA da Caldeira-1	13,832	0,103	30	5,033	0,01674	0
18	Gases na saída PA da Caldeira-1	11,214	0,1006	175	168,7	0,4596	0
19	Perda de calor PA da Caldeira-1	-	-	-	-	-	0
20	Bagaco na entrada do Secador C-2	8,311	-	44,2	-	-	9959
21	Gases na entrada do Secador C-2	24,877	0,1009	239	246,1	0,6195	155,17
22	Consumo de Potência do S C-2	-	-	-	-	-	169,12 ¹
23	Bagaco na saída do Secador C-2	7,165	-	74	-	-	11575
24	Gases na saída do Secador C-2	26,02	0,1007	83	74,92	0,2283	0
25	Perda de calor no Secador C-2	-	-	-	-	-	0
26	Ar quente na entrada da Caldeira-2	11,42	0,1036	124	99,8	0,2882	13,9
27	Água na entrada da Caldeira-2	21,47	2,73	105	442,1	1,361	91,1
28	Potência Mecânica do VTI da C-2	-	-	-	-	-	196,4 ¹
29	Vapor produzido na Caldeira-2	20,56	2,161	315	3053	6,784	1085,9
30	Gases na saída da Caldeira-2	39,329	0,1004	259	269,8	0,6685	164,28
31	Ar frio na entrada da Caldeira-2	20,843	0,103	30	5,033	0,01674	0
32	Consumo de Potência VA da C-2	-	-	-	-	-	55,15 ¹
33	Perda de calor da Caldeira-2	-	-	-	-	-	0
34	Gases na entrada PA da Caldeira-2	14,452	0,1004	259	269,8	0,6685	164,28
35	Consumo de Potência VTF da C-2	-	-	-	-	-	73,53 ¹
36	Gases na saída PA da Caldeira-2	14,452	0,1006	198	197,2	0,5216	0

N _o	Denominação	Fluxo (kg/s)	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg °)	Exergia (kJ/kg)
37	Ar na entrada PA da Caldeira-2	11,42	0,103	30	5,033	0,01674	0
38	Perda de calor PA da Caldeira-2	-	-	-	-	-	0
39	Bagaço na entrada do Secador C-3	10,17	-	44	-	-	9959
40	Gases na entrada do Secador C-3	43,391	0,1005	257	266	0,6573	151,99
41	Consumo de Potência S C-3	-	-	-	-	-	176,471 ¹
42	Bagaço na saída do Secador C-3	9,244	-	73	-	-	10969
43	Gases na saída do Secador C-3	44,32	0,1004	83	72,03	0,2194	0
44	Perda de calor no Secador C-3	-	-	-	-	-	0
45	Ar quente na entrada da Caldeira-3	19,87	0,1016	124	99,8	0,2882	13,906
46	Água na entrada da Caldeira-3	24	2,71	105	442,1	1,361	91,042
47	Potência Mecânica do VTI da C-3	-	-	-	-	-	245,1 ¹
48	Vapor produzido na Caldeira-3	23,06	2,161	320	3065	6,803	1091,67
49	Gases na saída da Caldeira-3	54,613	0,1004	306	324,2	0,7657	177,953
50	Ar frio na entrada da Caldeira-3	25,62	0,103	30	5,033	0,01674	0
51	Consumo de Potência VA da C-3	-	-	-	-	-	54,4 ¹
52	Perda de calor da Caldeira-3	-	-	-	-	-	0
53	Gases na entrada PA da Caldeira-3	11,222	0,1004	306	324,2	0,7657	177,953
54	Consumo de Potência VTF da C-3	-	-	-	-	-	91,9 ¹
55	Gases na saída PA da Caldeira-3	11,222	0,1005	169	163,4	0,4456	0
56	Ar na entrada PA da Caldeira-3	19,87	0,103	30	5,033	0,01674	0
57	Perda de calor PA da Caldeira-3	-	-	-	-	-	0
58	Vapor entrada TE da Caldeira-2	1,361	1,994	287	2992	6,713	1046,29
59	Vapor na tubulação da Caldeira-2	19,19	2,161	312	3046	6,772	1082,96
60	Vapor na entrada TE da Caldeira-3	1,639	2,023	289	2996	6,713	1050,03
61	Vapor na tubulação da Caldeira-3	21,42	2,161	313	3048	6,776	1084,166
62	Vapor na estação (ponto soma)	59,5	2,141	310	3042	6,769	1079,5
63	Vapor na saída TE da Caldeira-2	1,361	0,228	182	2832	7,363	692,14
64	Vapor na saída TE da Caldeira-3	1,639	0,228	181	2830	7,358	691,9
65	Vapor na entrada da Turbina (TBaa)	1,583	2,014	295	3011	6,741	1056,854
66	Vapor da estação (total)	57,92	2,121	310	3041	6,774	1078,48
67	Vapor na saída da Turbina (TBaa)	1,583	0,2386	180	2827	7,333	696,78
68	Potência Mecânica da Bomba (Baa)	-	-	-	-	-	261,1 ¹
69	Água saída do DRD	65,28	0,223	108	452,9	1,396	91,33
70	Água saída da Bomba (Baa)	65,28	3,259	108	455	1,397	94,32
71	Vapor na entrada de Preparo	13,89	2,112	302	3024	6,744	1068,97
72	Vapor na entrada da Moenda	7,5	2,112	300	3019	6,736	1066,8
73	Vapor na entrada da Válvula RR	4,167	2,063	300	3021	6,748	1064,27
74	Vapor na entrada da Válvula RF	6,527	2,063	299	3019	6,744	1063,364
75	Vapor na entrada da GE	25,83	2,033	300	3022	6,756	1063,066
76	Vapor na saída da Válvula RR	4,167	1,337	200	2807	7,525	916,8
77	Vapor na saída da Válvula RF	6,527	0,219	195	2859	7,441	696,14
78	Vapor na entrada do Picador-1	4,453	2,014	292	3004	6,749	1053
79	Vapor na entrada do Picador-2	3,631	1,984	296	3014	6,753	1055,907
80	Vapor na entrada do Desfibrador	5,806	2,014	295	3011	6,75	1056,321
81	Vapor na saída do Picador-1	4,453	0,2288	174	2816	7,327	686,95
82	Potência Mecânica do Picador-1	-	-	-	-	-	768,1 ¹
83	Vapor na saída do Picador-1	3,631	0,223	179	2826	7,362	686,86
84	Potência Mecânica do Picador-2	-	-	-	-	-	614,5 ¹
85	Vapor na saída do Desfibrador.	5,806	0,223	180	2828	7,366	687,56
86	Potência Mecânica do Desfibrador.	-	-	-	-	-	1075,375 ¹
87	Vapor na saída de Preparo	13,89	0,219	168	2804	7,368	677,178
88	Vapor na entrada da Moenda-1	3,75	2,014	293	3006	6,733	1054,13

N _o	Denominação	Fluxo (kg/s)	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg °)	Exergia (kJ/kg)
89	Vapor na entrada da Moenda-2	3,75	2,023	294	3008	6,734	1054,13
90	Vapor na saída da Moenda-1	3,75	0,2288	173	2814	7,322	686,13
91	Potência Mecânica da Moenda-1	-	-	-	-	-	615 ¹
92	Vapor na saída da Moenda-2	3,75	0,2288	177	2822	7,34	686,13
93	Potência Mecânica da Moenda-2	-	-	-	-	-	615 ¹
94	Vapor Soma na saída Moenda	7,5	0,221	169	2806	7,341	679,067
95	Vapor soma (Moenda+Preparo+RF)	27,917	0,217	150	2767	7,3	664,63
96	Vapor na entrada da Turbina GE-1	5,974	2,013	300	3022	6,762	1061,79
97	Vapor na entrada da Turbina GE-2	9,27	1,964	300	3024	6,775	1059,33
98	Vapor na entrada da Turbina GE-3	10,694	1,964	300	3024	6,775	1059,57
99	Vapor na saída da Turbina GE-1	5,974	0,2187	130	2725	7,134	634,08
100	Potência elétrica da Turbina GE-1	-	-	-	-	-	1600 ¹
101	Vapor na saída da Turbina GE-2	9,27	0,2187	130	2725	7,134	653,83
102	Potência elétrica da Turbina GE-2	-	-	-	-	-	2600 ¹
103	Vapor na saída da Turbina GE-3	10,694	0,2187	130	2725	7,134	654,011
104	Potência elétrica da Turbina GE-3	-	-	-	-	-	3000 ¹
105	Vapor soma na saída da GE	25,83	0,2141	130	2726	7,145	651,26
106	Vapor soma (95+105)	53,747	0,213	144	2755	7,219	658,54
107	Vapor na entrada do ponto junção	3,753	0,2122	166	2801	7,327	671,506
108	Vapor na entrada DRD.	0,843	0,2122	164	2796	7,317	669,8
109	Vapor para Processo	57,5	0,2122	144	2755	7,221	658,013
110	Água de reposição	3,264	0,1014	25	104,8	0,3669	50,03
111	Consumo de Potência da BMU	-	-	-	-	-	33,6 ¹
112	Água na saída da BMU.	3,264	2,11	27	115,1	0,3943	52,053
115	Condensado de Retorno dos Tachos	4,167	0,209	102	427,6	1,329	85,95
116	Condensado de retorno Evaporação	57,0	0,2092	102	427,6	1,329	85,95
117	Exergia do calor de processo	-	-	-	-	-	36034
118	Condensado de retorno (soma)	61,167	0,2092	102	427,6	1,329	85,95
119	Consumo de Potência da BCR	-	-	-	-	-	203,94 ¹
120	Condensado na saída da BCR	61,167	3,061	102	429,7	1,327	88,76
121	Condensado na entrada do DRD	61,167	2,569	97	408	1,271	83,77
122	Cana	111,08	-	-	-	-	5476
123	Consumo de Potência do difusor.	-	-	-	-	-	1043,06 ¹
124	Vapor vegetal na entrada do difusor	8,33	0,1757	116	486,8	1,484	98,956
125	Bagaço total (Valor Médio)	31,673	-	-	-	-	9959
126	Caldo misto na saída do difusor	121,09	0,107	76	318,2	1,027	2426
127	Água de embebição	41,7	0,104	90	377	1,193	76,09
128	Bagaço excedente	5,395	-	-	-	-	9959
129	Bagaço consumido	26,278	-	-	-	-	9959
130	Consumo de Potência na planta	-	-	-	-	-	4677,432 ¹
131	Consumo de Potência nas ED	-	-	-	-	-	76,2 ¹
132	Consumo de Potência nas EA	-	-	-	-	-	56,8 ¹

Nota: ¹ -Se correspondem com valores de exergia ou consumo de potência expressados em kW. Os valores de exergia dos gases, água em estado líquido ou em estado de vapor, e o ar que aparecem na tabela estão oferecidos em (kJ/kg), e contem a soma das exergias física e química. Os fluxos de gases de saída que não tem utilidade do ponto de vista exergético, como gases de saída do pré-aquecedor de ar, perdas de calor ao médio ambiente aparecem com valor de exergia zero, mesmo como a exergia do ar em condições ambientais, cujo valor é desprezível. O valor da exergia da cana foi obtido segundo a Equação proposta em Parra e Nebra (2000), sendo que foi considerada como quantidade de cana aquele correspondente ao valor médio para o número de horas efetivas de safra. No caso da produção total de bagaço foi considerado o valor médio para a quantidade de horas efetivas de safra. Similares considerações foram feitas para o caldo misto e a água de embebição.

Apêndice B.

Metodologia para a determinação da eficiência das caldeiras da usina “Cruz Alta” e índices de desempenho da primeira e segunda lei da termodinâmica dos elementos componentes do sistema de cogeração.

Cada caldeira, vai ser avaliada separadamente dos equipamentos de recuperação de calor que a constituem. A eficiência de primeira lei, não contando com medições de consumo de bagaço vai ser avaliada a partir do método indireto, ou método das perdas de calor. Este método de forma resumida explica que a diferença entre o calor útil e o calor disponível do combustível é constituído por perdas de calor devido a cinco causas.

- Perdas de calor pela entalpia dos gases de saída das caldeiras, (q_2).
- Perdas de calor pela combustão química incompleta (q_3).
- Perdas de calor pela combustão mecânica incompleta (q_4).
- Perdas devido a trocas de calor com o meio ambiente (q_5).
- Perdas de calor com as cinzas das grelhas (q_6).

Assim temos, segundo Baloh (1995):

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (1)$$

Sendo que cada uma das perdas pode ser avaliada, levando em conta a umidade do bagaço na entrada da caldeira, o valor da perda de calor q_2 , para a caldeira como elemento independente, segundo Baloh (1995):

$$q_2 = \frac{Q_{ge} - (Q_{aq} + Q_{af})}{Q_d} \cdot (100 - q_4), \% \quad (2)$$

Na equação (2), o fluxo de calor devido à entalpia dos gases de escape Q_{ge} (kJ/kg bagaço úmido), pode ser determinado segundo:

$$Q_{ge} = \sum m_i \cdot h_i(T_{ge}) \quad (3)$$

Onde:

m_i : massa do componente i dos gases de escape por kg de bagaço, (kg/kg bagaço úmido)

h_i : entalpia do componente i à temperatura dos gases de exaustão escape, (kJ/kgi).

O fluxo de calor devido à entalpia do ar quente Q_{aq} (kJ/kg de bagaço úmido), na saída do pré-aquecedor de ar é determinado segundo a seguinte equação:

$$Q_{aq} = m_{aq}(h_{aq} - h_{ar}) \quad (4)$$

Na equação (4), o termo h_{ar} é a entalpia do ar para a condição de referencia (25 °C). O aporte energético do ar ambiental pode ser determinado de forma similar.

O valor de calor disponível do combustível Q_d (kJ/kg de bagaço úmido), inclui o efeito do poder calorífico (PCI), e o calor físico que aporta o combustível devido a sua temperatura, assim como a energia que aporta o ar quente:

$$Q_d = PCI + Q_{fb} + Q_{aq} \quad (5)$$

Sendo possível avaliar o calor físico Q_{fb} (kJ/kg de bagaço úmido), segundo:

$$Q_{fb} = c_b \cdot T_b \quad (6)$$

O calor específico do combustível foi determinado segundo a equação empregada em Paiva Souza *et al.* (1998):

$$c_b = (1 - u)c_{pbs} + uc_{pH_2O} \quad (7)$$

Na equação (7) o termo c_{pbs} é o calor específico do bagaço seco: 1,76 kJ/kg de bagaço seco, (Paiva Souza *et al.* 1998), o termo c_{pH_2O} é o calor específico da água líquida igual a 4,1868 kJ/kg da água (Gallo, 1999). O termo u é a umidade do bagaço na entrada da caldeira (kg água/kg de bagaço úmido).

- Perda por combustão química incompleta, (q_3).

As perdas por combustão química incompleta estão relacionadas com a presença de CO, H₂, CH₄ e outros produtos de combustão incompleta nos gases de escape. Resulta necessário conhecer o volume dos produtos de combustão incompleta e os respectivos poderes caloríficos inferiores (PCI_i). Levando em conta esses fatores Beatón e Lora (1991), propõem o emprego da seguinte equação:

$$q_3 = \left(PCI_{CO} [CO] + PCI_{CH_4} [CH_4] + PCI_{H_2} [H_2] \right) \cdot \frac{V_{gs}}{Q_d}, \% \quad (8)$$

Na equação (8), a presença de [CH₄] e [H₂] nos gases de exaustão da combustão do bagaço é desprezível. Beatón e Lora (1991), recomendam admitir [CO] = 0,9%.

O cálculo do volume de gases V_{gs} (Nm³/kg de bagaço seco), foi efetuado através da equação proposta por Baloh (1995):

$$V_{gs} = (4,424\lambda - 0,058)(1 - u) \quad (9)$$

- Perda por combustão mecânica incompleta, (q_4).

A perda por combustão mecânica incompleta é referente às partículas de combustível que acabam não sendo queimadas ficando na grelha arrastadas junto aos gases de escape. Este fator pode ser determinado por um balanço térmico das cinzas. Beatón e Lora (1991), aportam uma expressão que para o caso da caldeira submetida a estudo fica:

$$q_4 = \left(a_{gr} \frac{C_{gr}}{100 - C_{gr}} + a_{pa} \frac{C_{pa}}{100 - C_{pa}} + a_l \frac{C_l}{100 - C_l} \right) \frac{PCI_C A^t}{Q_d}, \% \quad (10)$$

Onde:

$a_{gr, pa, l}$: Fração do conteúdo total de cinzas do combustível na grelha, no pré-aquecedor de ar e na lavagem de gases, (%).

$C_{gr, pa, l}$: Conteúdo de elementos combustíveis na grelha, no pré-aquecedor de ar e na lavagem de gases, (%).

A^t : Conteúdo de cinza do combustível.

PCI_C : Poder calorífico do carbono (kJ/kg).

- Perda de calor ao meio ambiente, (q_5).

As perdas de calor ao meio ambiente (q_5), para a produção de vapor de cada uma das caldeiras foram determinadas a partir dos nomogramas normativos da ASME, em inglês “American Society of Mechanical Engineering” (ASME, 1975), levando em conta a temperatura externa da parede da fornalha, a velocidade do ar ambiental nessa zona, a quantidade de paredes de água na fornalha e a produção energética da caldeira.

- Perda de calor com as cinzas da grelha, (q_6).

As perdas de calor com as cinzas da grelha, q_6 , segundo Beatón e Lora (1991), em caldeiras modernas para bagaço, representa menos de 0,1% do calor disponível, sendo adotado, portanto, esse valor para os cálculos.

A determinação da perda de calor com os gases de escape, (q_2) envolve como já foi dito a existência de duas entradas de ar na caldeira, uma proveniente do pré-aquecedor de ar, entanto, a

outra corresponde a uma quantidade de ar frio ambiental, que é fornecido com ajuda do ventilador auxiliar, sendo necessário estabelecer os balanços de massa e energia no pré-aquecedor de ar, no secador de bagaço e no ponto de mistura das duas correntes de gases na saída desses equipamentos recuperadores de energia, levando em conta a umidade do sólido retirada pelo efeito dos gases no secador.

Nesse sentido também teve que ser considerada a perda de calor ao meio do pré-aquecedor de ar, determinada a partir das recomendações de Necati (1981), e Goldstein Jr. (2000). Estes pesquisadores confirmam a validade de um modelo convecção – radiação para avaliar estas perdas. A metodologia empregada pode ser vista no Apêndice D.

As perdas de calor ao meio no secador de bagaço, foram avaliadas como uma porcentagem da troca térmica no secador, seguindo os critérios de Nebra (1985).

A equação de balanço de energia para o pré-aquecedor de ar fica:

$$(m_g h_g)_e + (m_a h_a)_e = (m_g h_g)_s + (m_a h_a)_s + \frac{\text{Perdas}_{pa}}{m_b} \quad (11)$$

Na equação (11) os sub-índices (e) e (s) indicam entrada e saída. O termo Perdas_{pa} é referido às perdas no pré-aquecedor de ar. O fluxo mássico denotado por m se corresponde com o fluxo de ar m_a (kg ar/kg de bagaço úmido); com o fluxo de gases m_g (kg de gases/kg de bagaço úmido), e m_b (kg de bagaço úmido/s).

A equação de balanço de energia para o ponto de mistura das duas correntes de gases fica:

$$m_{gpa} = [du + m_{g1}] \frac{(h_{gsm} - h_{ges})}{(h_{gepa} - h_{ges})} \quad (12)$$

O termo du (água evaporada durante a secagem), pode ser expresso através da seguinte equação:

$$du = u_e \left(\frac{x_e + 1}{x_s + 1} \right) - u_s \quad (13)$$

Nas equações (12) e (13) ressaltam os seguintes elementos:

m_{g1} : fluxo de gases total produzida na caldeira, (kg gases /kg de bagaço úmido).

m_{gpa} : fluxo de gases através do pré-aquecedor de ar (kg de gases/kg de bagaço úmido).

h_{gsm} : entalpia dos gases na saída do ponto de mistura de gases, (kJ/kg gases).

h_{ges} : entalpia dos gases antes do ponto de mistura do lado do secador (kJ/kg gases).

h_{gepa} : entalpia dos gases antes do ponto de mistura do lado do pré-aquecedor de ar, (kJ/kg gases).

u_e e u_s : umidade do bagaço (base úmida) na entrada e saída do secador (kg água/kg bagaço úmido).

x_e e x_s : umidade do bagaço (base seca) na entrada e saída do secador (kg água/kg bagaço seco).

O balanço de massa na bifurcação de gases na saída da caldeira é expresso segundo:

$$m_{gsec} = m_{g1} - m_{gpa} \quad (14)$$

A equação (14) refere-se à subdivisão do fluxo de gases na saída da caldeira (subsistema isolado), nos fluxos de gases fornecidos ao secador (m_{gsec}) e ao pré-aquecedor de ar (m_{gpa}).

$$(m_g h_g)_e m_b + m_b (1 + du) c_{b(ue)} T_{be} = (m_g h_g)_s m_b + m_b c_{b(us)} T_{bs} + 0,018(\ddot{A}Q) \quad (15)$$

Na equação (15), novamente os sub-índices (e,s) indicam entrada e saída do equipamento. Os termos (ue) e (us) indicam que o calor específico é avaliado na umidade do bagaço na entrada ($c_{b(ue)}$) e na umidade do bagaço na saída ($c_{b(us)}$). Entretanto, o termo ΔQ que indica perda de energia no secador pode ser expresso com ajuda de:

$$\ddot{A}Q = (m_g h_g)_e - (m_g h_g)_s \quad (16)$$

Segundo Baloh (1995), a massa de gases produzidas na combustão de bagaço m_{gl} [kg gases/kg bagaço], para qualquer umidade do sólido combustível na entrada da caldeira (u), levando em conta o conteúdo de cinzas do bagaço (A^t), o conteúdo de água no ar (d), e o excesso de ar na caldeira (λ), pode ser expressa segundo:

$$m_{gl} = 1 - A^t(1 - u) + \lambda \cdot m_{lmin}(1 + d) \quad (17)$$

Onde o termo m_{lmin} representa a quantidade de ar mínimo para a combustão de bagaço com qualquer umidade. Este termo é função direta da composição do bagaço. Assim, a quantidade de ar total (m_{aT}) requerida na combustão pode ser expressa segundo Baloh (1995):

$$m_{aT} = \lambda m_{lmin}(1 + d) \quad (18)$$

Os valores da composição média do bagaço para diferentes umidades são apresentados na Tabela 1.

Tabela B1. Composição de um kg de bagaço para diferentes umidades.

elemento	Umidade: 0	Umidade: 0,50	Umidade: u_i
Carbono	0,47	0,50	$0,47(1 - u_i)$
Hidrogênio	0,065	0,235	$0,065(1 - u_i)$
Oxigênio	0,44	0,22	$0,44(1 - u_i)$
Cinzas	0,025	0,0125	$0,025(1 - u_i)$

O valor de eficiência de segunda lei para cada caldeira foi determinado segundo a equação (3.19) do capítulo 3.

O valor da eficiência de primeira lei para o secador foi avaliado considerando a massa de água que na forma de vapor faz parte do gás na saída. A equação pode ser expressa segundo:

$$\zeta^I = \frac{(m_v h_v + m_w h_w + m_b h_b)_s - (m_w h_w + m_b h_b)_e}{(m_g h_g)_e - (m_g h_g)_s} \quad (19)$$

Na equação anterior os termos m_b e h_b (fluxo mássico e entalpia), são referidos à base seca do sólido combustível, considerando ele um sólido ideal. Os termos m_w e h_w são referidos à água considerando ela um líquido ideal, enquanto os termos m_v e h_v são referidos ao vapor de água. No denominador, os termos m_g e h_g consideram os gases que atravessam o secador, definidos nos sub-índices (e) e (s) que definem entrada e saída do secador respectivamente.

O valor da eficiência de primeira lei para o pré-aquecedor de ar foi avaliado aplicando o conceito de efetividade, Goldstein Jr (2000), aproximando as propriedades termofísicas dos gases às propriedades do ar para as temperaturas médias de cada fluido:

$$\hat{I} = \frac{m_a[(T_a)_s - (T_a)_e]}{m_g[(T_g)_e - (T_a)_e]} \quad (20)$$

Na equação anterior, os termos m_a e T_a são referidos ao ar. O termo m_g à vazão de gases que alimenta o pré-aquecedor de ar, e o termo T_g representa a temperatura dos gases.

Seguindo as mesmas aproximações da equação (20), como critério comparativo, pode ser aplicado o conceito de eficiência de primeira lei para o pré-aquecedor de ar, segundo a seguinte equação:

$$\zeta^I = \frac{m_a[(T_a)_s - (T_a)_e]}{m_g[(T_g)_e - (T_g)_s]} \quad (21)$$

O valor da eficiência de segunda lei para o pré-aquecedor de ar foi avaliado considerando nula a exergia dos gases na saída do pré-aquecedor de ar. O índice pode ser expresso como:

$$\zeta^{II} = \frac{m_a(b_a)_s}{m_g(b_g)_e} \quad (22)$$

O valor da eficiência de segunda lei, para cada sistema de Geração de Vapor, levando em conta os equipamentos de recuperação de calor que integram o sistema foi determinado segundo:

$$\zeta^{\text{II}} = \frac{m_{\text{vs}}(b_{\text{vs}} - b_{\text{aa}})}{m_{\text{b}}b_{\text{b}}} \quad (23)$$

A eficiência de segunda lei para cada secador foi determinada segundo a seguinte equação:

$$\eta^{\text{II}} = \frac{(m_{\text{b}}b_{\text{b}})_{\text{s}} - (m_{\text{b}}b_{\text{b}})_{\text{e}}}{(m_{\text{g}}b_{\text{g}})_{\text{e}}} \quad (24)$$

O valor da exergia dos gases de combustão nos distintos pontos dentro de cada sistema de Geração de Vapor foi determinado considerando os valores de exergia física b_{fg} , e química b_{qg} , segundo a seguinte equação:

$$b_{\text{g}} = b_{\text{fg}} + b_{\text{qg}} \quad (25)$$

A exergia física é determinada com a ajuda da equação (3.13) no capítulo 3, que por sua vez precisa da determinação das entalpias e entropias da mistura de gases nos pontos submetidos à análise. Estes parâmetros podem ser determinados segundo:

$$h_{\text{g}} = \sum_{i=1}^n h_i F_i \quad (26)$$

$$s_{\text{g}} = \sum_{i=1}^n s_i F_i \quad (27)$$

Nas equações (26) e (27) F_i é a fração em massa de cada componente da mistura. Os termos h_i e s_i se correspondem com as entalpias e entropias de cada componente respectivamente.

A exergia química da mistura de gases foi determinada segundo Kotas (1985):

$$b_{qg} = \sum_{i=1}^n b_i X_i + \bar{R}T_o \sum_{i=1}^n X_i \ln(\gamma_i X_i) \quad (28)$$

Na equação (28) o termo b_i se corresponde com a exergia química de cada componente da mistura, o termo X_i , Fração molar da cada componente, o termo γ é o Coeficiente de atividade, admitido igual à unidade considerando misturas idéias (Gallo, 1999).

Como parte do trabalho de pesquisa em campo, necessário para o cálculo das perdas por combustão mecânica incompleta foi necessário determinar experimentalmente as frações do conteúdo total de cinzas e carbono fixo nos diferentes pontos da caldeira. A tabela 2 oferece os resultados dos testes no laboratório da usina “Cruz Alta” das frações do conteúdo total de cinzas na grelha, (a_{gr}), pré-aquecedor de ar (a_{pa}) e na área de lavagem, (a_l), para cada caldeira.

Tabela B2. Fração do conteúdo total de cinzas na grelha, pré-aquecedor de ar e na área de lavagem.

Caldeira 1			Caldeira 2			Caldeira 3		
$a_{gr} (\%)$	$a_{pa} (\%)$	$a_l (\%)$	$a_{gr} (\%)$	$a_{pa} (\%)$	$a_l (\%)$	$a_{gr} (\%)$	$a_{pa} (\%)$	$a_l (\%)$
27,02	32	40,98	26,32	31	42,68	28,11	33,95	37,9

A seguinte tabela 3 oferece os resultados dos testes no laboratório da usina “Cruz Alta” do conteúdo de carbono fixo na grelha, (C_{gr}), pré-aquecedor de ar (C_{pa}) e na área de lavagem, (C_l), para cada caldeira.

Tabela B3. Conteúdos de carbono fixo na grelha, pré-aquecedor de ar e na área de lavagem.

Caldeira 1			Caldeira 2			Caldeira 3		
$C_{gr} (\%)$	$C_{pa} (\%)$	$C_l (\%)$	$C_{gr} (\%)$	$C_{pa} (\%)$	$C_l (\%)$	$C_{gr} (\%)$	$C_{pa} (\%)$	$C_l (\%)$
20	16	8	21	16	9	22,14	18,5	10,9

Também fazendo parte do trabalho de pesquisa em campo foram efetuadas medições de temperaturas e pressões de forma sistemática em diferentes pontos das estações de geração de

vapor, cujo resultado, quando integrado à metodologia apresentada neste apêndice pode ser apreciado nas tabelas (4), (5) e (6).

Tabela B4. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 1.

N _o	Denominação	Fluxo (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	41,282	278	0,1004	288,1	0,6968	158,04
2	Gases na (e) do Secador	30,068	259	0,1009	265,8	0,6572	148,4
3	Gases na (s) do Secador	31,37	91	0,1007	86,21	0,2629	100,546
4	Gases na (s) do PA	11,214	175	0,1006	168,7	0,4596	110,21
5	Gases na (e) do ponto mistura do lado Secador	31,37	87	0,1007	80,97	0,2557	97,44
6	Gases na (e) da Lavagem	42,584	112	0,1004	104,1	0,3087	102,21
7	Ar na (s) do PA	13,832	125	0,1016	100,7	0,2908	14,162
8	Bagaço na (s) do Secador	6,497	78	-	-	-	11979

Tabela B5. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 2.

N _o	Denominação	Fluxo (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	39,33	259	0,1004	269,8	0,6685	164,28
2	Gases na (e) do Secador	24,877	239	0,1009	246,1	0,6195	155,17
3	Gases na (s) do Secador	26,02	83	0,1007	74,92	0,2283	97,894
4	Gases na (s) do PA	14,452	191	0,1006	185,42	0,5216	136,21
5	Gases na (e) do ponto mistura do lado Secador	26,02	80	0,1007	71,03	0,2206	96,286
6	Gases na (e) da Lavagem	40,472	120	0,1004	116,3	0,3373	105,32
7	Ar na (s) do PA	11,421	124	0,1016	99,8	0,2882	13,906
8	Bagaço na (s) do Secador	7,165	74	-	-	-	11575

Tabela B6. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 3.

N _o	Denominação	Fluxo (kg/s)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	54,61	306	0,1004	324,2	0,7657	177,95
2	Gases na (e) do Secador	43,39	257	0,1005	266	0,6573	151,99
3	Gases na (s) do Secador	44,32	83	0,1004	72,03	0,2194	89,765
4	Gases na (s) do PA	11,222	160	0,1005	153,4	0,4456	112,53
5	Gases na (e) do ponto mistura do lado Secador	44,32	80	0,1006	68,29	0,2121	88,203
6	Gases na (e) da Lavagem	55,542	106	0,1009	96,46	0,2848	92,62
7	Ar na (s) do PA	19,865	124	0,1016	99,8	0,2882	13,906
8	Bagaço na (s) do Secador	9,244		-	-	-	10969

Apêndice C.

Equações que conformam a matriz de produção para a determinação dos custos exergéticos. Resultados.

A seguir é apresentado o sistema de equações lineares (balanço de custo exergético), que conformam a matriz de produção. O sistema de equações inclui a aplicação das proposições citadas no capítulo 6. Resulta necessário ressaltar a presença freqüente de pontos bifurcação que incluem necessariamente perdas de exergia, seja na forma de perdas de calor, ou na forma de perdas de pressão na tubulação. Observa-se alias, que no sistema de equações está incluída a água de reposição, que, segundo critérios da usina corresponde-se com o 5% da vazão de água de alimentação das caldeiras (Stucchi, 2001).

Volume de controle 1. Estação de Geração de vapor I.

- { 1: bagaço na entrada da estação geradora de vapor I, $B = 77650,323 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 4: consumo de potência no secador, $B = 169,12 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 8: água na entrada da caldeira, $B = 1804,69 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 9: consumo de potência do ventilador de tiro induzido, $B = 220,6 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 10: vapor produzido, $B = 20408 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 13: consumo de potência do ventilador auxiliar, $B = 55,15 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 16: consumo de potência do ventilador de tiro forçado, $B = 73,53 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B_{1k1} + B_{4k4} + B_{8k8} + B_{9k9} + B_{13k13} + B_{16k16} - B_{10k10} = 0$$

Volume de controle 2. Estação de Geração de Vapor II.

- { 20: bagaço na entrada da estação de geração de vapor II, $B = 82769,25 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 22: consumo de potência no secador, $B = 169,12 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 27: água na entrada da caldeira, $B = 1956 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 28: consumo de potência do ventilador de tiro induzido, (turboexaustor), $B = 196,4 \text{ (kJ/s)}$ }
- { 29: vapor produzido, $B = 22326 \text{ (kJ/kg)}$ }

{32: consumo de potência no ventilador auxiliar, $B = 55,15 \text{ (kJ/s)}$ }

{35: consumo de potência no ventilador de tiro forçado, $B = 73,53 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B_{20k20} + B_{22k22} + B_{27k27} + B_{28k28} + B_{32k32} - B_{29k29} = 0$$

Volume de controle 3. Estação de Geração de Vapor III.

{41: consumo de potência no secador, $B = 176,47 \text{ (kJ/s)}$ }

{46: água na entrada da caldeira, $B = 2185 \text{ (kJ/s)}$.

{47: consumo de potência do ventilador de tiro induzido (turboexaustor), $B = 245,1 \text{ (kJ/s)}$ }

{51: consumo de potência no ventilador auxiliar, $B = 54,4 \text{ (kJ/s)}$ }

{54: consumo de potência no ventilador de tiro forçado (kJ/s)}

$$B_{39k39} + B_{41k41} + B_{46k46} + B_{47k47} + B_{51k51} + B_{54k54} - B_{48k48} = 0$$

Volume de controle 4. Ponto Bifurcação na área de vapor: Consumo de vapor no turboexaustor da Caldeira II

Neste ponto de bifurcação devem ser consideradas perdas de exergia na tubulação que

{58: entrada de vapor no turboexaustor da Caldeira II, $B = 1424 \text{ (kJ/s)}$ }

{59: vapor na tubulação da Caldeira II, $B = 20782 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B_{29k29} - B_{58k58} - B_{59k59} = 0$$

Existe perda de pressão entre o ponto bifurcação e a entrada de vapor ao turboexaustor que com a realidade física do problema.

Volume de controle 5: Ponto Bifurcação na área de vapor: Consumo de vapor no

{60: vapor na entrada do turboexaustor (caldeira III), $B = 1721 \text{ (kJ/s)}$ }

{61: vapor na linha geral (produção efetiva da caldeira III), $B = 23212 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B_{48k48} - B_{60k60} - B_{61k61} = 0$$

Devido às perdas de exergia na tubulação que conduz o vapor ao turboexaustor, não é

Volume de controle 6: Linha geral de Vapor

{62: Vapor produzido (soma efetiva do vapor produzido em todas as estações de geração de vapor), $B_{62} = 64230,25 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B_{10k10} + B_{59k59} + B_{61k61} - B_{62k62} = 0$$

Volume de controle 7: Turboexaustor da Caldeira II.

{63: Vapor de saída do turboexaustor da caldeira 2, $B = 942,6$ (kJ/s)}

$$B_{58} \cdot k_{58} - B_{63} \cdot k_{63} - B_{28} \cdot k_{28} = 0$$
$$k_{58} = k_{63}$$

Volume de controle 8; Turboexaustor da Caldeira III.

{64: Vapor de saída do turboexaustor da caldeira 3, $B = 1134$ (kJ/s)}

$$B_{60} \cdot k_{60} - B_{64} \cdot k_{64} - B_{47} \cdot k_{47} = 0$$
$$k_{60} = k_{64}$$

Volume de controle 9; BIFURCAÇÃO, (com perda na tubulação): Vapor que entra na turbobomba e na linha posterior.

{65: vapor que entra na turbobomba, $B = 1673$ (kJ/s)}

{66: vapor na linha posterior à bifurcação com a bomba, $B = 62466$ (kJ/s)}

$$B_{62} \cdot k_{62} - B_{65} \cdot k_{65} - B_{66} \cdot k_{66} = 0$$
$$k_{62} = k_{66}$$

conduz o fluido na turbobomba.

Volume de controle 10: Turbina da Bomba de água de alimentação.

{68: potência mecânica produzida na turbobomba, $B = 261,1$ (kJ/s)}

$$B_{65} \cdot k_{65} - 1103 \cdot k_{67} -$$
$$k_{65} = k_{67}$$

{69: água na saída do desaerador, $B = 5962$ (kJ/s)}

{70: água na saída da bomba, $B = 6157$ (kJ/s)}

$$B_{69} \cdot k_{69} + B_{68} \cdot k_{68} - B_{70} \cdot k_{70} = 0$$

Vapor para a geração de energia elétrica e mecânica e para as válvulas redutoras.

{71: vapor para preparo, $B = 14848$ (kJ/s)}

{72: vapor para moenda, $B = 8001$ (kJ/s)}

{74: vapor para redutora fabricação, $B = 6940,57$ (kJ/s)}

{75: vapor geração de energia elétrica, $B = 27459$ (kJ/s)}

$$B_{66} \cdot k_{66} - B_{72} \cdot k_{72} - B_{73} \cdot k_{73} - B_{75} \cdot k_{75} = 0$$
$$k_{71} = k_{72}; k_{72} = k_{73}; k_{73} = k_{74}; k_{74} = k_{75}$$

Volume de controle 13: Válvula Redutora de Refino

A irreversibilidade entre os pontos 73 e 76 inclui uma leve perda de carga e temperatura na tubulação.

{76: vapor na saída da redutora de refino, $B = 3017 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B73 \cdot k73 - B76 \cdot k76 = 0$$

Volume de controle 14: Válvula Redutora de Fabricação.

A irreversibilidade entre os pontos 74 e 77 inclui uma leve perda de carga e calor na tubulação.

{77: vapor na saída da redutora de fabricação, $B = 4834 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B74 \cdot k74 - B77 \cdot k77 = 0$$

Volume de controle 15: Ponto bifurcação, (Área dos Picadores e Desfibrador).

{78: vapor na entrada do picador 1, $B = 4689 \text{ (kJ/s)}$ }

{79: vapor na entrada do picador 2, $B = 3834 \text{ (kJ/s)}$ }

{80: vapor na entrada do desfibrador, $B = 6133 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B71 \cdot k71 - B78 \cdot k78 - B79 \cdot k79 - B80 \cdot k80 = 0$$

$$k78 = k79; k79 = k80$$

Volume de controle 16, Turbina do Picador 1.

{81: vapor na saída do picador 1, $B = 3059 \text{ (kJ/s)}$ }

{82: potência mecânica produzida no picador 1, $B = 768,1 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B78 \cdot k78 - B81 \cdot k81 - B82 \cdot k82 = 0$$

$$k78 = k81$$

Volume de controle 17 Turbina do Picador 2.

{83: vapor na saída do picador 2, $B = 2494 \text{ (kJ/s)}$ }

{84: potencia mecânica produzida no picador 2, $B = 614,5 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B79 \cdot k79 - B83 \cdot k83 - B84 \cdot k84 = 0$$

$$k79 = k83$$

Volume de controle 18: Turbina do Desfibrador.

{85: vapor na saída do desfibrador, $B = 3992 \text{ (kJ/s)}$ }

{86: potência produzida no desfibrador, $B = 1075,375 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B80 \cdot k80 - B85 \cdot k85 - B86 \cdot k86 = 0$$

$$k80 = k85$$

Volume de controle 19: Junção, {saída da área de picadores e desfibrador}.

{87: Fluxo saída de preparo, na linha de junção para processo, $B = 9333 \text{ (kJ/s)}$ }

$$B81 \cdot k81 + B83 \cdot k83 + B85 \cdot k85 - B87 \cdot k87 = 0$$

{88: vapor na entrada da moenda 1, B = 3953 (kJ/s)}

{89: vapor na entrada da moenda 2, B = 3953 (kJ/s)}

$$B_{72} \cdot k_{72} - \quad \quad 8 - \\ k_{88} = k_{89}$$

Volume de controle 21: Turbina da Moenda 1.

{90: vapor na saída da turbomoenda 1, B = 2573 (kJ/s)}

$$- B_{90} \cdot k_{90} \quad B_{91} \cdot k_{91} = 0$$

22: Turbina da Moenda 2.

{93: potência produzida na moenda 2, B = 615 (kJ/s)}

$$B_{89} \cdot k_{89} \quad B_{92} \cdot k_{92} - \\ k_{89} = k_{92}$$

Volume de controle 23: Junção, saída da área de Moenda.

{94: vapor soma saída área de moenda para junção com saída de preparo, B = 5078 (kJ/s)}

$$B_{90} \cdot k_{90} + B_{92} \cdot k_{92} \quad B_{94} \cdot k_{94} = 0$$

Volume de controle 24: Junção saída de preparo, moenda e válvula redutora de

{95: vapor soma que vai para junção com saída de vapor da área de (kJ/s)}

$$B_{87} \cdot k_{87} + B_{77} \cdot k_{77} + B_{94} \cdot k_{94} -$$

elétrica.

{97: vapor na entrada da turbina de

{98: vapor na entrada da turbina de geração 3, B = 11331 (kJ/s)}

$$B_{75} \cdot k_{75} \quad B_{96} \cdot k_{96} - \quad \quad - B_{98} \cdot k_{98} = 0 \\ k_{96} = k_{97}; k_{97} = k_{98}$$

Volume de controle 26: Turbina 1, Geração de Energia Elétrica.

$$B = 3788 \text{ (kJ/s)}$$

$$B96 \cdot k96 - B99 \cdot k99 - B100 \cdot k100 = 0$$

$$k96 = k99$$

Volume de controle 27: Turbina 2, Geração de Energia Elétrica.

{ 101: vapor na saída da turbina 2, B = 6061 (kJ/s) }
 { 102: potência produzida na turbina 2, B = 2600 (kJ/s) }

$$B97 \cdot k97 - B101 \cdot k101 - B102 \cdot k102 = 0$$

$$k97 = k101$$

Volume de controle 28: Turbina 3, Geração de Energia Elétrica.

{ 103: vapor na saída da turbina 3, B = 6994 (kJ/s) }
 { 104: potência produzida na turbina 3, B = 3000 (kJ/s) }

$$B98 \cdot k98 - B103 \cdot k103 - B104 \cdot k104 = 0$$

$$k98 = k103$$

Volume de controle 29: Saída de vapor da área de geração de energia elétrica.

{ 105: VAPOR SOMA DA SAÍDA DA AREA DE GERAÇÃO, B = 16822 (kJ/s) }

$$B99 \cdot k99 + B101 \cdot k101 + B103 \cdot k103 - B105 \cdot k105 = 0$$

Volume de controle 30. Junção: escape das turbinas de geração elétrica, (105) com fluxo 95.

{ 106: Fluxo DE VAPOR soma na saída, (95 + 105), B = 35673 (kJ/s) }

$$B95 \cdot k95 + B105 \cdot k105 - B106 \cdot k106 = 0$$

Volume de controle 31: Bifurcação Turboexaustores - Turbobomba.

{ 107: vapor que vai àJUNÇÃO com fluxo 106 para entrar no processo, B = 2220 (kJ/s) }
 { 108: vapor que entra no desareador, B = 856,8 (kJ/s) }

$$B67 \cdot k67 + B63 \cdot k63 + B64 \cdot k64 - B107 \cdot k107 - B108 \cdot k108 = 0$$

$$k107 = k108$$

Volume de controle 32: Ponto junção para o processo.

{ 109: Vapor para processo: Evaporação, Secador, Centrifuga e Xarope, B = 37816 (kJ/s) }

$$B106 \cdot k106 + B107 \cdot k107 - B109 \cdot k109 = 0$$

Volume de controle 33: Sistema de Bombeio da água de reposição.

{ 110: água de reposição, B = 163,3 (kJ/s) }
 { 111: Potência consumida no sistema de bombeio, B = 33,6 (kJ/s) }
 { 112: água na saída da bomba, B = 169,9 (kJ/s) }

$$B110 \cdot k110 + B111 \cdot k111 - B112 \cdot k112 = 0$$

$$k110 = 1$$

Volume de controle 34: PROCESSO.

{ 116: condensado

{ 117: exergia do calor cedido no processo}

$$B76*k76 + B109*k109 - B115*k115 - B117*k117 = 0$$

$k76 = k115; k109 = k116$

O produto

controle 35: {Junção dos condensados de retorno}

$$- B118*k118 = 0$$

(Nesta junção a perda de exergia devido à perda de calor, ou atrito é praticamente nula).

Volume de controle 36. (Sistema de bombeio, condensado de retorno processo).

{ 119: consumo de potência sistema bombeio, $B = 203,94$ (kJ/s)}

$$- B120*k120 = 0$$

Volume de controle 37: Perda de carga na linha de condensado

{ 121: água na entrada ao desareador, $B = 5105$ (kJ/s)}

$$B120*k120 - B121*k121 = 0$$

Volume de controle 38: DESAREADOR.

$$- B69*k69 = 0$$

Volume de controle 39: Bifurcação com perdas na tubulação. Água de alimentação s caldeiras.

$$- B8*k8 - B27*k27 -$$

$$B122*k122 + B123*k123 + B127*k127 + B82*k82 + B84*k84 + B86*k86 + B91*k91 + \\ - B125*k125 - B126*k126 = 0$$

(kJ/s)

{ ponto 82: potência mecânica produzida no picador 1, (já definido)}

{ ponto 84: potencia mecânica produzida no picador 2, (já definido)}
desfibrador, (já definido)}

{ ponto 93: potência mecânica produzida na moenda 2, (já definido)}

{ ponto 124: vapor vegetal consumido no difusor} $B124 = 824,3$ (kJ/s)
do} $B125 = 315431,407$ (kJ/s)

{ponto 127: Água de embebição} $B_{127} = 3173 \text{ (kJ/s)}$

$$k_{122} = 1; k_{125} = k_{126}; k_{127} = k_{126}; k_{124} = k_{126}$$

Para arbitrar esta equação, foram considerados ambos, o caldo misto e o bagaço produzido como produtos do sistema de extração. Sendo fluxos de distinta natureza, o caldo misto, necessário para a produção de açúcar, e o bagaço para a geração de vapor para o processamento do caldo misto para a produção de açúcar, são produtos do sistema citado. As equações arbitradas impõem a igualdade dos custos exergéticos unitários destes produtos, mesmo como a igualdade dos custos exergéticos unitários da água de embebição e o vapor vegetal, elementos diretamente relacionados com o caldo misto.

Volume de controle 41: Bagaço excedente e para a Geração de vapor

{ponto 128: bagaço excedente} $B_{128} = 54376,14$

{ponto 129: bagaço para a geração de vapor: $B_{29} = B_1 + B_{20} + B_{39}$ } $B_{129} = 261025,4$

{ponto 131: potência consumida pelas esteiras de distribuição} $B_{131} = 66,2$

$$B_{125} * k_{125} - B_{131} * k_{131} - B_{128} * k_{128} - B_{129} * k_{129} = 0$$
$$k_{128} = k_{129}$$

Volume de controle 42: Distribuição de bagaço nas três caldeiras, para a Geração de vapor

{ponto 132: potência consumida na alimentação de bagaço nas caldeiras} $B_{132} = 36,8$

$$B_{129} * k_{129} + B_{132} * k_{132} - B_1 * k_1 - B_{20} * k_{20} - B_{39} * k_{39} = 0$$
$$k_1 = k_{20}; k_{20} = k_{39}$$

Volume de controle 43: Distribuição de energia elétrica

Este volume de controle distribui os valores da energia elétrica produzida.

{130: resto do consumo de potência elétrica} $B_{130} = 4677,432$

$$B_{100} * k_{100} + B_{102} * k_{102} + B_{104} * k_{104} - B_4 * k_4 - B_9 * k_9 - B_{13} * k_{13} - B_{16} * k_{16} - B_{22} * k_{22} - B_{32} * k_{32} - B_{35} * k_{35} - B_{41} * k_{41} - B_{51} * k_{51} - B_{54} * k_{54} - B_{111} * k_{111} - B_{119} * k_{119} - B_{123} * k_{123} - B_{130} * k_{130} - B_{131} * k_{131} - B_{132} * k_{132} = 0$$
$$k_4 = k_9; k_4 = k_{13}; k_4 = k_{16}; k_4 = k_{22}; k_4 = k_{32}; k_4 = k_{35}; k_4 = k_{41}; k_4 = k_{51}; k_4 = k_{54}; k_4 = k_{111}; k_4 = k_{119}; k_4 = k_{123}; k_4 = k_{130}; k_4 = k_{131}; k_4 = k_{132}$$

A seguir, na tabela C1, é apresentada a avaliação do custo exergético dos fluxos da planta de cogeração.

Tabela C1. Avaliação do custo exergetico dos fluxos do sistema de cogeração.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	B (kW)	k	B ¹ (kW)
1	Bagaço na entrada da Caldeira 1	7,797	77650,323	1,088	84483,55
4	Consumo de Potência Secador C-1	-	169,12	7,34	1241,34
8	Água na entrada da Caldeira 1	19,81	1804,691	6,487	11707,03
9	Consumo de Potência do VTI C-1	-	220,6	7,34	1619,2
10	Vapor produzido na Caldeira 1	18,89	20408	4,898	99958,4
13	Consumo de Potência do VA C-1	-	55,15	7,34	404,8
16	Consumo de Potência do VTF C-1	-	73,53	7,34	539,71
20	Bagaço na entrada da Caldeira 2	8,311	82769,25	1,088	90052,94
22	Consumo de Potência Secador C-2	-	169,12	7,34	1241,34
27	Água na entrada da Caldeira 2	21,47	1956	6,487	12688,57
28	Potência Mecânica do VTI C-2	-	196,4	12,78	2513,92
29	Vapor produzido na Caldeira 2	20,56	22326	4,81	107388,06
32	Consumo de Potencia do VA C-2	-	55,15	7,34	404,8
35	Consumo de Potência do VTF C-2	-	73,53	7,34	539,71
39	Bagaço na entrada da Caldeira 3	10,17	101283,0	1,088	110195,9
41	Consumo de Potência Secador C-3	-	176,47	7,34	1295,3
46	Água na entrada da Caldeira 3	24	2185	6,487	14174,09
47	Potência Mecânica do VTI C-3	-	245,1	14,04	3441,2
48	Vapor produzido na Caldeira 3	23,06	25174	5,169	130124,4
51	Consumo de Potência do VA C-3	-	54,4	7,34	399,3
54	Consumo de Potência do VTF C-3	-	91,9	7,34	674,5
58	Vapor na entrada do TE Caldeira-2	1,361	1424	5,216	7427,6
59	Vapor na tubulação da Caldeira 2	19,19	20782	4,81	99961,42
60	Vapor na entrada do TE Caldeira-3	1,639	1721	5,861	10086,8
61	Vapor na tubulação da Caldeira 3	21,42	23222,83	5,169	120038,8
62	Vapor estação (Soma)	59,5	64230,25	4,982	320316,26
63	Vapor na saída do TE Caldeira-2	1,361	942	5,222	4919,12
64	Vapor na saída do TE Caldeira-3	1,639	1134	5,867	6653,18
65	Vapor na entrada da TB (aa)	1,583	1673	5,26	8800
66	Vapor total	57,92	62465,56	4,987	319995,1
67	Vapor de saída da TB (aa)	1,583	1103	5,255	5796,3
68	Potência produzida na TB (aa)	-	261,1	11,47	2994,3
69	Água na saída do DRD	65,28	5962	5,967	35575,25
70	Água na saída da Bomba (aa)	65,28	6157	6,264	38567,5
71	Vapor de entrada na área de Preparo	13,89	14848	5,045	74908,2
72	Vapor de entrada na área de Moenda	7,5	8001	5,045	40365,05
73	Vapor na entrada da Válvula RR	4,167	4435	5,045	22374,57
74	Vapor na entrada da Válvula RF	6,527	6940,57	5,045	35015,17
75	Vapor na entrada na GE	25,83	27459	5,045	138530,65
76	Vapor na saída da Válvula RR	4,167	3820	5,856	22369,9
77	Vapor na saída da Válvula RF	6,527	4544	7,704	35006,97
78	Vapor na entrada do Picador 1	4,453	4689	5,111	23965,5

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	B (kW)	k	B ¹ (kW)
79	Vapor na entrada do Picador 2	3,631	3834	5,111	19595,57
80	Vapor na entrada do Desfibrador	5,806	6133	5,111	31345,76
81	Vapor na saída do Picador 1	4,453	3059	5,111	15634,55
82	Potência Mecânica no Picador 1	-	768,1	10,865	8333,88
83	Vapor na saída do Picador 2	3,631	2494	5,111	12746,8
84	Potência Mecânica no Picador 2	-	614,5	11,15	6851,67
85	Vapor na saída do Desfibrador	5,806	3992	5,111	20403,1
86	Potência Mecânica no Desfibrador	-	1075,375	10,18	10947,3
87	Vapor na saída da área de Preparo	13,89	9333	5,227	48783,6
88	Vapor na entrada da Moenda 1	3,75	3953	5,106	20184,01
89	Vapor na entrada da Moenda 2	3,75	3953	5,106	20184,01
90	Vapor na saída da Moenda 1	3,75	2573	5,106	13137,74
91	Potência Mecânica na Moenda 1	-	615	11,46	7047,9
92	Vapor na saída da Moenda 2	3,75	2573	5,106	13137,74
93	Potência Mecânica na Moenda 2	-	615	11,46	7047,9
94	Vapor soma na saída da Moenda	7,5	5078	5,173	26268,5
95	Vapor soma (94 + 87 + 77)	28,33	19040	5,78	110051,2
96	Vapor na entrada da Turbina GE 1	5,974	6152	5,074	31215,25
97	Vapor na entrada da Turbina GE 2	9,27	9820	5,074	49826,7
98	Vapor na entrada da Turbina GE 3	10,694	11331	5,074	57493,5
99	Vapor na saída da Turbina GE 1	5,974	3788	5,074	19220,31
100	Potência elétrica da Turbina GE 1	-	1600	7,497	11995,2
101	Vapor na saída da Turbina GE 2	9,27	6061	5,074	30753,5
102	Potência elétrica da Turbina GE 2	-	2600	7,336	19073,6
103	Vapor na saída da Turbina GE 3	10,694	6994	5,074	35487,56
104	Potência elétrica da Turbina GE 3	-	3000	7,336	22008
105	Vapor soma na saída área de GE	25,83	16822	5,08	85455,76
106	Vapor soma (95 + 105)	54,17	35673	5,481	195523,7
107	Vapor na entrada do ponto de junção	3,306	2220	5,642	12525,2
108	Vapor na entrada do DRD	1,278	856,6	5,642	4832,93
109	Vapor para processo	57,47	37816	5,501	208025,8
110	Água de reposição	3,264	163,3	1	163,3
111	Consumo de Potência da BMU	-	33,6	7,34	246,62
112	Água na saída da bomba	3,264	169,9	2,413	409,96
115	Condensado de retorno dos Tachos	3,75	322,3	5,856	1887,4
116	Condensado retorno da evaporação	60,25	4898	5,501	26943,9
117	Calor para processo	-	36034	5,536	199484,22
118	Condensado retorno (115+116)	64	5220,8	5,524	28839,6
119	Consumo de potência da BCR	-	203,94	7,34	1496,92
120	Condensado na saída da BCR	61,167	5391	5,626	30329,76
121	Condensado na entrada do DRD	61,167	5105	5,941	30328,8
122	Cana	111,08	608274,08	1	608274,08
123	Consumo elétrico do difusor	-	1043,058	7,34	7656,04
124	Vapor vegetal na entrada do difusor	8,33	824,3	1,084	893,54

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	B (kJ/s)	k	B ¹ (kW)
125	Bagaço total produzido	31,673	315431,407	1,084	341927,64
126	Caldo Misto	121,09	293789	1,084	318467,28
127	Água de embebeição	4,17	3173	1,084	3439,53
128	Bagaço excedente	5,395	53278,805	1,086	57860,8
129	Bagaço destinado à geração de vapor	26,278	261702,602	1,086	284209,03
130	Consumo de potência Da Usina	-	4677,432	7,34	34332,35
131	Consumo de potência das ED	-	76,2	7,34	559,308
132	Consumo de potência das EA	-	56,8	7,34	416,9

A seguir são apresentadas as equações de custo monetário, levando em conta os custos de capital e insumos.

$$B1c1 + B4c4 + B8c8 + B9c9 + B13c13 + B16c16 - B10c10 + Z1 = 0$$

$$Z1 = 0,03645 \{R\$/s\}$$

$$B20c20 + B22c22 + B27c27 + B28c28 + B32c32 + B35c35 - B29c29 + Z2 = 0$$

$$Z2 = 0,04604 \{R\$/s\}$$

$$B39c39 + B41c41 + B46c46 + B47c47 + B51c51 + B54c54 - B48c48 + Z3 = 0$$

$$Z3 = 0,05436 \{R\$/s\}$$

$$B29c29 - B58c58 - B59c59 = 0$$

$$c29 = c59$$

$$B48c48 - B60c60 - B61c61 = 0$$

$$c48 = c61$$

$$B10c10 + B59c59 + B61c61 - B62c62 = 0$$

$$B58c58 - B63c63 - B28c28 + Z4 = 0$$

$$Z4 = 0,00971 \{R\$/s\}$$

$$c58 = c63$$

$$B60c60 - B64c64 - B47c47 + Z5 = 0$$

$$Z5 = 0,00971 \{R\$/s\}$$

$$c60 = c64$$

$$B62c62 - B65c65 - B66c66 = 0$$

$$c62 = c66$$

$$B65c65 - B67c67 - B68c68 + Z6 = 0$$

$$Z6 = 0,00715 \{R\$/s\}$$

$$c65 = c67$$

$$B69c69 + B68c68 - B70c70 + Z7 = 0$$

$$Z7 = 0,00063 \{R\$/s\}$$

$$B66c66 - B71c71 - B72c72 - B73c73 - B74c74 - B75c75 = 0$$

$$c71 = c72; c72 = c73; c73 = c74; c74 = c75$$

$$B73c73 - B76c76 + Z8 = 0$$

$$Z8 = 0,00012 \{R\$/s\}$$

$$B74c74 - B77c77 + Z9 = 0$$

$$Z9 = 0,00037 \{R\$/s\}$$

$$B71c71 - B78c78 - B79c79 - B80c80 = 0$$

$$c78 = c79; c79 = c80$$

$$B78c78 - B81c81 - B82c82 + Z10 = 0$$

$$c78 = c81$$

$$Z10 = 0,00776 \{R\$/s\}$$

$$B79c79 - B83c83 - B84c84 + Z11 = 0$$

$$c79 = c83$$

$$Z11 = 0,00776 \{R\$/s\}$$

$$B80c80 - B85c85 - B86c86 + Z12 = 0$$

$$c80 = c85$$

$$Z12 = 0,00797 \{R\$/s\}$$

$$B81c81 + B83c83 + B85c85 - B87c87 = 0$$

$$B72c72 - B88c88 - B89c89 = 0$$

$$c88 = c89$$

$$B88c88 - B90c90 - B91c91 + Z13 = 0$$

$$Z13 = 0,01063 \{R\$/s\}$$

$$c88 = c90$$

$$B89c89 - B92c92 - B93c93 + Z14 = 0$$

$$Z14 = 0,01059 \{R\$/s\}$$

$$c89 = c92$$

$$B90c90 + B92c92 - B94c94 = 0$$

$$B87c87 + B77c77 + B94c94 - B95c95 = 0$$

$$B75c75 - B96c96 - B97c97 - B98c98 = 0$$

$$c96 = c97$$

$$c97 = c98$$

$$B96c96 - B99c99 - B100c100 + Z15 = 0$$

$$Z15 = 0,03401 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$c96 = c99$$

$$B97c97 - B101c101 - B102c102 + Z16 = 0$$

$$Z16 = 0,0198 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$c97 = c101$$

$$B98c98 - B103c103 - B104c104 + Z17 = 0$$

$$Z17 = 0,02958 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$c98 = c103$$

$$B99c99 + B101c101 + B103c103 - B105c105 = 0$$

$$B95c95 + B105c105 - B106c106 = 0$$

$$B67c67 + B63c63 + B64c64 - B107c107 - B108c108 = 0$$

$$c107 = c108$$

$$B106*c106 + B107*c107 - B109*c109 = 0$$

$$B110*c110 + B111*c111 - B112*c112 + Z23 = 0$$

$$c110 = 0,0000099 \text{ \{R\$/kJ\}}$$

$$Z23 = 0,00014 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$B117c117 = B76c76 + B109c109 - B115c115 - B116c116$$

$$c76 = c115$$

$$c109 = c116$$

$$B115c115 + B116c116 - B118c118 = 0$$

$$B118c118 + B119c119 - B120c120 + Z18 = 0$$

$$Z18 = 0,00204 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$B120c120 - B121c121 = 0$$

$$B112c112 + B121c121 + B108c108 - B69c69 + Z19 = 0$$

$$Z19 = 0,02043 \text{ \{R\$/s\}}$$

$$B70c70 - B8c8 - B27c27 - B46c46 = 0$$

$$c8 = c27; c27 = c46$$

$$B122c122 + B123c123 + B127c127 + B82c82 + B84c84 + B86c86 + B91c91 + B93c93 + B124c124 - B125c125 - B126c126 + Z20 = 0$$

$$c122 = 0,0000054 \text{ \{R\$/kJ de exergia, levando em conta o valor da exergia de 5476 kJ/kg\}}$$

$$c125 = c126; c127 = c126; c124 = c126; Z20 = 0,18108 \{R\$/s\}$$

$$B125c125 + B131c131 - B128c128 - B129 c129 + Z21= 0$$

$$Z21 = 0,00143 \{R\$/s\}$$

$$c128 = c129$$

$$B129c129 + B132c132 - B1c1 - B20c20 - B39c39 + Z22= 0$$

$$c1 = c20$$

$$c20 = c39$$

$$Z22 = 0,00102 \{R\$/s\}$$

$$B100c100 + B102c102 + B104c104 - B4c4 - B9c9 - B13c13 - B16c16 - B22c22 - B32c32 - B35c35 - B41c41 - B51c51 - B54c54 - B111c111 - B119c119 - B123c123 - B130c130 - B131c131 - B132c132 = 0$$

$$c4 = c9; c4 = c13; c4 = c16; c4 = c22; c4 = c32; c4 = c35; c4 = c41; c4 = c51; c4 = c54$$

$$c4 = c111; c4 = c119; c4 = c123; c4 = c130; c4 = c131; c4 = c132$$

Apêndice D.

Determinação da perda de calor no pré-aquecedor de ar para cada gerador de vapor:

Seguindo os critérios de Necati (1981) e Goldstein (2000), para avaliar a troca de calor entre a parede exterior do pré-aquecedor de ar e o meio ambiente foi adotado um modelo convecção – radiação. Na convecção, vai ser adotado o modelo que inclui a troca térmica através de paredes plana vertical, considerando três paredes verticais, uma frontal e duas laterais.

Para executar a metodologia foi necessário fazer um conjunto de medições da parede externa, visando determinar a temperatura média entre a parede externa e o ar ambiental.

Na avaliação da troca de calor por convecção, o primeiro passo da metodologia consiste em determinar o coeficiente médio de troca térmica para as paredes verticais, e nesse sentido, foi desenvolvido um programa de computação com ajuda do software Engineering Equation Solver® (EES), que, levando em conta a temperatura média da parede, a pressão atmosférica, o conteúdo de umidade do ar e as dimensões do pré-aquecedor de ar, permite determinar as propriedades termofísicas do ar próximo à parede externa, e determinar os coeficientes adimensionais que permitem calcular as perdas de calor. A seguir apresenta-se uma listagem do programa No formato do EES, que explica os passos seguidos, considerando o pré-aquecedor de ar como um paralelepípedo, como apresenta a Figura D1, considerando todos os valores de temperatura medidos em campo em grau Kelvin.

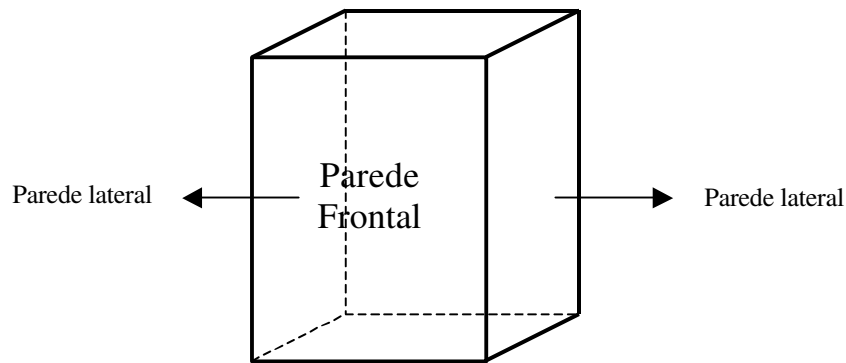


Figura D1. Diagrama do pré-aquecedor de ar.

- Parede vertical frontal: Dados de partida

T_p : temperatura de parede ($^{\circ}\text{K}$).

T_{amb} : temperatura ambiente ($^{\circ}\text{K}$).

$T_1 = (T_p + T_{amb})/2$: temperatura média ($^{\circ}\text{K}$).

P_1 : Pressão atmosférica (kPa).

RH_1 : umidade relativa.

$w_1 = \text{HUMRAT}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_1; P=P_1; R=RH_1)$: conteúdo de umidade do ar (kg água/ kg ar seco)

$\lambda = \text{CONDUCTIVITY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_1; P=P_1; w=w_1)$: condutividade do ar ($\text{W/m } ^{\circ}\text{K}$)

$\rho = \text{DENSITY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_1; P=P_1; w=w_1)$: densidade do ar (kg/m^3)

$Pr = 0,701$: número de Prandtl

$BT = 1/T_{amb}$

$\mu = \text{VISCOSITY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_1; P=P_1; w=w_1)$: viscosidade dinâmica do ar (Pa s)

$\nu = \mu/\rho$: viscosidade cinemática do ar (m^2/s)

$g = 9,81$

$\text{Coef} = g * BT / \nu^2$

Determinando inicialmente o coeficiente de troca para uma distancia de 1 m da parede, segundo recomendado em Necati (1981):

$L = 1$

$Gr = \text{Coef} * (T_p - T_{amb}) * L^3$: número de Grashoff

$PROD = Gr * Pr$

Caso turbulento, $PROD < 10E+09$

$Num=0,1*(PROD)^{(1/3)}$: número de Nusselt

$hm=(\text{Lamda}/L)*Num$: coeficiente médio de troca térmica por convecção.

- Cálculo A: Perda de calor por convecção para parede plana, (parede frontal, Q_{pa})

Dimensões da placa A, alta (m) e compa (m)

alta: Referido à altura da parede frontal, medido em campo para cada pre-aquecedor.

compa: Referido ao comprimento da parede frontal, medido em campo para cada pre-aquecedor.

$Area=alta*compa$

$Q_{pa}=Area*hm*(T_p-T_{amb})$

- Cálculo B, Perda de calor para parede plana, (duas paredes laterais, Q_{pb}).

Dimensões da placa B, altb (m) e compb (m)

altb: Referido à altura da parede vertical lateral medido em campo para cada pre-aquecedor.

compb: Referido ao comprimento da parede frontal, medido em campo para cada pre-aquecedor.

$Areb=altb*compb$

$Q_{pb}=2*Areb*hm*(T_p-T_{amb})$

- Cálculo da perda de calor nas paredes verticais, (Q_v).

$Q_v=Q_{pa}+Q_{pb}$

- Cálculo da perda na parede plana horizontal superior, (Q_{phs}).
(Os parâmetros são referidos como 2s.)

T_{p2s} :

T_2 :

$w_2=HUMRAT(AirH_2O;T=T_2;P=P_1;R=RH_1)$

$Lamda_2=CONDUCTIVITY(AirH_2O;T=T_2;P=P_1;w=w_1)$

RO2=DENSITY (AirH2O;T=T2;P=P1;w=w1)

MU2=VISCOSITY (AirH2O;T=T2;P=P1;w=w1)

NU2=MU2/RO2

Coef2=g*BT/NU2²

Determinando o coeficiente de troca para uma distancia de 1 m da parede.

Gr2=Coef2*(Tp2s-Tamb)*L³

PROD2=Gr2*Pr

Caso turbulento, 2E+07 < PROD2 < 3E+10:

Num2=0,14*(PROD2)^(1/3)

hmhs=(Lamda2/L)*Num2

Dimensões da placa horizontal superior, (hs), alths (m) e comphs (m).

Alths: Referida à altura da placa plana horizontal superior.

Comphs: Referida ao comprimento da placa plana horizontal superior.

Arehs=alths*comphs

Qphs=Arehs*hmhs*(Tp2s-Tamb)

- Cálculo da perda na parede plana horizontal inferior, (Qphi) .
(Os parâmetros aparecem referidos como 2i).

Tp2i:

T2:

w2i=HUMRAT(AirH2O;T=T2im;P=P1;R=RH1)

Lamda2i=CONDUCTIVITY (AirH2O;T=T2im;P=P1;w=w1)

RO2i=DENSITY (AirH2O;T=T2im;P=P1;w=w1)

MU2i=VISCOSITY (AirH2O;T=T2im;P=P1;w=w1)

NU2im=MU2i/RO2i

Coef2i=g*BT/NU2im²

Determinando o coeficiente de troca para uma distancia de 1 m da parede.

$$Gr_{2i} = Coef_{2i} \cdot (T_{p2i} - T_{amb}) \cdot L^3$$

$$PROD3 = Gr_{2i} \cdot Pr$$

Necati (1981), contempla neste caso somente fluxo laminar.

$$Num_{2im} = 0,27 \cdot (PROD3)^{(1/4)}$$

$$hm_{hi} = (Lamda_{2i}/L) \cdot Num_{2im}$$

Dimensões da placa horizontal superior, (h_i), al_{hi} (m) e com_{phi} (m).

al_{hi} : Referido à altura da parede plana horizontal superior.

com_{phi} : Referido ao comprimento da parede plana horizontal superior.

Assim:

$$A_{rehi} = al_{hi} \cdot com_{phi}$$

$$Q_{phi} = A_{rehi} \cdot hm_{hi} \cdot (T_{p2i} - T_{amb})$$

- Cálculo da perda de calor em placas horizontais, (Q_h).

$$Q_h = Q_{phs} + Q_{phi}$$

Cálculo da perda de calor total por convecção, (Q_c).

$$Q_c = Q_h + Q_v$$

- PERDA DE CALOR POR RADIAÇÃO

Vai ser adotado o modelo de troca de calor radiante (Golstein 2000), segundo o qual:

$$Q = AET(T_p^4 - T_{amb}^4)$$

Onde:

A: área da superfície, m^2 .

E: emissividade da parede, admitida 0,9 (Golstein 2000).

T_{sb} : constante de Stefan-Boltzman, $5,6697E-8 \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

- Perda de calor radiante (Q_{rf}), para a parede vertical frontal (Q_{rf}).

$$E = 0,9$$

$$T_{sb} = 5,6697E-9$$

$$Q_{rf} = A_{rea} * E * T_{sb} * (T_p^4 - T_{amb}^4)$$

- Perda de calor radiante (Q_{rl}), para as paredes verticais laterais.

$$Q_{rl} = 2 * A_{reb} * E * T_{sb} * (T_p^4 - T_{amb}^4)$$

- Perda radiante total em paredes verticais, (Q_{rv}).

$$Q_{rv} = Q_{rf} + Q_{rl}$$

- Perda radiante na parede horizontal superior, (Q_{rhs}).

$$Q_{rhs} = A_{rehs} * E * T_{sb} * (T_{p2s}^4 - T_{amb}^4)$$

- Perda radiante na parede horizontal inferior, (Q_{rhi}).

$$Q_{rhi} = A_{rehs} * E * T_{sb} * (T_{p2i}^4 - T_{amb}^4)$$

- Perda radiante total em paredes horizontais, (Q_{rh})

$$Q_{rh} = Q_{rhs} + Q_{rhi}$$

- Perda radiante total, (Q_{rt}).

$$Q_{rt} = Q_{rh} + Q_{rv}$$

- PERDA DE CALOR TOTAL, (Q_{tot}).

$$Q_{tot} = Q_c + Q_{rt}$$

- Porcentagem de cada perda.

$$FR_c = (Q_c / Q_{tot}) * 100 \text{ (convectiva).}$$

$$FR_r = (Q_{rt} / Q_{tot}) * 100 \text{ (radiante).}$$

Tabela D1. Dimensões de cada pré-aquecedor de ar.

Denominação	Largura (mm)	Comprimento (mm)	Altura (mm)
Caldeiras 1 e 2.	1400	6400	4000
Caldeira 3	1240	9900	5100

Tabela D2. Resultados da avaliação da perda de calor em cada pré-aquecedor de ar.

Denominação	Caldeiras 1 e 2	Caldeira 3
Perda de calor por convecção paredes horizontais (W)	3734	5115
Perda de calor por convecção paredes verticais (W)	7846	13461
Perda de calor por convecção (W)	11580	18577
Perda de calor por radiação paredes horizontais (W)	583	798,7
Perda de calor por radiação paredes verticais (W)	1400	2401
Perda de calor por radiação (W)	1983	3200
Porcentagem da troca térmica por convecção (%)	85,38	85,31
Porcentagem da troca térmica por radiação (%)	14,62	14,69

Apêndice E.

Levantamento de preços de equipamentos

A execução da análise termoeconômica exige dum levantamento dos preços de aquisição dos equipamentos que integram o sistema de cogeração. Os registros de preços existentes na usina, resultantes de um levantamento feito pela empresa APSIS AVALIAÇÕES PATRIMONIAIS LTDA, foram as principais fontes de informação. A avaliação da citada empresa oferece preço de equipamentos atualizados até o mês de janeiro de 1997, sendo que, na estimativa de custos tais como instalação, tubulações, entre outros, serão considerados valores percentuais (em relação ao custo de cada equipamento).

A seguir é descrito, tanto o preço dos equipamentos do sistema de cogeração adquiridos pela usina, válidos para janeiro de 1997, quanto à adoção de uma data referencial dada a necessidade de trazer esse preços para janeiro de 2001. Nesses casos foi necessário empregar os índices de preços de equipamentos eletromecânicos que aparecem na revista “Cojuntura Econômica” de abril do ano 1997 e de março do ano 2001 nos apartados “preços e câmbio”.

CALDEIRA 1. Custo do equipamento (R \$), janeiro de 1997.

- Captador de resíduos para lavagem: 22000.
- Tubulação de caldeira: 1200000.
- Ventilador forçado: 30000.
- Ventilador auxiliar: 18000.
- Dois moto-ventiladores principais para secagem de bagaço: 36000, (total).

- Ventilador exaustor (c/motor): 4500.
- Quatro ventiladores de coluna para secagem: 18000, (total).
- Quatro motores dosadores de bagaço: 34000, (total).
- Quatro alimentadores bloqueadores de coluna: 14000, (total).
- Limpeza de caldeiras: 72.
- Motor elétrico da redutora transmotécnica: 4333.
- Moto-bomba dosadora: 433
- Tanque de armazenamento: 176.
- Outros custos: 45586,67.

Custo da caldeira 1 (R \$): 1427101. A cifra anterior não considera os custos diretos.

CALDEIRA 2. Custo do equipamento (R \$), janeiro de 1997.

- Captador de resíduos para lavagem: 22000.
- Tubulação de caldeira: 1200000.
- Ventilador forçado: 30000.
- Ventilador auxiliar: 18000.
- Dois motores principais para secagem de bagaço: 36000, (total).
- Ventilador Turbo-exaustor: 380000.
- Quatro ventiladores de coluna para secagem: 18000, (total).
- Quatro motores dosadores de bagaço: 34000, (total).
- Quatro alimentadores bloqueadores de coluna: 14000, (total).
- Limpeza de caldeiras: 72.
- Motor elétrico da redutora transmotécnica: 4333.
- Moto-bomba dosadora: 433
- Tanque de armazenamento: 176.
- Outros custos: 45586,67.

Custo da caldeira 2 (R \$): 1802601. A cifra anterior não considera os custos diretos.

CALDEIRA 3. Custo do equipamento (R \$), janeiro de 1997.

- Captador de resíduos para lavagem: 22000.
- Tubulação de caldeira: 1500000.

- Ventilador forçado: 30000.
- Ventilador auxiliar: 12000.
- Dois moto-ventiladores principais para secagem de bagaço: 36000, (total).
- Ventilador Turbo-exaustor: 380000.
- Seis ventiladores de coluna para secagem: 25800, (total).
- Seis motores dosadores de bagaço: 51000, (total).
- Seis alimentadores bloqueadores de coluna: 21000, (total).
- Limpeza de caldeiras: 72.
- Motor elétrico da redutora transmotécnica: 4333.
- Moto-bomba dosadora: 433
- Tanque de armazenamento: 176.
- Outros custos: 45586,67.

Custo da caldeira 3 (R \$): 2128401. A cifra anterior não considera os custos diretos.

Relação: Outros custos para as três caldeiras (R\$):

- Tanque de água vertical principal: 8333,33
- Bomba centrífuga, (buster): 1260.
- Tanque de produtos químicos: 126,67.
- Centro de controle de motores: 5666,67
- Pannel geral de controle: 1333,33
- Banco de capacitores: 1566,67
- Pannel de baixa tensão de transformadores: 4333,33
- Transformador de tensão: 22966,67.

Outros custos relacionados com as estações de geração de vapor e com o sistema de cogeração (referido a janeiro de 1997), são oferecidos nos seguintes quadros:

Turboexaustor(2).	Turboexaustor(3)	Turbobomba	Bomba (aa)	Válvula RR	Válvula RF
380.000,0	380.000,0	280.000,0	24.500,0	4.851,1	14.617,9

Para o Picador 1:

Turbina	Painel da Turbina	Redutor	Custo total (R \$)
250.000,0	4.000,0	50.000,0	304.000,0

Para o Picador 2:

Turbina	Painel da Turbina	Redutor	Custo total (R \$)
250.000,0	4.000,0	50.000,0	304.000,0

Para o Desfibrador:

Turbina	Painel da Turbina	Redutor	Custo total (R \$)
250.000,0	4.000,0	6.000,0	31200,0

Para a Moenda 1:

Turbina	Redutor da Turbina	Sistema de Engrenagem	Painel	Custo total (R \$)
350.000,0	2700,0	30.000,0	4.000	416.000,0

Para a Moenda 2:

Turbina	Redutor da Turbina	Sistema de Engrenagem	Painel	Custo total (R \$)
350.000,0	2700,0	35.000,0	2.800	414.800,0

Para o Turbogenerador 1:

Turbina	Redutor do Gerador	Gerador	Painel	Bancada	Painel (Regulação, Excitação, Proteção)	Custo total (R \$)
700.000,0	200.000,0	360.000,0	1.500	250	70.000	1.331.750,0

Para o Turbogenerador 2:

Turbina	Redutor do Gerador	Gerador	Painel	Bancada	Painel (Regulação, Excitação, Proteção)	Custo total (R \$)
275.000,0	200.000,0	200.000,0	1.500	250	100.000	775.250,0

Para o Turbogenerador 3:

Turbina	Redutor do Gerador	Gerador	Painel	Bancada	Painel (Mando e Proteção)	Custo total (R \$)
700.000,0	200.000,0	83.000,0	70000	250	105.000	1.158.250,0

Outros equipamentos expressados em (R \$):

Bomba BCR.	Desaerador	Bomba BMU	Bomba (aa)	Esteiras ED.	Esteiras EA
80.000,0	800.000,0	5.600,0	24.500,0	56.000,0	40.000,0

SISTEMA DE EXTRAÇÃO: Custo do equipamento (R \$), 01/1997:

Conjunto moto-redutor mesa 01: 18000.

Esteira transportadora (T1), mesas: 20000.

Esteira transportadora (T2), mesas: 21600.

Esteira transportadora (T3), mesas: 20000.

Esteira transportadora (T4), mesas: 20000.

Eletroímã ITALINDUSTRIA: 7500

Desfibrador(máquina): 40000.

Picador 1 (máquina): 20000.

Picador 2 (máquina): 20000.

Peneira, (filtragem de bagaço do caldo): 6000.

Painel de controle geral (Recepção e Preparo de cana): 4000.

Guincho hillo (mesa 15): 13000.

Cush Cush (transportador de cana): 35000.

Mesa 45, alimentador da esteira principal: 50000.

Hillo com motor de rotação: 90000

Tubulação hidráulica para lavagem de cana: 12000.

Transformador de tensão (DEDINI): 20000.

Quadro elétrico C/2 partida direta: 13000.

Capacitor autogerativo (ABB): 4000.

Cubículo de média tensão duplo: 13000.

Conjunto difusor motor principal – redutor: 6500000.

11 Motobombas centrífugas (recirculação e caldo): 96800. (valor total).

3 Motobombas dos aquecedores do difusor: 29400.

2 Motobombas de lavagem de cana: 16280.

Custo do equipamento total (R \$) 01/1997: 7089580.

Custos diretos.

A seguir apresentam-se a influencia dos custos diretos nos custos dos equipamentos, levando em conta as porcentagens citadas anteriormente. No custo total assinalado não são considerados os custos de operação e manutenção. Todos os resultados estão expressos em reais.

Caldeira 1.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
285420,13	142710,07	85626,04	142710,07	214065,1	71355,0	2.297.632

Nota: OM referido à Operação e manutenção; E, referido a equipamento; C, referido a construção.

Caldeira 2.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
360.520,13	180.260,07	108.156,04	180.260,07	270.390,1	90.130,0	2902.187

Caldeira 3.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
425.680,13	212.840,07	127.704,04	212.840,07	319.260,1	106.420,0	3.426.725

Turboexaustor Caldeira 2.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
76.000,00	38.000,0	22.800,0	38.000,0	57.000,0	19.000,0	611.800,0

Turboexaustor Caldeira 3.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
76.000,00	38.000,0	22.800,0	38.000,0	57.000,0	19.000,0	611.800,0

Turbina da Turbobomba de água de alimentação.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
56.000,00	28.000,0	16.800,0	28.000,0	42.000,0	14.000,0	450.800,0

Bomba de água de alimentação.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
4.900,00	2.450,0	1.470,0	2.450,0	3.675,0	1.225,0	39.445,0

Válvula Redutora de Refino.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
970,00	485,1	291,07	485,1	727,0	242,0	7.810,3

Válvula Redutora de Fabricação.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
2.923,6	1.461,8	877,08	1.461,8	2.192,0	730,9	23.534,9

Turbinas do sistema de Preparo.

Picador 1.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
60.800,00	30.400,0	18.420,0	30.400,0	45.600,0	15.200,0	489.440,0

Picador 2:

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
60.800,00	30.400,0	18.420,0	30.400,0	45.600,0	15.200,0	489.440,0

Desfibrador.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
62.400,00	31.200,0	18.720,0	31.200,0	46.800,0	15.600,0	502.320,0

Turbinas do sistema de Moenda.Moenda 1.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
83.200,00	41.600,0	24.960,0	41.600,0	62.400,0	20.800,0	669.970,0

Moenda 2.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
82.960,00	41.480,0	24.888,0	41.480,0	62.220,0	20.740,0	667.828,0

Turbinas do sistema de Geração elétrica.Turbina - Gerador 1.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
266.350,0	133.375,0	79.905,0	133.175,0	199.762,0	66.587,5	2.144.118,0

Turbina - Gerador 2.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
155.050,0	77.525,0	46.515,0	77.525,0	116.287,0	38.762,5	1.248.153,0

Turbina – Gerador 3.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
231.650,0	115.825,0	69.495,0	115.825,0	173.737,5	57.912,5	1.864.783,0

Bomba de condensado de retorno.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
16.000,0	8.000,0	4.800,0	8.000,0	12.000,0	4.000,0	128.800,0

Bomba de água de reposição.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
1.120,0	560,0	336,0	560,0	840,0	280,0	9.016,0

Esteiras de Bagaço para bagaço excedente.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
11.200,0	5.600,0	3.336,0	5.600,0	8.400,0	2.800,0	90.160,0

Esteira de Bagaço. (Geração de Vapor).

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
8.000,0	4.000,0	2.400,0	4.000,0	6.000,0	2.000,0	64.400,0

Sistema de extração.

Instalação	Tubulação	Instrumentação	E. Elétricos.	C. Civil	O M	Total (R \$)
1.417.916	708.958,0	425.374,8	708.958	1.063.437,0	354.479,0	11.414,224

O procedimento de ajuste de preços para o ano e mês de referencia (janeiro de 2001), foi efetuado com a ajuda da Equação (6.8), do capítulo 6, sendo o Índice de custos do mês e ano conhecido: 110,338 enquanto para o mês e ano de referencia o Índice é 134,59. Nos seguintes quadros é apresentado o resultado do ajuste de preços para cada equipamento.

Resultados do ajuste de preços para a data de referencia, (janeiro de 2001):

Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira 3	Turbina (exa2).	Turbina (exa3)	Turbina (TB)	Bomba (aa)
2.791.588,2	3.526.113,4	4.163.419,1	743.327,74	743.327,74	547.715,2	47.925,08

V.R.R.	V.R.F.	Turbina P1	Turbina P2	Turbina D	Turbina M1	Turbina M2
9.489,4	28.594,5	594.662,2	594.662,2	610.311,2	813.748,26	811.400,9

Nota: V.R.R., referido à válvula Redutora de Refino, V.R.F. Referido à válvula redutora de fabricação, P1 e P2, referido aos picadores 1 e 2 respectivamente, D, referido ao desfibrador. M1 e M2, referido a moendas 1 e 2.

Turbina GE1	Turbina GE2	Turbina GE3	Bomba BCR.	Bomba BMU	Esteira ED	Esteira EA
2.605.050,3	1.516.486,4	2.265.682,5	156.490,05	10.954	109.543,03	78.245,02

Cálculo da Amortização dos equipamentos.

Aplicando o procedimento descrito no Capítulo 6, é possível determinar as anuidades, determinando também o custo de cada um dos fluxos levando em consideração as horas efetivas de trabalho. A Tabela E1 apresenta os resultados.

Tabela E1. Valores das anuidades dos equipamentos.

Equipamentos	Anuidade (A)	Valor de A/t (R\$/seg.)
Caldeira 1	477409,2	0,03645
Caldeira 2	603025,5	0,04604
Caldeira 3	712015,7	0,05436
Turboexaustor Caldeira 2	127121,7	0,00971
Turboexaustor Caldeira 3	127121,7	0,00971
Turbina da Turbobomba	93668,64	0,00715
Bomba de água de alimentação	8196	0,00063
Válvula Redutora de Refino	1622,845	0,00012
Válvula Redutora de Fabricação	4890,15	0,00037
Turbina do Picador 1	101697,4	0,00776
Turbina do Picador 2	101697,4	0,00776
Turbina do Desfibrador	104373,6	0,00797
Turbina da Moenda 1	139164,8	0,01063
Turbina da Moenda 2	138763,4	0,01059
Turbina de Geração elétrica 1	445511,4	0,03401
Turbina de Geração elétrica 2	259345	0,0198
Turbina de Geração elétrica 3	384970,3	0,02958
Bomba retorno de condensado	26762,47	0,00204
Bomba de água de reposição	1873,373	0,00014
Desaerador	267624,7	0,02043
Esteiras Transportadoras	18733,73	0,00143
Esteira Alimentadora	13381,23	0,00102
Sistema de extração	2371683	0,18108

Apêndice F

Procedimento empregado para a simulação nos Grupos A e B

É apresentado o procedimento de simulação aplicado no formato do software Engineering Equation Solver ® tomando como base os diagramas apresentados na Figura 7.2 e 7.6 do capítulo 7, (correspondentes aos Grupos A e B respectivamente). São avaliados vários níveis de pressão de vapor (4,2 MPa, 6,2 MPa, 8,2 MPa, 10,0 MPa e 12,0 MPa), sendo que em cada nível de pressão são avaliados vários valores de temperatura.

Na avaliação das alternativas do Grupo A, a vazão de vapor gerada é determinada segundo as necessidades do processo e o balanço de energia no desaerador. A seguir é apresentado o procedimento quando a pressão de vapor é 4,2 MPa e a temperatura do vapor é 420 °C.

"Equação de balanço de energia para a Estação de Geração de Vapor"

$N_c = 0,87$ "Eficiência de geração de vapor das caldeiras"

$PCI = 7542$ "(kJ/kg) Poder calorífico inferior do combustível, (bagaço)"

"Parâmetros termodinâmicos de geração de vapor"

$T_1 = 420$ "(C) Temperatura do vapor superaquecido"

$P_1 = 42 \times 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do vapor superaquecido"

$h_1 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_1; P=P_1)$ "Entalpia do vapor gerado"

$s_1 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_1; P=P_1)$ "Entropia do vapor gerado"

"Parâmetros termodinâmicos da água de alimentação"

$T_{aa} = 105,0$ "(C) Temperatura da água de alimentação"

$P_{aa} = 52 \times 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão da água de alimentação"

$h_{aa} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{aa}; P=P_{aa})$ "Entalpia da água de alimentação"

$s_{aa} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{aa}; P=P_{aa})$ "Entropia de água de alimentação"

"Balanço de energia" $N_c = (M_1 \cdot (h_1 - h_{aa})) / (M_b \cdot PCI)$

"Condições do vapor na entrada da turbina de geração elétrica"

$P_2 = 41,16 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do vapor na entrada da turbina"

$T_2 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_1; P=P_2)$ "(C) Temperatura do vapor na entrada da turbina"

$h_2 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_2; P=P_2)$ "Entalpia do vapor na entrada da turbina"

$s_2 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_2; P=P_2)$ "Entropia do vapor na entrada da turbina"

"Pressão na extração do vapor na turbina de geração elétrica"

$P_3 = 21 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa} "Pressão do vapor na extração da turbina"

$h_{3t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_2; P=P_3)$ "Entalpia teórica do vapor na extração"

$T_{3t} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3t}; P=P_3)$ "Temperatura teórica na extração"

"Entalpia real do vapor na extração da turbina de geração elétrica"

$ETA_{1g} = 0,8$ "Recomendação da Alstom para o primeiro grupo de estágios"

$ETA_{1g} = ((h_2 - h_{3r}) / (h_2 - h_{3t}))$

$s_{3r} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Entropia real do vapor na extração"

$T_{3r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Temperatura real do vapor na extração"

$X_{3r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$

"Condições do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$P_4 = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão de vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$h_{4t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_{3r}; P=P_4)$ "Entalpia teórica do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

"Equação de balanço de energia na turbina de geração elétrica"

$ETA_{em} = 0,97$ "eficiência eletro-mecânica da turbina de geração elétrica"

$ETA_{2g} = 0,85$ "Recomendação da Alstom para o segundo grupo de estágios"

$ETA_{2g} = ((h_{3r} - h_{4r}) / (h_{3r} - h_{4t}))$

$T_{4r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Temperatura real do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$X_{4r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$

$P_{tge} = M_1 \cdot (h_2 - h_{3t}) \cdot ETA_{1g} \cdot ETA_{em} + (M_1 - M_2) \cdot (h_{3r} - h_{4t}) \cdot ETA_{2g} \cdot ETA_{em}$

"Condições do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$P_5 = 20,58 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$T_5 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_5)$ "(C) Temperatura do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$ETA_{isomec} = 0,6$

$ETA_M = 0,8$

$h_5 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_5; P=P_5)$ "Entalpia do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$s_5 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_5; P=P_5)$ "Entropia do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$X_5 = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_5; P=P_5)$

"Condições do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$P_6 = 1,5 * 98,0655 + 101,3$ (kPa) Pressão do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$h_{6t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_5; P=P_6)$ "Entalpia teórica do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$T_{6r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{6r}; P=P_6)$ "Temperatura real do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$\text{ETA}_{\text{isomec}} = ((h_5 - h_{6r}) / (h_5 - h_{6t}))$

$X_6 = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{6r}; P=P_6)$

"Balanço de energia na Turbina de Acionamento Mecânico"

$P_{\text{tam}} = 3700$ {kW}

$P_{\text{tam}} = M_2 * (h_5 - h_{6t}) * \text{ETA}_{\text{isomec}} * \text{ETA}_M$

"Balanço de massa e energia no ponto de junção de vapor que vai a processo"

$M_{\text{pro}} = 61,73$ "(kg/s) Vazão mássica para o processo, (Inclui o consumo de Refino)"

$M_{\text{pro}} = M_1 - M_{\text{des}}$ "Balanço de massa"

$M_{\text{pro}} * h_{\text{pro}} = (M_2 - M_{\text{des}}) * h_{6r} + (M_1 - M_2) * h_{4r}$ "Balanço de energia"

"Condições do vapor que vai a processo"

$P_{\text{pro}} = 1,3 * 98,0655 + 101,3$ "(KPa) Pressão de vapor na entrada do processo"

$s_{\text{pro}} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{\text{pro}}; P=P_{\text{pro}})$

$T_{\text{pro}} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{\text{pro}}; P=P_{\text{pro}})$

$Q_{\text{pro}} = M_{\text{pro}} * (h_{\text{pro}} - h_7)$

"Condições do condensado na saída do processo"

$P_7 = 1 * 98,0655 + 101,3$ "(KPa) Pressão do condensado na saída do processo"

$T_7 = 100$ "(C) Temperatura do condensado na saída do processo"

$h_7 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_7; P=P_7)$

"Balanço de massa: M_7 Condensado que retorna ao ciclo"

$M_{\text{pro}} = M_{\text{fora}} + M_7$

$M_{\text{fora}} = 0,15 * M_{\text{pro}}$ " M_{fora} : Condensado que não recuperável"

"Balanço de energia na bomba de condensado"

$\text{ETA}_{\text{isoB1}} = 0,8$ "Catálogos de bombas, (Codistil Dedini, 2001) e (Cycle Tempo, 2001)"

$\text{ETA}_{\text{MB1}} = 0,9$ "Catálogos de bombas, (Codistil Dedini, 2001) e (Cycle Tempo, 2001)"

"Condições do condensado na entrada da bomba de condensado"

$P_8 = 1 * 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do condensado na entrada da bomba de condensado"

$T_8 = 100$ "(C) Temperatura na entrada da bomba de condensado"

$h_8 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_8; P=P_8)$ "Entalpia do condensado na entrada da bomba"

$s_8 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_8; P=P_8)$ "Entropia do condensado na entrada da bomba"

"Condições do condensado na saída da bomba de condensado"

$P_9 = 3,08 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do condensado na saída da bomba de condensado"

$h_9 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_8; P=P_9)$ "Entalpia teórica do condensado na saída da bomba"

"Equação de balanço de energia na bomba de retorno de condensado"

$P_{\text{bcond1}} = (M_7 \cdot (h_9 - h_8) \cdot \text{ETA_MB1}) / \text{ETA_isoB1}$

"Condensado (retorno), diante o desaerador (ad)"

$P_{\text{ad}} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do condensado na entrada do desaerador"

"Condições da água de reposição"

$P_{10} = 101,3$ {kPa} "(kPa) Pressão atmosférica"

$T_{10} = 30$ "(C) Temperatura ambiente"

$h_{10} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{10}; P=P_{10})$

"Condições da água de reposição na entrada do desaerador"

$P_{11} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa}

$T_{11} = 30$ {C}

$h_{11} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{11}; P=P_{11})$

$\text{ETA_isoBar} = 0,8$

$\text{ETA_MBar} = 0,9$

$P_{\text{bagr}} = (M_{10} \cdot (h_{11} - h_{10}) \cdot \text{ETA_MBar}) / \text{ETA_isoBAR}$

"Balanço de massa no desaerador"

$M_{12} = M_7 + M_{\text{des}} + M_{10}$ " M_{12} , vazão de condensado na saída do desaerador"

"Condições do condensado na saída do desaerador"

$P_{12} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão do condensado na saída do desaerador"

$T_{12} = 105$ "(C) Temperatura do condensado na saída do desaerador"

$h_{12} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{12}; P=P_{12})$ "Entalpia do condensado na saída do desaerador"

$s_{12} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{12}; P=P_{12})$

"Balanço de energia no desaerador, considerando:"

$M_{12} = M_1 + M_{\text{ee}}$

$M_{\text{ee}} = 0,049 \cdot M_{12}$ "Vazão de vapor de saída com a extração contínua"

$M_{12} \cdot h_{12} = M_7 \cdot h_9 + M_{\text{des}} \cdot h_{4r} + M_{10} \cdot h_{11}$

"O ponto 12 indica a entrada de condensado na bomba de água de alimentação"

"Condições do condensado na saída da bomba de água de alimentação"

$T_{a1} = 107,0$ "(C) Temperatura da água na saída da bomba de água de alimentação"

$P_{a1} = 52 \cdot 98,0655 + 101,3$ "Pressão da água na saída da bomba de alimentação"

$h_{a1} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{a1}; P=P_{a1})$ "Entalpia da água na saída da bomba de alimentação"

$s_{a1} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{a1}; P=P_{a1})$ "Entropia da água na saída da bomba de água de alimentação"

"Balanço de energia na bomba de água de alimentação"
 $\text{ETA_MBaA} = 0,94$ "Catálogo do (Cycle Tempo, 2001)"
 $P_{baa} = (M_{12} \cdot (h_{a1} - h_{12}) \cdot \text{ETA_MBaA})$

A seguir, nas tabelas F1, F2 e F3 são apresentados os resultados obtidos na simulação para a geração de vapor nos níveis de pressão de 4,2 MPa, 6,2 MPa e 8,2 MPa respectivamente.

Tabela F1 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 4,2 MPa. Grupo A, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 420 °C	T _v : 430 °C	T _v : 440 °C	T _v : 450 °C	T _v : 460 °C
Potência produzida (MW)	27,19	27,7	28,285	28,843	29,41
Consumo de vapor TAM (kg/s)	16,72	16,46	16,2	15,94	15,69
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	339,4	348,7	358	367,2	376,5
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	138,9	145,9	152,8	159,7	166,4
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,55	12,55	12,55	12,55	12,55
Consumo de vapor no Des aerador (kg/s)	2,22	2,207	2,193	2,18	2,16
Consumo de calor no processo (kJ/s)	143.464	144.367	145.255	146.130	146.991
Capacidade de geração da planta (kg/s)	63,95	63,94	63,92	63,91	63,9
Consumo elétrico das bombas (kW)	779	778,9	778,65	778,55	778,35
Título do vapor na saída da turbina (GE)	0,999	-	-	-	-
Bagaço excedente (kg/s)	4,253	4,033	3,813	3,593	3,373

Nota: TAM , é referida à Turbina de acionamento mecânico; as letras (e) e (s), significam entrada e saída respectivamente; (GE) é referido à turbina de geração elétrica; a simbologia (-) significa que o vapor está saindo da turbina em estado superaquecido. Esta nomenclatura é comum a todas as tabelas e resultados apresentados neste Apêndice.

Tabela F2 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 6,2 MPa. Grupo A, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 450 °C	T _v : 460 °C	T _v : 470 °C	T _v : 480 °C	T _v : 490 °C
Potência produzida (MW)	31,653	32,257	32,866	33,482	34,1
Consumo de vapor TAM (kg/s)	17,24	16,98	16,73	16,48	16,23
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	321,4	330,3	339,2	348,1	357,0
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	125,1	131,9	138,7	145,4	152,1
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,56	12,56	12,55	12,55	12,55
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	2,251	2,236	2,22	2,208	2,195
Consumo de calor no processo (kJ/s)	141.657	142.556	143.438	144.306	145.160
Capacidade de geração da planta (kg/s)	63,98	63,97	63,95	63,94	63,92
Consumo elétrico das bombas (kW)	870,85	870,65	870,45	870,25	870,05
Título do vapor na saída da turbina (GE)	0,986	0,993	0,999	-	-
Bagaço excedente (kg/s)	3,843	3,613	3,383	3,153	2,923

Tabela F3 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 8,2 MPa. Grupo A, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 480 °C	T _v : 490 °C	T _v : 500 °C	T _v : 510 °C	T _v : 520 °C
Potência produzida (MW)	35,278	35,933	36,592	37,257	37,93
Consumo de vapor TAM (kg/s)	17,43	17,18	16,93	16,68	16,44
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	314,9	323,6	332,2	340,9	349,5
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	124,5	126,8	133,4	140	146,5
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,56	12,56	12,56	12,55	12,55
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	2,262	2,247	2,233	2,219	2,206
Consumo de calor no processo (kJ/s)	140.990	141.878	142.749	143.606	144.449
Capacidade de geração da planta (kg/s)	63,99	63,98	63,96	63,95	63,94
Consumo elétrico das bombas (kW)	962,55	962,35	962,05	961,85	961,65
Título do vapor na saída da turbina (GE)	0,981	0,987	0,994	-	-
Bagaço excedente (kg/s)	3,393	3,153	2,913	2,683	2,443

Foram avaliadas alternativas do Grupo A para níveis mais altos de pressão de vapor. As Tabelas F4 e F5 apresentam os resultados quando os níveis de pressão atingem 10,0 e 12,0 MPa.

Tabela F4 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 10,0 MPa. Grupo A, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 520 °C	T _v : 530 °C	T _v : 540 °C	T _v : 550 °C	T _v : 560 °C
Potência produzida (MW)	39,11	39,81	40,51	41,22	41,94
Consumo de vapor TAM (kg/s)	17,12	16,88	16,63	16,39	16,15
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	325,5	334,0	342,6	351,1	359,6
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	128,3	134,8	141,2	147,7	154
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,56	12,56	12,55	12,55	12,55
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	2,44	2,23	2,217	2,203	2,191
Consumo de calor no processo (kJ/s)	142.076	142.930	143.770	144.597	145.411
Capacidade de geração da planta (kg/s)	63,97	63,96	63,95	63,93	63,92
Consumo elétrico das bombas (kW)	1044,45	1044,45	1044,45	1044,44	1043,45
Título do vapor na saída da turbina (GE)	0,989	0,995	-	-	-
Bagaço excedente (kg/s)	2,633	2,393	2,153	1,923	1,683

Tabela F5 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 12,0 MPa. Grupo A, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 560 °C	T _v : 570 °C	T _v : 580 °C	T _v : 590 °C	T _v : 600 °C
Potência produzida (MW)	42,96	43,7	44,45	45,2	45,962
Consumo de vapor TAM (kg/s)	16,79	16,55	16,31	16,08	15,85
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	337,1	345,5	353,9	362,3	370,7
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	137,1	143,4	149,7	156	162,2
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,55	12,55	12,55	12,55	12,55
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	2,225	2,212	2,199	2,187	2,175
Consumo de calor no processo (kJ/s)	143.230	144.053	144.846	145.664	146.453
Capacidade de geração da planta (kg/s)	63,96	63,94	63,93	63,92	63,9
Consumo elétrico das bombas (kW)	1136,45	1135,45	1135,45	1135,45	1135,43
Título do vapor na saída da turbina (GE)	0,998	-	-	-	-
Bagaço excedente (kg/s)	1,873	1,623	1,383	1,143	0,903

Nas alternativas do Grupo B, a capacidade de geração depende da disponibilidade de combustível. Esta capacidade deve por sua vez satisfazer também as necessidades do processo e o balanço de energia no desaerador. O procedimento empregado é mostrado a seguir para a pressão de vapor é 4,2 MPa e a temperatura do vapor é 420 °C, sendo assumido que existe disponibilidade de água para o resfriamento no condensador e adotada a recomendação da

Alstom Power de equacionar a potência da turbina segundo três grupos de estágios, cujos valores de eficiência isentrópica aparecem no Capítulo 7.

"DESEMPENHO DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO COM TURBINA DE EXTRAÇÃO-CONDENSAÇÃO, ALTERNATIVAS DO GRUPO B, DISPONIBILIDADE TOTAL DE BAGAÇO (31,673 kg/s), PARA A QUEIMA EM TEMPO DE SAFRA"

"BALANÇO DE ENERGIA PARA A ESTAÇÃO DE GERAÇÃO DE VAPOR"

Nc = 0,87 "Eficiência de geração de vapor das caldeiras"

PCI = 7542 "(kJ/kg) Poder calorífico inferior do combustível, (bagaço)"

"Parâmetros termodinâmicos de geração de vapor"

T_1 = 420 "(C) Temperatura do vapor superaquecido"

P_1 = 42*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão do vapor superaquecido"

h_1 = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_1;P=P_1) "Entalpia do vapor gerado"

s_1 = ENTROPY(Steam_NBS;T=T_1;P=P_1) "Entropia do vapor gerado"

"Parâmetros termodinâmicos da água de alimentação"

T_aa = 105,0 "(C) Temperatura da água de alimentação"

P_aa = 52*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão da água de alimentação"

h_aa = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_aa;P=P_aa) "Entalpia da água de alimentação"

s_aa = ENTROPY(Steam_NBS;T=T_aa;P=P_aa) "Entropia de água de alimentação"

"BALANÇO DE ENERGIA NA CALDEIRA" M_b = 31,673 "Disponibilidade de combustível"

Nc = (M_1*(h_1-h_aa))/(M_b*PCI)

"Condições do vapor na entrada da turbina de geração elétrica"

P_2=41,16*98,0655+101,3"(kPa) Pressão do vapor na entrada da turbina, considerando 2% de perda de carga na linha"

T_2 = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h_1;P=P_2)"(C)Temperatura do vapor na entrada da turbina"

h_2 = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_2;P=P_2) "Entalpia do vapor na entrada da turbina"

s_2 = ENTROPY(Steam_NBS;T=T_2;P=P_2) "Entropia do vapor na entrada da turbina"

"Condições do vapor na extração # 1 da turbina de geração elétrica, (para alimentação de acionamento mecânico)"

P_3 = 21*98,0655 + 101,3 {kPa} "Pressão do vapor no ponto inicial da extração da turbina"

h_3t = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s_2;P=P_3) "Entalpia teórica do vapor na extração"

T_3t = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h_3t;P=P_3) "Temperatura teórica no ponto inicial da extração"

"Entalpia real do vapor na extração # 1 da turbina de geração elétrica"

ETA_1g = 0,85 "Estimativa da Alstom para a eficiência isentrópica do primeiro grupo de estagios"

ETA_1g = ((h_2 - h_3r)/(h_2 - h_3t))

$s_{3r} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Entropia real do vapor no ponto inicial da extração"

$T_{3r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Temperatura real Na extração"

$X_{3r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Condição do vapor no ponto inicial da extração"

"Condições teóricas do vapor na extração #2 da turbina (para alimentação do processo)"

$P_4 = 1,5 * 98,0655 + 101,3$ {kPa} "Pressão de vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$h_{4t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_{3r}; P=P_4)$ "Entalpia teórica do vapor na saída dos últimos estágios da turbina de geração elétrica"

"Condições reais do vapor na extração #2 da turbina de geração elétrica"

$\text{ETA}_{2g} = 0,9$ "Estimativa da Alstom para a eficiência isentrópica do segundo grupo de estágios"

$\text{ETA}_{2g} = ((h_{3r} - h_{4r}) / (h_{3r} - h_{4t}))$ "Determinação da entalpia real do vapor na extração 2 da turbina de geração elétrica"

$T_{4r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Temperatura real do vapor na extração #2 da turbina de geração elétrica"

$s_{4r} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Entropia real do vapor na extração #2 da turbina de geração elétrica"

$X_{4r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Título do real vapor na extração #2 da turbina de geração elétrica"

"Condições do vapor na saída da turbina de geração elétrica, (entrada ao condensador)"

$P_c = 12$ (kPa) Pressão do condensador (absoluta)"

$T_{ct} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; s=s_{4r}; P=P_c)$ "Temperatura teórica do vapor na entrada ao condensador"

$h_{ct} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_{4r}; P=P_c)$ "Entalpia teórica do vapor na entrada ao condensador"

$\text{ETA}_{3g} = 0,7$ "Estimativa da Alstom para a eficiência isentrópica do terceiro grupo de estágios"

$X_{ct} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{ct}; P=P_c)$

"Equação para o cálculo da potência da turbina de geração elétrica"

$\text{ETA}_{em} = 0,97$ "eficiência eletro-mecânica da turbina de geração elétrica"

"Considerando" $M_c = (M_1 - M_2 - M_3)$

$P_{tge} = M_1 * (h_2 - h_{3t}) * \text{ETA}_{1g} * \text{ETA}_{em} + (M_1 - M_2) * (h_{3r} - h_{4t}) * \text{ETA}_{2g} * \text{ETA}_{em} + (M_c) * (h_{4r} - h_{ct}) * \text{ETA}_{3g} * \text{ETA}_{em}$

"Condições do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$P_5 = 20,58 * 98,0655 + 101,3$ (kPa) Pressão do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$T_5 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_5)$ "(C) Temperatura do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$\text{ETA}_{isomec} = 0,6$

$\text{ETA}_M = 0,8$

$h_5 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_5; P=P_5)$ "Entalpia do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$s_5 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_5; P=P_5)$ "Entropia do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

$X_5 = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_5; P=P_5)$ "Título do vapor na entrada da turbina de acionamento mecânico"

"Condições do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$P_6 = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa} "(KPa) Pressão do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$h_{6t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_5; P=P_6)$ "Entalpia teórica do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$T_{6r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{6r}; P=P_6)$ "Temperatura real do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

$\text{ETA}_{\text{isomec}} = ((h_5 - h_{6r}) / (h_5 - h_{6t}))$

$X_6 = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{6r}; P=P_6)$ "Título do vapor na saída da turbina de acionamento mecânico"

"BALANÇO DE ENERGIA NA TURBINA DE ACIONAMENTO MECÂNICO"

$P_{\text{tam}} = 3700$ {kW}

$P_{\text{tam}} = M_2 \cdot (h_5 - h_{6t}) \cdot \text{ETA}_{\text{isomec}} \cdot \text{ETA}_M$

"BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NA JUNÇÃO DO VAPOR PARA PROCESSO"

$M_{\text{pro}} = 61,73$ "(kg/s) Vazão mássica para o processo, inclui 4,26 (kg/s) para a estação de refino"

$M_{\text{pro}} = (M_2 - M_{\text{des}}) + (M_1 - M_2 - M_c)$ " M_3 Vazão de vapor da extração 2, (alimentação do processo)"

$M_{\text{pro}} \cdot h_{\text{pro}} = (M_2 - M_{\text{des}}) \cdot h_{6r} + (M_1 - M_2 - M_c) \cdot h_{4r}$ "Balanço de energia"

"DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DO VAPOR PARA PROCESSO"

$P_{\text{pro}} = 1,3 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(KPa) Pressão de vapor na entrada do processo"

$s_{\text{pro}} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{\text{pro}}; P=P_{\text{pro}})$

$T_{\text{pro}} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{\text{pro}}; P=P_{\text{pro}})$

$Q_{\text{pro}} = M_{\text{pro}} \cdot (h_{\text{pro}} - h_7)$

"DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DO CONDENSADO NA SAÍDA DO PROCESSO"

$P_7 = 1 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(KPa) Pressão do condensado na saída do processo"

$T_7 = 100$ "(C) Temperatura do condensado na saída do processo"

$h_7 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_7; P=P_7)$

"DEFINIÇÃO DA VAZÃO DO CONDENSADO QUE RETORNA DO PROCESSO"

$M_{\text{pro}} = M_{\text{fora}} + M_7$ "Balanço de massa no ponto de saída do condensado que não retorna"

$M_{\text{fora}} = 0,15 \cdot M_{\text{pro}}$ " M_7 : Parte do condensado que retorna ao ciclo"

"BALANÇO DE ENERGIA NA BOMBA DE CONDENSADO (retorno do condensador)"

$\text{ETA}_{\text{isoB1}} = 0,8$ "Catálogo (Cycle Tempo, 2001)"

$\text{ETA}_{\text{MB1}} = 0,9$ "Catálogo (Cycle Tempo, 2001)"

"Condição do condensado na saída do condensador"

$$X_c = 0$$

$$h_c = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; X=X_c; P=P_c)$$

"Condição do condensado na saída da bomba de condensado"

$$T_{sbc} = 50 \text{ "Temperatura do condensado na saída do condensador"}$$

$$h_{sbc} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{sbc}; P=P_7)$$

$$W_{\text{cond}} = M_c \cdot (h_{sbc} - h_c) \cdot \text{ETA_MB1}$$

"Condições do condensado na entrada da bomba de circulação"

$$P_8 = 1 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ "(kPa) Pressão do condensado na entrada da bomba de condensado"}$$

"Balanço de energia no ponto de junção"

$$M_7 \cdot h_7 + M_c \cdot h_{sbc} = (M_7 + M_c) \cdot h_8$$

$T_8 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_8; P=P_7)$ "Temperatura na entrada da bomba de condensado"

$$s_8 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_8; P=P_7)$$
 "Entropia do condensado na entrada da bomba"

"Condições do condensado na saída da bomba de circulação"

$$P_9 = 3,08 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa} "Pressão do condensado na saída da bomba de condensado"}$$

$h_9 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_8; P=P_9)$ "Entalpia teórica do condensado na saída da bomba"

"Equação de balanço de energia na bomba de circulação"

$$P_{\text{cir}} = ((M_7 + M_c) \cdot (h_9 - h_8) \cdot \text{ETA_MB1}) / \text{ETA_isoB1}$$

"Condições da água de reposição"

$$P_{10} = 101,3 \text{ {kPa} "(kPa) Pressão atmosférica"}$$

$$T_{10} = 30 \text{ "(C) Temperatura ambiente"}$$

$$h_{10} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{10}; P=P_{10})$$

"Condições da água de reposição na entrada do desaerador"

$$P_{11} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa} }$$

$$T_{11} = 30 \text{ {C} }$$

$$h_{11} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{11}; P=P_{11})$$

$$P_{\text{bagr}} = (M_{10} \cdot (h_{11} - h_{10}) \cdot \text{ETA_MB1}) / \text{ETA_isoB1}$$

"DEFINIÇÃO DA EQUAÇÃO DE BALANÇO DE MASSA NO DESAERADOR"

$M_{12} = (M_7 + M_c) + M_{\text{des}} + M_{10}$ "M₁₂, vazão de condensado na saída do desaerador"

"Condições do condensado na saída do desaerador"

$$P_{12} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ "(kPa) Pressão do condensado na saída do desaerador"}$$

$$T_{12} = 105 \text{ "(C) Temperatura do condensado na saída do desaerador"}$$

$h_{12} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{12}; P=P_{12})$ "Entalpia do condensado na saída do desaerador"

$$s_{12} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{12}; P=P_{12})$$

"Balanço de energia no desaerador: Condensado na entrada (P= 0,15 MPa e h=h₉)"

$$M_{12} = M_1 + M_{ee}$$

$$M_{ee} = 0,049 * M_{12} \text{ "Vazão de vapor de saída com a extração contínua"}$$

$$M_{12} * h_{12} = (M_7 + M_c) * h_9 + M_{des} * h_{6r} + M_{10} * h_{11}$$

"A CONDIÇÃO 12, EQUIVALE À ENTRADA DO CONDENSADO NA BOMBA DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO"

"Condições do condensado na saída da bomba de água de alimentação"

$$T_{a1} = 107,0 \text{ (°C) Temperatura da água na saída da bomba de água de alimentação"}$$

$$P_{a1} = 52 * 98,0655 + 101,3 \text{ "Pressão da água na saída da bomba de alimentação"}$$

$$h_{a1} = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=T}_{a1};P=P_{a1}) \text{ "Entalpia da água na saída da bomba de alimentação"}$$

$$s_{a1} = \text{ENTROPY(Steam_NBS;T=T}_{a1};P=P_{a1}) \text{ "Entropia da água na saída da bomba de água de alimentação"}$$

"É POSSÍVEL DEFINIR A EQUAÇÃO DE BALANÇO DE ENERGIA DA BOMBA DE ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO"

$$ETA_MBaA = 0,94 \text{ "Catálogo (Cycle Tempo, 2001)"}$$

$$P_{baa} = (M_{12} * (h_{a1} - h_{12}) * ETA_MBaA)$$

A seguir, nas tabelas F6, F7 e F8 são apresentados os resultados obtidos na simulação para a geração de vapor nos níveis de pressão de 4,2 MPa, 6,2 MPa e 8,2 MPa respectivamente.

Tabela F6 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 4,2 MPa. Grupo B, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 420 °C	T _v : 430 °C	T _v : 440 °C	T _v : 450 °C	T _v : 460 °C
Potência produzida (MW)	36,941	37,11	37,288	37,471	37,661
Consumo de vapor TAM (kg/s)	16,84	16,58	16,32	16,06	15,81
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	335,4	344,6	353,7	362,9	372,1
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	126,6	133,4	140,1	146,7	153,3
Vazão de água de reposição (kg/s)	13,07	13,03	13	12,97	12,94
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	3,06	2,983	2,909	2,837	2,767
Consumo de calor no processo (kJ/s)	141.862	142.747	143.616	144.472	145.314
Capacidade de geração da planta (kg/s)	73,88	73,26	72,66	72,08	71,5
Consumo elétrico das bombas (kW)	921,56	915,12	906,39	897,9	889,54
Título do vapor na 2da extração (GE)	0,986	0,992	0,999	-	-
Vazão de vapor (e) condensador (kg/s)	9,09	8,551	8,026	7,51	7,0

Tabela F7 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 6,2 MPa. Grupo B, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 450 °C	T _v : 460 °C	T _v : 470 °C	T _v : 480 °C	T _v : 490 °C
Potência produzida (MW)	41,3	41,48	41,66	41,855	42,05
Consumo de vapor TAM (kg/s)	17,42	17,17	16,92	16,67	16,42
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	315,2	323,9	332,6	341,4	350,1
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	124,5	124,5	124,8	131,3	137,7
Vazão de água de reposição (kg/s)	13,01	12,98	12,95	12,92	12,89
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	3,00	2,925	2,85	2,778	2,70
Consumo de calor no processo (kJ/s)	139.876	140.757	141.622	142.472	143.308
Capacidade de geração da planta (kg/s)	72,82	72,2	71,6	71,01	70,43
Consumo elétrico das bombas (kW)	1012,58	1002,71	993,08	983,68	974,5
Título do vapor na 2da extração (GE)	0,971	0,978	0,984	0,99	0,996
Vazão de vapor (e) condensador (kg/s)	8,09	7,547	7,017	6,5	5,991

Tabela F8 Resultados da simulação para a Pressão de vapor de 8,2 MPa. Grupo B, avaliando 5 valores de temperatura de vapor.

Denominação	T _v : 480 °C	T _v : 490 °C	T _v : 500 °C	T _v : 510 °C	T _v : 520 °C
Potência produzida (MW)	44,476	44,67	44,865	45,06	45,271
Consumo de vapor TAM (kg/s)	17,66	17,41	17,17	16,92	16,68
Temperatura de vapor (e) TAM (°C)	307	315,5	323,9	332,4	340,9
Temperatura de vapor (e) Processo (°C)	124,5	124,5	124,5	124,8	131,1
Vazão de água de reposição (kg/s)	12,95	12,92	12,89	12,86	12,83
Consumo de vapor no Desaerador (kg/s)	2,91	2,833	2,759	2,687	2,617
Consumo de calor no processo (kJ/s)	139.061	139.932	140.786	141.625	142.449
Capacidade de geração da planta (kg/s)	71,67	71,05	70,45	69,86	69,29
Consumo elétrico das bombas (kW)	1096,84	1086,25	1075,72	1065,23	1055,76
Título do vapor na 2da extração (GE)	0,965	0,971	0,978	0,984	0,99
Vazão de vapor (e) condensador (kg/s)	7,026	6,488	5,961	5,446	4,942

O procedimento aplicado para efetuar a otimização é baseado nas mesmas equações de balanço de massa e energia, agora com a pressão de vapor como parâmetro livre, permitindo que as eficiências isentrópicas associadas a cada grupo de estágios possam variar até os valores limites citados pela Alstom no capítulo 7.

Apêndice G

Procedimento de simulação empregado nas Propostas I e II do capítulo 8

A seguir é apresentado no formato do EES ® o procedimento de simulação empregado nas Propostas I e II, tomando como base os diagramas apresentados nas Figuras 8.2 e 8.3 do capítulo 8, (correspondentes às Propostas I e II respectivamente).

Na Proposta I a capacidade de geração foi limitada pelo consumo específico de vapor para processo, admitido 400 kg de vapor/tonelada de cana. A seguir é apresentado o procedimento quando a pressão de vapor é 6,2 MPa e a temperatura de 480 °C.

PROPOSTA I, COMBUSTÍVEL: BAGAÇO, DOIS BLOCOS ENERGÉTICOS BASEADOS EM TURBINAS DE CONTRAPRESSÃO.

"Determinação da quantidade de bagaço disponível"
 $Mcd = (11000 \cdot 0,26) \cdot 210$ "Disponibilidade total de bagaço (toneladas)"
 $Mcdm = (((Mcd/210)/24)/3600) \cdot 1000$ "Valor médio do bagaço (kg/s) disponível"

"BLOCO I Caldeira 1. DADOS"

"Estimativa da usina: 8,6 ton vapor/ h, (2,39 kg/s) como perda na extração contínua"

$P1e = 62 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão de vapor gerado"
 $T1e = 480$ "(C) Temperatura do vapor gerado"
 $Taa1 = 105$ "(C) Temperatura da água de alimentação"
 $Paa1 = 72 \cdot 98,0655 + 101,3$ "(kPa) Pressão de água de alimentação"
 $N1 = 0,85$ "Valor de eficiência de primeira lei da caldeira"
 $PCI = 7546$ "(kJ/kg) Poder calorífico do bagaço"

"Outros parâmetros do vapor"

$h1e = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T1e; P=P1e)$ "Entalpia do vapor gerado"
 $s1e = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T1e; P=P1e)$ "Entropia do vapor gerado"

"Outros parâmetros da água de alimentação"

haa1 = ENTHALPY(Steam_NBS;T=Taa1;P=Paa1) "Entalpia da água de alimentação"

saa1 = ENTROPY(Steam_NBS;T=Taa1;P=Paa1) "Entropia da água de alimentação"

"Determinação do consumo de combustível da caldeira 1"

$$N1 = (G1 \cdot (h1e - haa1)) / (Mc1 \cdot (PCI))$$

"Avaliação da potência da turbina"

P1_s = 1,7*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão de vapor de saída da turbina"

T1_s = 132 "(C) Temperatura real de vapor na saída, (informação do fabricante)"

h1_s = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T1_s;P=P1_s) "Entalpia real de vapor na saída da turbina 1"

h1_st = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s1e;P=P1_s) "Entalpia teórica na saída da turbina 1"

ETA_em = 0,97 "Valor estimado da eficiência eletro-mecânica, confirmado na usina"

X1_s = QUALITY(Steam_NBS;h=h1_s;P=P1_s)

W_1 = 22000 "kW, potência, dado do fabricante"

$$W_1 = G1 \cdot (h1e - h1_s) \cdot ETA_{em}$$

"Determinando o valor da eficiência isentrópica global da Turbina 1"

$$ETA_{is} = (h1e - h1_s) / (h1e - h1_{st})$$

"O trocador de calor do bloco 1 fornece G1 ton/h para processo, na estimativa da Usina o vapor obtido no trocador é saturado a 1,2 bar (manométrica)"

"Balanço de energia no trocador de calor 1, "Condensado na entrada do trocador (P_cond1)"

P_cond1 = 1,3*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão do condensado dos primeiros efeitos da evaporação"

T_cond1 = 105 "(C) Temperatura do condensado dos primeiros efeitos da evaporação"

h_cond1 = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_cond1;P=P_cond1) "Entalpia do condensado que entra ao Trocador de calor"

"Pressão de vapor na saída do trocador (kPa)" P_pro = 1,2*98,0655 + 101,3

X_pro = 1 "Condição de vapor saturado"

h_pro = ENTHALPY(Steam_NBS;X=X_pro;P=P_pro)

T_pro = TEMPERATURE(Steam_NBS;X=X_pro;P=P_pro)

$$G1 \cdot h1_s + G1 \cdot h_{cond1} = G1 \cdot h1_{LS} + G1 \cdot h_{pro}$$
 "Equação de balanço, trocador 1"

P1_LS = 1,5*98,0655 + 101,3 "Pressão do condensado na saída do trocador de calor"

T1_LS = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h1_LS;P=P1_LS) "Temperatura do condensado na saída do trocador"

"BLOCO II, Caldeira 2. DADOS"

"Admitido o mesmo valor de 2,39 kg/s na extração contínua"

P2e = 62*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão de vapor gerado"

T2e = 480 "(C) Temperatura do vapor gerado"

G2 = 20,8052 "Equivalente aproximadamente a 75 ton/hora de vapor"

N2 = 0,87 "Valor de eficiência de primeira lei da caldeira, (Codistil Dedini, 2001)"

"Outros parâmetros do vapor"

h2e = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T2e;P=P2e) "Entalpia do vapor gerado"

s2e = ENTROPY(Steam_NBS;T=T2e;P=P2e) "Entropia do vapor gerado"

"Determinação do consumo de combustível da caldeira "

$N2 = (G2 * (h2e - haa1)) / (Mc2 * (PCI))$

"Parâmetros na entrada da Turbina"

P_2e = 61,38*98,0655 + 101,3 (kPa) Pressão de vapor gerado"

T_2e = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h2e;P=P_2e)

s_2e = ENTROPY(Steam_NBS;T=T_2e;P=P_2e)

"Pressão na extração do vapor na turbina de geração elétrica 2"

P_2ex = 13*98,0655 + 101,3 {kPa} "Pressão do vapor na extração da turbina"

h_2ext = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s_2e;P=P_2ex) "Entalpia teórica do vapor na extração"

T_2ext = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h_2ext;P=P_2ex) "Temperatura teórica na extração"

G_2ext = 4,167 (kg/s), Vazão de vapor na extração"

"Entalpia real do vapor na extração da turbina de geração elétrica"

ETA_1g = 0,83 "Valor estimado para a eficiência isentrópica do primeiro grupo de estágios"

ETA_1g = $((h2e - h_{2extr}) / (h2e - h_{2ext}))$

s_2extr = ENTROPY(Steam_NBS;h=h_2extr;P=P_2ex) "Entropia real do vapor na extração"

T_2extr = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h_2extr;P=P_2ex) "Temperatura real do vapor no ponto inicial da extração"

X_2extr = QUALITY(Steam_NBS;h=h_2extr;P=P_2ex) "Condição real do vapor na extração"

"Condições do vapor na saída da turbina de geração elétrica (2)"

P_2s = 1,7*98,0655 + 101,3 {kPa} "Pressão de vapor na saída da turbina de geração elétrica"

h_2st = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s_2extr;P=P_2s) "Entalpia teórica do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

"BALANÇO DE ENERGIA NA TURBINA DE GERAÇÃO ELÉTRICA"

"Admitindo o valor previamente definido de eficiência eletromecânica da turbina de geração elétrica 1"

T_2sr = 132 "Temperatura real do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

h_2sr = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_2sr;P=P_2s)

ETA_2g = $((h_{2extr} - h_{2sr}) / (h_{2extr} - h_{2st}))$

X_2sr = QUALITY(Steam_NBS;T=T_2sr;P=P_2s) "Título do vapor na saída da turbina"

$W_2 = G2 * (h2e - h_{2ext}) * ETA_{1g} * ETA_{em} + (G2 - G_{2ext}) * (h_{2extr} - h_{2st}) * ETA_{2g} * ETA_{em}$

"Vazão de vapor para processo, sem incluir o vapor que vai para a estação de refino"

G_pro = (G1 + G2) - G_2ext

"Consumo total de bagaço da caldeira 1 (bolco I)" $Mt1 = ((Mc1 * 3600) * 24 * 210) / 1000$

"Consumo total de bagaço da caldeira 2 (bolco 2)" $Mt2 = ((Mc2 * 3600) * 24 * 210) / 1000$

"Consumo total de bagaço" $Mt = (Mt1 + Mt2)$

"Excedente de bagaço" $Ebag = Mcd - Mt$

"Balanço de energia no tanque de condensado. Condições da água de reposição (ar)"

$P_{ar} = 101,3 \text{ {kPa}}$ "(kPa) Pressão atmosférica"

$T_{ar} = 30 \text{ {C}}$ "Temperatura ambiente"

$h_{ar} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{ar}; P=P_{ar})$

"Vazão total de água de reposição na planta", $M_{ar} = (2 \cdot 2,39) + G_{2ext}$ "kg/s, associada com a extração contínua e o consumo na estação de refino"

"Condições da água de reposição na entrada do tanque de condensado (ar_et)"

$P_{ar_et} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa}}$

$T_{ar_et} = 30 \text{ {C}}$

$h_{ar_et} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{ar_et}; P=P_{ar_et})$

"Condições do condensado de retorno na entrada do tanque do condensado considerando perdas de calor na linha"

$X_{sc} = 0$

$T_{sc} = 110 \text{ {C}}$, baseado na estimativa feita pela usina Cruz Alta"

$h_{sc} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{sc}; X=X_{sc})$ "Entalpia do condensado de retorno na entrada do tanque"

"O balanço energético fica (h_{satq} , entalpia na saída do tanque) para o bloco 1:"

$M_{ar1} = 2,39$ "(kg/s), equivalente ao valor da extração contínua"

"Para o bloco 2, a vazão de água de reposição fica"

$M_{ar2} = (2,39 + G_{2ext})$ "(kg/s) extração contínua mais o vapor para a estação de refino"

"Para o bloco I" $M_{ar1} \cdot h_{ar_et} + G1 \cdot h_{sc} = (M_{ar1} + G1) \cdot h_{satq1}$

"Vai ser considerado h_{satq1} : a entalpia na entrada da bomba de água de alimentação"

"Condições do condensado na saída da bomba de água de alimentação"

$T_{a1} = 107,0 \text{ {C}}$ "Temperatura da água na saída da bomba de água de alimentação"

$P_{a1} = 72 \cdot 98,0655 + 101,3$ "Pressão da água na saída da bomba de alimentação"

$h_{a1} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{a1}; P=P_{a1})$ "Entalpia da água na saída da bomba de alimentação"

$s_{a1} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{a1}; P=P_{a1})$ "Entropia da água na saída da bomba de água de alimentação"

"Considerando o trabalho de duas bombas para cada ciclo (Bloco 1 e 2):"

"Assumindo" $ETA_{MBaA} = 0,94$

$W_{baa1} = (G1 + 2,39) \cdot (h_{a1} - h_{satq1}) \cdot ETA_{MBaA}$

$W_{baa2} = (G2 + 2,39) \cdot (h_{a1} - h_{satq1}) \cdot ETA_{MBaA}$

"Consumo de potência do sistema de bombeio"

$W_{baa1} + W_{baa2} = W_{Bt}$

"Serão consideradas iguais parâmetros termodinâmicos com respeito ao trocador de calor 1"

"DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DO CONDENSADO NA SAÍDA DO PROCESSO"

$P_7 = 1 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa}}$ "Pressão do condensado na saída do processo"

$T_7 = 100 \text{ {C}}$ "Temperatura do condensado na saída do processo"

$h_7 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_7; P=P_7)$

"Fixando a quantidade de calor entregada no processo"

$$Q_{\text{pro}} = G_{\text{pro}}(h_{\text{pro}} - h_7) + G_{\text{2ext}}(h_{\text{2extr}} - h_7)$$

"PROPOSTA II, DOIS BLOCOS ENERGÉTICOS; COMBUSTÍVEL: MISTURA BAGAÇO-PALHA DE CANA".

"Bloco 1: Caldeira-Turbina de contrapressão - Trocador de calor - sistema de bombeio"

"Bloco 2: Caldeira - Turbina de extração-condensação com duas extrações - trocador de calor numa das, extrações, desaerador e sistema de bombeio"

"Disponibilidade de bagaço, considerando 210 dias de moenda efetiva"

$$Mbd = (11000 \cdot 0,26) \cdot 210 \text{ "Disponibilidade total de bagaço (50\% de umidade) (toneladas) "}$$

$$Mbdm = (((Mbd/210)/24)/3600) \cdot 1000 \text{ "Valor médio do bagaço (kg/s) disponível"}$$

"Disponibilidade de palha conforme uma porcentagem do 20% da disponibilidade de bagaço"

"Conforme a recomendação da Copersucar: Por cada tonelada de bagaço, temos 500 kg de fibra sendo admissível agregar, 20% de fibra de palha na base seca com o seguinte resultado"

"Quantidade de fibra de palha seca" $M_{\text{pal}} = (Mbd/2) \cdot 0,2$ "Toneladas de palha seca agregadas ao bagaço"

"Quantidade de palha úmida (15% de umidade)"

$$M_{\text{palha}} = M_{\text{pal}}/0,85 \text{ "Toneladas de palha úmida (15\%) agregadas ao bagaço"}$$

$$M_{\text{palham}} = (((M_{\text{palha}}/210)/24)/3600) \cdot 1000 \text{ "Valor médio da palha (kg/s) disponível"}$$

"Determinação da disponibilidade de combustível para o ano (12 meses)"

$$M_D = M_{\text{palha}} + Mbd \text{ "Toneladas de combustível"}$$

"Determinação do poder calorífico do novo combustível"

$$PCI_b = 7546 \text{ "kJ/kg Poder calorífico do bagaço (50\% de umidade)"}$$

$$PCI_p = 12979 \text{ "kJ/kg Poder calorífico da palha de cana (15\% de umidade)"}$$

"A equação proposta pelo Regis et al, (2002), indica:"

$$PCI_D = ((PCI_b \cdot Mbdm) + (PCI_p \cdot M_{\text{palham}})) / (Mbdm + M_{\text{palham}}) \text{ "kJ/kg"}$$

"Bloco energético 1, DADOS"

"A usina considera 8,6 ton vapor/ h, (2,39 kg/s) como perda na extração contínua"

$$P1 = 62 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ "kPa Pressão de vapor gerado"}$$

$$T1 = 480 \text{ "(C) Temperatura do vapor gerado"}$$

$$Taa1 = 105 \text{ "(C) Temperatura da água de alimentação"}$$

$$Paa1 = 72 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ "kPa Pressão de água de alimentação"}$$

$$N1 = 0,85 \text{ "Valor de eficiência de primeira lei da caldeira"}$$

"Outros parâmetros do vapor"

$$h1 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T1; P=P1) \text{ "Entalpia do vapor gerado"}$$

s1 = ENTROPY(Steam_NBS;T=T1;P=P1) "Entropia do vapor gerado"

"Outros parâmetros da água de alimentação"

haa1 = ENTHALPY(Steam_NBS;T=Taa1;P=Paa1) "Entalpia da água de alimentação"

saa1 = ENTROPY(Steam_NBS;T=Taa1;P=Paa1) "Entropia da água de alimentação"

"Determinação do consumo de combustível da caldeira 1"

$$N1 = (G1 \cdot (h1 - haa1)) / (Mc1 \cdot (PCI_D))$$

"Determinação do consumo de combustível para os 7 meses da safra (toneladas)"

$$Mc1_t = ((Mc1 \cdot 3600) \cdot 24 \cdot 210) / 1000$$

"Avaliação da potência da turbina"

P1s = 1,7*98,0655 + 101,3 "(kPa) Pressão de vapor de saída da turbina"

T1sr = 132 "(C) Temperatura real de vapor na saída, (informação do fabricante)"

h1sr = ENTHALPY(Steam_NBS;T=T1sr;P=P1s) "Entalpia real na saída da turbina 1"

h1st = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s1;P=P1s) "Entalpia teórica na saída da turbina 1"

ETA_em = 0,97 "Valor estimado da eficiência eletro-mecânica, confirmado na usina"

X1sr = QUALITY(Steam_NBS;h=h1sr;P=P1s)"Condição do vapor na saída da turbina 1"

W1 = 22000 "(kW) Potência nominal da turbina 1, (bloco 1)"

$$W1 = G1 \cdot (h1 - h1sr) \cdot ETA_em$$

"Fazendo um balanço de energia no trocador de calor 1"

P_cond1=1,3*98,0655+101,3"(kPa)Pressão do condensado dos primeiros efeitos da evaporação"

T_cond1 = 106 "(C) Temperatura do condensado dos primeiros efeitos da evaporação (estimativa da Usina)"

h_cond1= ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_cond1;P=P_cond1) "Entalpia do condensado que entra ao Transformer"

"Pressão de vapor na saída do trocador, vapor para processo (kPa), Segundo estimativa da Usina"

P_pro = 1,2*98,0655 + 101,3

X_pro = 1 "Condição de vapor saturado"

T_pro = TEMPERATURE(Steam_NBS;X=X_pro;P=P_pro)

h_pro = ENTHALPY(Steam_NBS;X=X_pro;P=P_pro)

$$G1 \cdot h1sr + G1 \cdot h_cond1 = G1 \cdot h1_LS + G1 \cdot h_pro \text{ "Balanço no trocador 1"}$$

"Condição do condensado na saída do trocador de calor"

P1_LS = 1,5*98,0655 + 101,3 "Pressão do condensado do vapor da turbina na saída do transformador de vapor"

T1_LS = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h1_LS;P=P1_LS)

"Determinando o valor da eficiência isentrópica global da Turbina 1"

$$ETA_is1 = (h1 - h1sr) / (h1 - h1st)$$

"Condições da água de reposição (ar)"

$P_{ar} = 101,3 \text{ {kPa}} \text{ "(kPa) Pressão atmosférica}"$
 $T_{ar} = 30 \text{ {(C) Temperatura ambiente}"}$
 $h_{ar} = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_ar;P=P_ar)}$

"Vazão total de água de reposição no bloco 1 da planta"
 $M_{ar1} = 2,39 \text{ {(kg/s), associada somente com a extração contínua da caldeira (bloco1)}}$

"Condições da água de reposição na entrada do tanque de condensado (ar_et)"
 $Par_{et} = 1,5 * 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa}}$
 $Tar_{et} = 30 \text{ {C}}$
 $har_{et} = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=Tar_et;P=Par_et)}$

"As condições do condensado de retorno na entrada do tanque do condensado considerando perdas de calor na linha"
 $X_{sc} = 0$
 $T_{sc} = 110 \text{ {(C), baseado na estimativa feita pela usina Cruz Alta}"$
 $h_{sc} = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_sc;X=X_sc)}$

"Estimativa do consumo de potência da bomba de circulação entre a saída do trocador e o tanque de condensado (bloco 1)"
 $W_{Bc1} = G1 * (h_{sc} - h1_{LS}) * \text{ETA_MBaA}$

"Cálculo de h_{satq} , (entalpia na saída do tanque) para o bloco 1:"
 $M_{ar1} * har_{et} + G1 * h_{sc} = (M_{ar1} + G1) * h_{satq}$

"Condições do condensado na saída da bomba de água de alimentação"
 $T_{a1} = 107,0 \text{ {(C) Temperatura da água na saída da bomba de água de alimentação}"$
 $P_{a1} = 72 * 98,0655 + 101,3 \text{ "Pressão da água na saída da bomba de alimentação}"$
 $h_{a1} = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=T_a1;P=P_a1)}$ "Entalpia da água na saída da bomba de alimentação"
 $s_{a1} = \text{ENTROPY(Steam_NBS;T=T_a1;P=P_a1)}$ "Entropia da água na saída da bomba de água de alimentação"

"Considerando o trabalho de duas bombas para cada ciclo (Bloco 1 "
 $\text{ETA_MBaA} = 0,94$
 $W_{baa1} = (G1 + M_{ar1}) * (h_{a1} - h_{satq}) * \text{ETA_MBaA}$

"Bloco energético 2, DADOS PARA A OPERAÇÃO DURANTE A SAFRA"
 "A usina considera 8,6 ton vapor/ h, (2,39 kg/s) como perda na extração contínua"
 $N2 = 0,87 \text{ "Eficiência de geração de vapor das caldeiras}"$

"Parâmetros termodinâmicos de geração de vapor"
 $T2 = 480 \text{ {(C) Temperatura do vapor superaquecido (bloco 2)}"$
 $P2 = 62 * 98,0655 + 101,3 \text{ {(kPa) Pressão de vapor gerado (bloco 2)}"$
 $G2 = 33,34 \text{ {(kg/s) Vazão de vapor gerado, (equivalente a 120 ton/h)}"$
 $h2 = \text{ENTHALPY(Steam_NBS;T=T2;P=P2)}$ "Entalpia do vapor gerado (bloco 2) "
 $s2 = \text{ENTROPY(Steam_NBS;T=T2;P=P2)}$ "Entropia do vapor gerado (bloco 2)"

"BALANÇO NA CALDEIRA 2"

$N2 = (G2 \cdot (h2 - h_{aa1})) / (Mc2 \cdot PCI_D)$ "Mc2, consumo de combustível Caldeira 2 (kg/s)"

"Determinação do consumo de combustível para os 7 meses da safra (toneladas)"

$Mc2_t = ((Mc2 \cdot 3600) \cdot 24 \cdot 210) / 1000$

"Parâmetros do vapor na entrada da turbina"

$P2e = 61,38 \cdot 98,0655$ "Pressão do vapor na entrada da turbina, perda de carga (1 %)"

$T2e = TEMPERATURE(Steam_NBS; h=h2; P=P2e)$ "Temperatura do vapor na entrada"

$s2e = ENTROPY(Steam_NBS; T=T2e; P=P2e)$ "Entropia do vapor na entrada da turbina"

"Pressão na extração do vapor na turbina de geração elétrica 2 (Estação de Refino)"

$P2ex = 13 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa} "Pressão do vapor na extração da turbina"

$h2ext = ENTHALPY(Steam_NBS; s=s2e; P=P2ex)$ "Entalpia teórica do vapor na extração"

$T2ext = TEMPERATURE(Steam_NBS; h=h2ext; P=P2ex)$ "Temperatura teórica na extração"

$G_ER = 4,167$ "Vazão de vapor na extração para a Estação de Refino, e Desaerador (kg/s)"

"Entalpia real do vapor na extração da turbina de geração elétrica"

$ETA_1g = 0,841$ "Valor da eficiência isentrópica global para o primeiro grupo de estágios"

$ETA_1g = ((h2 - h2exr) / (h2 - h2ext))$

$s2exr = ENTROPY(Steam_NBS; h=h2exr; P=P2ex)$ "Entropia real do na extração"

$T2exr = TEMPERATURE(Steam_NBS; h=h2exr; P=P2ex)$ "Temperatura real do vapor na extração"

$X2exr = QUALITY(Steam_NBS; h=h2exr; P=P2ex)$ "Condição real do vapor na extração"

"Condições do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica (ponto 3)"

$P3 = 1,7 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa} "Pressão de vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

$h3t = ENTHALPY(Steam_NBS; s=s2exr; P=P3)$ "Entalpia teórica do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

$M_pro = 50,93$ "(kg/s) Vazão de vapor para processo, (sem incluir o vapor para a Estação de Refino)"

$M_pro = G1 + Gex3$ "Observe que fica fixado o valor de Gex3"

"DEFINIÇÃO DAS CONDIÇÕES DO CONDENSADO NA SAÍDA DO PROCESSO"

$P_7 = 1 \cdot 98,0655 + 101,3$ {kPa} "Pressão do condensado na saída do processo"

$T_7 = 100$ {C} "Temperatura do condensado na saída do processo"

$h_7 = ENTHALPY(Steam_NBS; T=T_7; P=P_7)$

$Q_pro = M_pro \cdot (h_pro - h_7) + G_ER \cdot (h2exr - h_7)$ "Calor para processo"

"Condições reais do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica (Vapor para Processo)"

$ETA_2g = 0,872$ "Valor da eficiência isentrópica do segundo grupo de estágios"

$ETA_2g = ((h2exr - h3r) / (h2exr - h3t))$

$T3r = TEMPERATURE(Steam_NBS; h=h3r; P=P3)$ "Temperatura real do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

$s_{3r} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Entropia real do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

$X_{3r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{3r}; P=P_3)$ "Condição real do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

"Condições do vapor na saída da turbina, (entrada ao condensador) (ponto 4)"

$P_4 = 12 \text{ {kPa}}$ "Pressão de vapor na entrada do condensador (absoluta)"

$h_{4t} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; s=s_{3r}; P=P_4)$ "Entalpia teórica do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$X_4 = 0$

$h_{\text{cnd}} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; X=X_4; P=P_4)$ "Entalpia do condensado na saída do condensador"

"Condições reais do vapor na saída da turbina de geração elétrica (ponto 4r)"

$\text{ETA}_{3g} = 0,7$ "Estimativa da Alstom durante a safra"

$\text{ETA}_{3g} = (h_{3r} - h_{4r}) / (h_{3r} - h_{4t})$

$T_{4r} = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Temperatura real do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$s_{4r} = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Entropia real do vapor na saída da turbina de geração elétrica"

$X_{4r} = \text{QUALITY}(\text{Steam_NBS}; h=h_{4r}; P=P_4)$ "Condição real do vapor na saída da turbina de geração elétrica, (Bloco II)"

"A vazão de vapor que foi ao condensador:" $M_{\text{cce}} = G_2 - G_{\text{ER}} - G_{\text{ex3}} - G_{\text{Des}}$

"EQUAÇÃO DE BALANÇO DE ENERGIA NA TURBINA DE GERAÇÃO ELÉTRICA"

$W_2 = G_2 \cdot (h_2 - h_{2\text{ext}}) \cdot \text{ETA}_{1g} \cdot \text{ETA}_{\text{em}} + (G_2 - G_{\text{ER}}) \cdot (h_{2\text{exr}} - h_{3t}) \cdot \text{ETA}_{2g} \cdot \text{ETA}_{\text{em}} + (M_{\text{cce}}) \cdot (h_{3r} - h_{4t}) \cdot \text{ETA}_{3g} \cdot \text{ETA}_{\text{em}}$

"Consumo total de combustível em 7 meses de safra (toneladas)" $M_{\text{c}_7\text{M}} = M_{\text{c1}_t} + M_{\text{c2}_t}$

"Excedente de combustível que pode ser empregado na entressafra (5 meses)"

$E_{\text{xc}} = M_{\text{D}} - M_{\text{c}_7\text{M}}$

"Vazão de água de reposição no bloco 2" $M_{\text{ar2}} = M_{\text{ar1}} + G_{\text{ER}}$

"Condição do condensado do condensador na entrada do ponto bifurcação"

$P_{\text{cce}} = 1,5 \cdot 98,0655 + 101,3 \text{ {kPa}}$ "Pressão de condensado na entrada do desaerador"

$T_{\text{cce}} = 50 \text{ } ^\circ\text{(C)}$, (Líquido comprimido)"

$h_{\text{cce}} = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_{\text{cce}}; P=P_{\text{cce}})$ "Entalpia do condensado na entrada do desaerador"

"Consumo de potência da bomba de condensado (bloco II)"

$\text{ETA}_{\text{MBcond}} = 0,9$ "Catálogo Cycle Tempo 2001)

$W_{\text{Bc2}} = M_{\text{cce}} \cdot (h_{\text{cce}} - h_{\text{cnd}}) \cdot \text{ETA}_{\text{MBcond}}$

"Balanço energético no ponto junção que junta: condensado do condensador, e o condensado na saída do trocador de calor (bloco II) que retorna ao ciclo"

$$Mcce*hcce + Gex3*h1_LS = (Mcce + Gex3)*h_8$$

"A pressão na saída do ponto junção é:" $P_8 = 1,5*98,0655 + 101,3$ {kPa}

$T_8 = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam_NBS}; h=h_8; P=P_8)$ "Temperatura na saída do ponto junção"

$s_8 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; h=h_8; P=P_8)$ "A entropia na saída do ponto junção é:"

"Consumo de potência da bomba de circulação: saída do ponto junção e o desaerador"

$T_9 = 85$ {C} "Temperatura do retorno total de condensado na entrada do desaerador"

$h_9 = \text{ENTHALPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_9; P=P_8)$

$s_9 = \text{ENTROPY}(\text{Steam_NBS}; T=T_9; P=P_8)$

$$W_Bcir2 = (Gex3 + Mcce)*(h_9 - h_8)*ETA_MBaA$$

"Assim no balanço energético fixamos (h_satq), na saída do desaerador (bloco 2):"

$$M_ar2*har_et + (Gex3 + Mcce)*h_9 + G_Des*h3r = (M_ar2 + Gex3 + Mcce + G_Des)*h_satq$$

"Determinando a potência consumida na bomba de água de alimentação no bloco 2"

"Para o bloco 2, vamos considerar o mesmo valor da eficiência eletromecânica"

$$W_baa2 = (M_ar2 + Gex3 + Mcce + G_Des)*(h_a1 - h_satq)*ETA_MBaA$$

"Consumo de potência total no sistema de bombeio"

$$W_Bt = W_baa1 + W_baa2 + W_Bc1 + W_Bc2 + W_Bcir2$$

"DESEMPENHO DO BLOCO 2 DURANTE A ENTRESSAFRA (5 meses),

$$Mc2_es = ((Mc2*3600)*24*150)/1000$$
 "consumo de combustível (toneladas)"

"Existe déficit?" $Def = E_xc - Mc2_es$

"Trabalhando no 80 % da carga" $G2_es = 26,481926$ "(kg/s), aproximadamente 80% da carga nominal da caldeira (95,328 toneladas de vapor/h)"

$$N2_es = 0,82$$
 "Estimado da eficiência na caldeira (80% da carga nominal)"

"BALANÇO NA CALDEIRA 2"

$$N2_es = (G2_es*(h2-haa1))/(Mc2n*PCI_D)$$
 "Mc2n, consumo de combustível na Caldeira 2 (kg/s)na entressafra"

"Desempenho do bloco 2 (trabalhando em carga parcial), durante a entressafra, consumo de combustível (toneladas)"

$$Mc2_en = ((Mc2n*3600)*24*150)/1000$$
 "Combustível consumido na entressafra (toneladas)"

"Existe agora déficit?" $Def_es = E_xc - Mc2_en$

"CALCULO DA POTÊNCIA PRODUZIDA NA ENTRESSAFRA"

"As condições de vapor na extração para a Estação de Refino ficam constantes"

"Entalpia real do vapor na extração da turbina de geração elétrica (entressafra)"

ETA_1gES= 0,841 "Valor estimado da eficiência isentrópica global para o primeiro grupo de estagios (ES, entressafra)"

ETA_1gES = ((h2 - h2exrES)/(h2 - h2ext))

s2exrES = ENTROPY(Steam_NBS;h=h2exrES;P=P2ex) "Entropia real do vapor no ponto inicial da extração"

T2exrES = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h2exrES;P=P2ex) "Temperatura real do vapor na extração"

X2exrES = QUALITY(Steam_NBS;h=h2exrES;P=P2ex) "Condição real do vapor na extração"

"A 2da extração esta praticamente fechada, existindo uma leve abertura para alimentar o desaerador, porem mudam as condições reais do vapor no ponto 3, devido na mudança experimentada na primeira extração"

h3tES= ENTHALPY(Steam_NBS;s=s2exrES;P=P3) "Entalpia teórica do vapor na segunda extração da turbina"

ETA_2g = ((h2exrES - h3rES)/(h2exrES - h3tES)) "Estimando o mesmo valor para a entressafra"

T3rES = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h3rES;P=P3) "Temperatura real do vapor na segunda extração da turbina"

s3rES = ENTROPY(Steam_NBS;h=h3rES;P=P3) "Entropia real do vapor na segunda extração da turbina"

X3rES = QUALITY(Steam_NBS;h=h3rES;P=P3) "Condição real do vapor na segunda extração da turbina"

"Condições do vapor na saída da turbina (entrada ao condensador), (ponto 4 ES, entressafra)"

"Pressão de vapor na saída da turbina de geração elétrica continua sendo constante"

h4tES = ENTHALPY(Steam_NBS;s=s3rES;P=P4) "Entalpia teórica do vapor na saída da turbina"

"Condições reais do vapor na saída da turbina de geração elétrica (ponto 4r)"

ETA_3gES = 0,82 "Estimativa da Alstom durante o período da entressafra"

ETA_3gES = ((h3rES - h4rES)/(h3rES - h4tES))

T4rES = TEMPERATURE(Steam_NBS;h=h4rES;P=P4) "Temperatura real do vapor na segunda extração da turbina"

s4rES = ENTROPY(Steam_NBS;T=T4rES;P=P4) "Entropia real do vapor na segunda extração da turbina"

X4rES = QUALITY(Steam_NBS;h=h4rES;P=P4) "Condição real do vapor na segunda extração da turbina de geração elétrica"

"EQUAÇÃO DE BALANÇO DE ENERGIA NA TURBINA DE GERAÇÃO ELÉTRICA (na entressafra)"

W2ES = G2_es*(h2 - h2ext)*ETA_1gES*ETA_em + (G2_es - G_ER)*(h2exrES - h3tES)*ETA_2g*ETA_em + (McceES)*(h3rES - h4tES)*ETA_3gES*ETA_em

"A vazão de vapor que foi ao condensador na entressafra:"

McceES = G2_es - G_ER - G_DesES

"Consumo de potência da bomba de condensado na entressafra:"

$$W_{BcondES} = McceES * (hcce - h_{cnd}) * ETA_{MBcond}$$

"Balanço de energia no desaerador na entressafra fixando h_{satq} , (bloco 2)"

$$M_{ar2} * har_{et} + McceES * hcce + G_{DesES} * h_{3rES} = (M_{ar2} + McceES + G_{DesES}) * h_{satq}$$

"Consumo de potência na bomba de água de alimentação no bloco 2 (na entressafra)"

$$W_{baa2ES} = (M_{ar2} + McceES + G_{DesES}) * (h_{a1} - h_{satq}) * ETA_{MBaA}$$

"Determinando o consumo de energia total no sistema de bombeio na entressafra"

$$W_{tES} = W_{baa2ES} + W_{BcondES}$$

"Determinando a energia na forma de calor que trocada na Estação de Refino"

$$Q_{ER} = G_{ER} * (h_{2exrES} - h_7)$$

Apêndice H

Resultados da avaliação do custo exergético correspondentes às Propostas das plantas de cogeração avaliadas no capítulo 8

A seguir são apresentadas as tabelas H1 e H2 correspondentes aos resultados da avaliação do custo exergético das duas alternativas avaliadas da Proposta I.

Tabela H1. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta I. Pressão de geração de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de 480 °C.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Exergia (kJ/kg)	Exergia (kW)	k	Custo Exergético (kW)
16e	Bagaço na entrada da caldeira 1	15,99	9959	159244	1	159244
1e	Vapor produzido na caldeira 1	35,04	1399,96	49049	3,53	173142,97
1s	Vapor na entrada da turbina 1	35,04	1398,96	49004	3,533	173131,13
2e	Vapor na saída da turbina 1	35,04	681,06	23863	3,533	84307,98
3e	Condensado na saída do TC-1	35,04	92,64	3246	3,533	11468,12
6e	Vapor para processo do TC-1	35,04	650,26	22784	3,708	84483,07
5s	Condensado de retorno (e) do TC-1	35,04	89,53	3137	3,708	11632
21s	Condensado na entrada do tanque-1	35,04	93,13	3263	3,62	11812,06
19s	Água de reposição	2,39	50,36	120,4	1	120,4
9e	Condensado na saída do tanque-1	37,43	88,6	3316	3,598	11930,97
4e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 1	37,43	97,23	3639	3,818	13893,7
4s	Condensado na (e) da caldeira 1	37,43	95,43	3572	3,89	13895,08
17e	Bagaço na entrada da caldeira 2	9,275	9959	92370	1	92370
7e	Vapor produzido na caldeira 2	20,8052	1399,96	29123	3,467	100969,4
7s	Vapor na entrada da turbina 2	20,8052	1398,96	29096	3,47	199963,12
8e	Vapor na extração da turbina 2	4,167	1013,46	4223	3,47	14653,81
10e	Vapor na saída da turbina 2	16,6382	681,06	11331	3,47	39318,57
22e	Vapor na tubulação na (e) do DRD	0,7522	681,06	512,3	3,47	1777,681
11e	Vapor na entrada do trocador	15,886	681,06	10819	3,47	37541,93
13e	Vapor para processo do TC-1	15,886	650,26	10330	3,641	37611,53
12s	Condensado de retorno (e) do TC-2	15,886	89,53	1422	3,641	5177,5
23e	Condensado na saída do TC-2	15,886	92,64	1472	3,47	5107,84

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Exergia (kJ/kg)	Exergia (kW)	k	Custo Exergético (kW)
24s	Condensado na (e) do DRD-2	15,886	93,13	1479	3,558	5262,28
22s	Vapor na entrada do DRD-2	0,7522	670,86	504,6	3,527	1779,72
20s	Água de reposição na (e) do DRD-2	6,557	50,36	330,2	1	330,2
14e	Condensado na saída do DRD-2	23,1952	88,6	2055	3,587	7371,28
15e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 2	23,1952	97,23	2255	3,808	8587,04
15s	Condensado na (e) da caldeira 2	23,1952	95,43	2213	3,88	8586,44
	Potência produzida na turbina 1	-	-	22000	4,038	88836
	Potência produzida na turbina 1	-	-	11847,4	3,966	46986,8
	Potência total	-	-	33847,4	4,013	135829,61
	Fluxo de calor para processo	50,926	650,26	33115	3,687	122095

Tabela H2. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta I. Pressão de geração de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Exergia (kJ/kg)	Exergia (kW)	k	Custo Exergético (kW)
16e	Bagaço na entrada da caldeira 1	12,62	9959	125683	1	125683
1e	Vapor produzido na caldeira 1	27,5485	1534,96	42298	3,237	136918,6
1s	Vapor na entrada da turbina 1	27,5485	1533,96	42263	3,239	136889,9
2e	Vapor na saída da turbina 1	27,5485	681,06	18761	3,239	60766,88
3e	Condensado na saída do TC-1	27,5485	92,64	2552	3,239	8265,93
6e	Vapor para processo (s) TC-1	27,5485	650,26	17913	3,399	58020,2
12s	Condensado de retorno (e) no TC-1	27,5485	89,53	2466	3,4	8384,4
21s	Condensado na entrada do tanque-1	27,5487	93,13	2566	3,324	8529,38
19s	Água de reposição	2,39	50,36	120,4	1	120,4
9e	Condensado na saída do tanque-1	29,9385	87,45	2618	3,304	8649,87
4e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 1	29,9385	102,79	3077	3,646	14500,1
4s	Condensado na (e) da caldeira 1	29,9385	101	3024	3,71	11219
17e	Bagaço na entrada da caldeira 2	12,89	9959	128372	1	128372
7e	Vapor produzido na caldeira 2	28,1512	1534,96	43223	3,237	139912,9
7s	Vapor na entrada da turbina 2	28,1512	1533,96	43188	3,239	139885,9
8e	Vapor na extração da turbina 2	4,167	993,56	4140	3,239	13409,46
10e	Vapor na saída da turbina 2	23,9842	681,06	16334	3,239	52905,83
22e	Vapor na tubulação na (e) do DRD	0,61	681,06	415,4	3,239	1345,48
11e	Vapor na entrada do trocador	23,3742	681,06	15919	3,239	51561,64
13e	Vapor para processo do TC-2	23,3742	650,26	15199	3,4	51676,6
12s	Condensado de retorno (e) do TC-2	23,3742	89,53	2093	3,4	7116,2
23e	Condensado na saída do TC-2	23,3742	92,64	2165	3,239	7012,435
24s	Condensado na (e) do DRD-2	23,3742	93,13	2177	3,324	7236,35
22s	Vapor na entrada do DRD-2	0,61	670,86	409,2	3,288	1345,45
20s	Água de reposição na (e) do DRD-2	6,557	50,36	330,2	1	330,2
14e	Condensado na saída do DRD-2	30,5412	87,45	2671	3,336	8910,45
15e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 2	30,5412	102,79	3139	3,674	11532,7
15s	Condensado na (e) da caldeira 2	30,5412	101	3084	3,74	11534,16
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	19532	3,898	76135,74
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	18917	3,89	73587,13
-	Potência total	-	-	38449	3,894	149720,4
-	Fluxo de calor para processo	50,926	650,26	33115	3,399	112557,9

A seguir são apresentadas as tabelas H3 e H4 correspondentes aos resultados da avaliação do custo exergético das duas alternativas avaliadas da Proposta II.

Tabela H3. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta II. Pressão de geração de vapor de 6,2 MPa e Temperatura de 480 °C.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Exergia (kJ/kg)	Exergia (kW)	k	Custo Exergético (kW)
23e	Combustível na (e) da caldeira 1	14,86	10995	163386	1	163386
1e	Vapor produzido na caldeira 1	35,04	1399,96	49049	3,623	177704,5
1s	Vapor na entrada da turbina 1	35,04	1398,96	49004	3,626	177688,5
2e	Vapor na saída da turbina 1	35,04	681,06	23863	3,626	86257,24
25e	Condensado na saída do TC-1	35,04	92,64	3246	3,626	11770
6e	Vapor para processo (s) TC-1	35,04	650,26	22784	3,805	86693,12
5s	Condensado de retorno (e) no TC-1	35,04	89,53	3137	3,805	11936,29
28s	Condensado na entrada do tanque-1	35,04	93,13	3263	3,717	12128,57
3s	Água de reposição	2,39	50,36	120,4	1	120,4
26e	Condensado na saída do tanque-1	37,43	88,6	3316	3,694	12249,3
4e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 1	37,43	97,23	3639	3,93	14301,27
4s	Condensado na (e) da caldeira 1	37,43	95,43	3572	4,004	14302,29
24e	Combustível na (e) da caldeira 2	13,82	10995	151951	1	151951
7e	Vapor produzido na caldeira 2	33,34	1399,96	46669	3,569	166561,7
7s	Vapor na entrada da turbina 2	33,34	1398,96	46626	3,573	166594,7
9e	Vapor na 1ra extração da turbina 2	4,167	1013,46	4220	3,573	15078,06
10e	Vapor na 2da extração da turbina 2	17,792	681,06	12116	3,573	43290,47
8e	Vapor na saída da turbina 2	11,38	220,56	2509	3,573	8964,657
27e	Vapor na tubulação na (e) do DRD	1,902	681,06	1295	3,573	4627,035
20e	Vapor na entrada do TC-2	15,89	681,06	10821	3,573	38663,43
12e	Vapor para processo do TC-2	15,89	650,26	10332	3,749	38734,67
11s	Condensado de retorno (e) do TC-2	15,89	89,53	1423	3,749	5334,83
14e	Condensado na saída do TC-2	15,89	92,64	1472	3,573	5259,45
13e	Condensado na (s) do condensador	11,38	53,947	613,9	3,573	2193,46
15s	Condensado na (e) do ponto junção	11,38	54,376	618,8	3,737	2312,45
16e	Condensado na (s) do ponto junção	27,27	72,39	1974	3,834	7568,31
29s	Condensado na (e) do DRD-2	27,27	72,69	1982	3,891	7711,96
27s	Vapor na entrada do DRD-2	1,902	670,96	1276	3,626	4626,77
19s	Água de reposição na (e) do DRD-2	6,557	50,36	330,2	1	330,2
21e	Condensado na saída do DRD-2	35,73	88,6	3165	4,003	12669,5
22e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 2	35,73	97,23	3474	4,211	14629,01
22s	Condensado na (e) da caldeira 2	35,73	95,43	3410	4,29	14628,9
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	22000	4,144	91168
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	23367	4,248	99263,02
-	Potência total	-	-	45367	4,197	190405,3
-	Fluxo de calor para processo	50,926	650,26	33117	3,788	125447,2

Tabela H4. Resultados da avaliação do custo exergético para a Proposta II para a Pressão de geração de vapor de 12,0 MPa e Temperatura de 540 °C.

No	Denominação	Fluxo (kg/s)	Exergia (kJ/kg)	Exergia (kW)	k	Custo Exergético (kW)
23e	Combustível na (e) da caldeira 1	14,19	10995	156019	1	156019
1e	Vapor produzido na caldeira 1	33,34	1534,96	51190	3,295	168671,1
1s	Vapor na entrada da turbina 1	33,34	1533,96	51148	3,298	168686,1
2e	Vapor na saída da turbina 1	33,34	681,06	22706	3,298	74884,39
25e	Condensado na saída do TC-1	33,34	92,4	3089	3,298	10187,52
6e	Vapor para processo (s) TC-1	33,34	650,26	21679	3,461	75031,02
5s	Condensado de retorno (e) no TC-1	33,34	89,53	2985	3,461	10331,1
28s	Condensado na entrada do tanque-1	33,34	93,13	3105	3,386	10513,5
3s	Água de reposição	2,39	50,36	120,4	1	120,4
26e	Condensado na saída do tanque-1	35,73	88,35	3157	3,369	10635,9
4e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 1	35,73	102,79	3673	3,444	12649,8
4s	Condensado na (e) da caldeira 1	35,73	101	3609	3,505	12649,5
24e	Combustível na (e) da caldeira 2	14,19	10995	156019	1	156019
7e	Vapor produzido na caldeira 2	33,34	1534,96	51190	3,312	169541,3
7s	Vapor na entrada da turbina 2	33,34	1533,96	51148	3,315	169555,6
9e	Vapor na 1ra extração da turbina 2	4,167	994,26	4143	3,315	13734,05
10e	Vapor na 2da extração da turbina 2	19,306	681,06	13149	3,315	43588,9
8e	Vapor na saída da turbina 2	9,867	220,56	2182	3,315	7233,3
27e	Vapor na tubulação na (e) do DRD	1,716	681,06	1169	3,315	3875,2
20e	Vapor na entrada do TC-2	17,59	681,06	11980	3,315	39713,7
12e	Vapor para processo do TC-2	17,59	650,26	11438	3,478	39781,3
11s	Condensado de retorno (e) do TC-2	17,59	89,53	1575	3,478	5477,8
14e	Condensado na saída do TC-2	17,59	92,64	1630	3,315	5403,4
13e	Condensado na (s) do condensador	9,867	53,947	533,6	3,315	1768,9
15s	Condensado na (e) do ponto junção	9,867	54,376	537,9	3,467	1864,9
16e	Condensado na (s) do ponto junção	27,457	74,84	2057	3,533	7267,4
29s	Condensado na (e) do DRD-2	27,457	75,18	2066	3,582	7400,4
27s	Vapor na entrada do DRD-2	1,716	670,66	1151	3,366	3874,3
19s	Água de reposição na (e) do DRD-2	6,557	50,36	330,2	1	330,2
21e	Condensado na saída do DRD-2	35,73	88,35	3157	3,686	11636,7
22e	Condensado na (s) da Bomba (aa) 2	35,73	102,79	3673	3,68	13516,6
22s	Condensado na (e) da caldeira 2	35,73	101	3609	3,745	13515,7
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	23638	3,968	93795,6
-	Potência produzida na turbina 1	-	-	25741	4,077	104946,1
-	Potência total	-	-	49379	4,025	198750,5
-	Fluxo de calor para processo	50,926	650,26	33117	3,467	114816,6

Nota: A numeração empregada coincide com a mostrada nas Figuras 8.2 e 8.3.

A seguir são apresentados os sistemas de equações lineares que conforma a matriz de produção para as propostas I e II, para o nível de geração correspondente a: P=6,2 MPa e T=480 °C . Novamente são incluídas as proposições citadas no capítulo 6.

"CUSTO EXERGÉTICO: P = 6,2 MPa e T: 480 C; Proposta I"

"Bloco I"

"Volume de controle I: Estação de Geração de Vapor 1"

$$B1 \cdot k1 + B4s \cdot k4s - B1e \cdot k1e = 0$$

{Ponto 1: bagaço na entrada da caldeira} B1= 159244,41

{Ponto 4s: água na entrada da caldeira} B4s = 3572

{Ponto 1e: vapor produzido} B1e = 49049

$$k1 = 1$$

"Volume de controle II: Perda de carga na linha de vapor Caldeira-Turbina"

$$B1e \cdot k1e - B1s \cdot k1s = 0$$

{Ponto 1s: vapor na entrada da turbina} B1s = 49004

"Volume de controle III, Turbina de Geração elétrica"

$$B1s \cdot k1s - B2e \cdot k2e - W1 \cdot kt1 = 0$$

$$k1s = k2e$$

{Ponto 2e: vapor na saída da turbina bloco I} B2e = 23863

{W1: potência produzida} W1 = 22000

"Volume de controle IV, trocador de calor 1"

$$B2e \cdot k2e + B5s \cdot k5s - B3e \cdot k3e - B6e \cdot k6e = 0$$

$$k2e = k3e$$

$$k6e = k5s$$

{Ponto 5s: condensado na entrada do trocador} B5s = 3137

{Ponto 3e: condensado do vapor na saída do trocador} B3e = 3246

{Ponto 6e: vapor a proceso do bloco 1} B6e= 22784

"Volume de controle V, Bomba de condensado de retorno, inclui perdas na linha"

$$B3e \cdot k3e + W_Bc1 \cdot k_ce - B21s \cdot k21s = 0$$

{W_Bc1, consumo de potência na bomba de retorno de condensado} W_Bc1=85,51

{Ponto 21s: saída da bomba, (entrada a tanque de condensado)} B21s = 3263

"Volume de controle VI Tanque de condensado (Bloco I)"

$$B19s \cdot k19s + B21s \cdot k21s - B9e \cdot k9e = 0$$

$$k19s = 1$$

{ponto 19s: água de reposição (bloco I)} B19s= 120,4

{ponto 9e: saída do tanque de condensado} B9e = 3316

"Volume de controle VII bomba de água de alimentação"

$$B9e \cdot k9e + W_baa1 \cdot k_ce - B4e \cdot k4e = 0$$

{ponto 4e: saída da bomba de água de alimentação} B4e = 3639

{W_baa1, consumo de potência na água de alimentação} W_baa1 = 489

"Volume de controle VIII, Tubulação: saída da bomba de água de alimentação até a entrada da caldeira"

$$B4e \cdot k4e - B4s \cdot k4s = 0$$

"Bloco II"

"Volumne de controle IX. Estação de Geração de Vapor 2"

$$B2 \cdot k1 + B15s \cdot k15s - B7e \cdot k7e = 0$$

{Ponto 2: bagaço na entrada da caldeira} $B2 = 92370$

{Ponto 15s: água na entrada da caldeira} $B15s = 2213$

{Ponto 7e: vapor produzido} $B7e = 29123$

"Volume de controle X: Perda de carga na linha de vapor Caldeira-Turbina"

$$B7e \cdot k7e - B7s \cdot k7s = 0$$

{Ponto 7s: vapor na entrada da turbina} $B7s = 29096$

"Volume de controle XI, Turbina de Geração elétrica"

$$B7s \cdot k7s - B8e \cdot k8e - B10e \cdot k10e - W2 \cdot kt2 = 0$$

$$k7s = k8e$$

$$k7s = k10e$$

{Ponto 8e: vapor na extração da turbina} $B8e = 4223$

{Ponto 10e: vapor na saída da turbina} $B10e = 11331$

{W2: potência produzida} $W2 = 11847,4$

"Volume de controle XII, Ponto Bifurcação sim perdas: Vapor para desaerador e para trocador de calor"

$$B10e \cdot k10e - B11e \cdot k11e - B22e \cdot k22e = 0$$

$$k11e = k22e$$

{ponto 11e: Vapor na entrada do trocador de calor} $B11e = 10819$

{ponto 22e: Vapor na entrada da tubulação que vai ao desaerador} $B22e = 512,3$

"Volume de controle XIII, trocador de calor"

$$B11e \cdot k11e + B12s \cdot k12s - B23e \cdot k23e - B13e \cdot k13e = 0$$

$$k11e = k23e$$

$$k13e = k12s$$

{Ponto 12s: condensado do processo na entrada do trocador} $B12s = 1422$

{Ponto 23e: condensado do vapor que sai do trocador e retorna ao ciclo} $B23e = 1472$

{Ponto 13e: vapor a proceso do bloco} $B13e = 10330$

"Volume de controle XIV, Bomba de condensado de retorno, inclui perdas na linha"

$$B23e \cdot k23e + W_Bc2 \cdot k_ce - B24s \cdot k24s = 0$$

{W_Bc2, consumo de potência na bomba de retorno de condensado} $W_Bc2 = 38,77$

{Ponto 24s: saída da bomba, (entrada ao desaerador)} $B24s = 1479$

"Volume de controle XV, Perda de pressão na linha de vapor ao desaerador"

$$B22e \cdot k22e - B22s \cdot k22s = 0$$

{ponto 22s: vapor na entrada do desaerador} $B22s = 504$

"Volume de controle XVI Desaerador"

$$B20e \cdot k20e + B24s \cdot k24s + B22s \cdot k22s = B14e \cdot k14e$$

$$k20e = 1$$

{ponto 20e: água de reposição} $B_{20e} = 330,2$
 {ponto 14e: condensado na saída do desaerador} $B_{14e} = 2055$

"Volume de controle XVII: Bomba de água de alimentação"
 $B_{14e} \cdot k_{14e} + W_{baa2} \cdot k_{ce} - B_{15e} \cdot k_{15e} = 0$
 {ponto 15e: saída da bomba de água de alimentação} $B_{15e} = 2255$
 { W_{baa2} , consumo de potência na água de alimentação} $W_{baa2} = 303$

"Volume de controle XVIII, Tubulação: saída da bomba de água de alimentação até a entrada da caldeira"
 $B_{15e} \cdot k_{15e} - B_{15s} \cdot k_{15s} = 0$

"Volume de controle XIX Energia elétrica; Distribuição"
 $W_1 \cdot k_{t1} + W_2 \cdot k_{t2} = W_t \cdot k_{ce}$
 "Wt: Potência total produzida na planta nesta proposta" $W_t = W_1 + W_2$

"Volume de controle XX: Processo"
 $B_{6e} \cdot k_{6e} + B_{13e} \cdot k_{13e} - B_{5s} \cdot k_{5s} - B_{12s} \cdot k_{12s} = B_{pro} \cdot k_{pro}$
 $B_{6e} + B_{13e} - B_{5s} - B_{12s} = B_{pro}$

"CUSTO EXERGÉTICO: Pressão $P = 6,2$ MPa e $T: 480$ C; Proposta II"
 Bloco I

"Volume de controle I: Estação de Geração de Vapor 1"
 $B_{23} \cdot k_{23} + B_{4s} \cdot k_{4s} - B_{1e} \cdot k_{1e} = 0$
 {Ponto 1: bagaço-palha na entrada da caldeira} $B_{23} = 163386$
 {Ponto 4s: água na entrada da caldeira} $B_{4s} = 3572$
 {Ponto 1e: vapor produzido} $B_{1e} = 49049$
 $k_{23} = 1$

"Volume de controle II: Perda de carga na linha de vapor Caldeira -Turbina"
 $B_{1e} \cdot k_{1e} - B_{1s} \cdot k_{1s} = 0$
 {Ponto 1s: vapor na entrada da turbina} $B_{1s} = 49004$

"Volume de controle III, Turbina de Geração elétrica"
 $B_{1s} \cdot k_{1s} - B_{2e} \cdot k_{2e} - W_1 \cdot k_{t1} = 0$
 $k_{1s} = k_{2e}$
 {Ponto 2e: vapor na saída da turbina bloco I} $B_{2e} = 23863$
 { W_1 : potência produzida} $W_1 = 22000$

"Volume de controle IV, trocador de calor 1"
 $B_{2e} \cdot k_{2e} + B_{5s} \cdot k_{5s} - B_{25e} \cdot k_{25e} - B_{6e} \cdot k_{6e} = 0$
 $k_{2e} = k_{25e}$
 $k_{6e} = k_{5s}$
 {Ponto 5s: condensado na entrada do trocador} $B_{5s} = 3137$
 {Ponto 25e: condensado do vapor na saída do trocador} $B_{25e} = 3246$
 {Ponto 6e: vapor a proceso do bloco 1} $B_{6e} = 22784$

"Volume de controle V, Bomba de condensado de retorno, inclui perdas na linha"

$$B25e \cdot k25e + W_Bc1 \cdot k_ce - B28s \cdot k28s = 0$$

{W_Bc1, consumo de potência na bomba de retorno de condensado} W_Bc1=85,51

{Ponto 28s: saída da bomba, (entrada a tanque de condensado)} B28s = 3263

"Volume de controle VI Tanque de condensado (Bloco I)"

$$B3s \cdot k3s + B28s \cdot k28s - B26e \cdot k26e = 0$$

$$k3s = 1$$

{ponto 3s: água de reposição (bloco I)} B3s= 120,4

{ponto 26e: saída do tanque de condensado} B26e = 3316

"Volume de controle VII bomba de água de alimentação"

$$B26e \cdot k26e + W_baa1 \cdot k_ce - B4e \cdot k4e = 0$$

{ponto 4e: saída da bomba de água de alimentação} B4e = 3639

{W_baa1, consumo de potência na água de alimentação} W_baa1 = 489

"Volume de controle VIII, Tubulação: saída da bomba de água de alimentação até a entrada da caldeira"

$$B4e \cdot k4e - B4s \cdot k4s = 0$$

Bloco II

"Volume de controle IX. Estação de Geração de Vapor 2"

$$B24 \cdot k23 + B22s \cdot k22s - B7e \cdot k7e = 0$$

{Ponto 24: bagaço na entrada da caldeira} B24= 151951

{Ponto 22s: água na entrada da caldeira} B22s = 3410

{Ponto 7e: vapor produzido} B7e = 46669

"Volume de controle X: Perda de carga na linha de vapor Caldeira-Turbina"

$$B7e \cdot k7e - B7s \cdot k7s = 0$$

{Ponto 7s: vapor na entrada da turbina} B7s = 46626

"Volume de controle XI, Turbina de Geração elétrica"

$$B7s \cdot k7s - B9e \cdot k9e - B10e \cdot k10e - B8e \cdot k8e - W2 \cdot kt2 = 0$$

$$k7s = k9e$$

$$k7s = k10e$$

$$k7s = k8e$$

{Ponto 9e: vapor na primeira extração da turbina} B9e = 4220

{Ponto 10e: vapor na segunda extração da turbina (entrada ao ponto bifurcação)} B10e = 12116

{Ponto 8e: vapor na saída da turbina} B8e = 2509

{W2: potência produzida} W2 = 23367

"Volume de controle XII, Ponto Bifurcação sim perdas: Vapor para desaerador e para trocador de calor"

$$B10e \cdot k10e - B20e \cdot k20e - B27e \cdot k27e = 0$$

$$k20e = k27e$$

{ponto 20e: Vapor na entrada do trocador de calor} B20e = 10821

{ponto 27e: Vapor na entrada da tubulação que vai ao desaerador} B27e = 1295

"Volume de controle XIII, trocador de calor"

$$B20e \cdot k20e + B11s \cdot k11s - B14e \cdot k14e - B12e \cdot k12e = 0$$

$$k20e = k14e$$

$$k11s = k12e$$

{Ponto 11s: condensado do processo na entrada do trocador} $B11s = 1423$

{Ponto 14e: condensado do vapor que sai do trocador e retorna ao ciclo} $B14e = 1472$

{Ponto 12e: vapor a processo do bloco (II)} $B12e = 10332$

"Volume de controle XIV, Bomba de condensado de retorno(13), inclui perdas na linha"

$$B13e \cdot k13e + W_{Bc2} \cdot k_{ce} - B15s \cdot k15s = 0$$

{ W_{Bc2} , consumo de potência na bomba de retorno de condensado} $W_{Bc2} = 27,65$

{Ponto 13e: condensado na saída do condensador} $B13e = 613,9$

{Ponto 15s: saída da bomba, (entrada ao ponto de junção)} $B15s = 618$

"Volume de controle XV, Ponto junção"

$$B14e \cdot k14e + B15s \cdot k15s - B16e \cdot k16e = 0$$

{ponto 16e: condensado na entrada da bomba de circulação (bloco2)} $B16e = 1974$

"Volume de controle XVI Bomba de circulação na tubulação na entrada do desaerador"

$$B16e \cdot k16e + W_{cir} \cdot k_{ce} - B29s \cdot k29s = 0$$

$$k8e = k13e$$

{ponto 29s: saída da bomba de circulação e entrada ao desaerador} $B29s = 1982$

{ W_{cir} : Consumo de potência na bomba de circulação} $W_{cir} = 34,16$

"Volume de controle XVII Tubulação de vapor para o desaerador"

$$B27e \cdot k27e - B27s \cdot k27s = 0$$

"Volume de controle XVIII Desaerador"

$$B19e \cdot k19e + B27s \cdot k27s + B29s \cdot k29s = B21e \cdot k21e$$

$$k19e = 1$$

{ponto 19e: água de reposição} $B19e = 330,2$

{ponto 27s: vapor na entrada do desaerador} $B27s = 1276$

{ponto 21e: condensado na saída do desaerador} $B21e = 3165$

"Volume de controle XIX: Bomba de água de alimentação"

$$B21e \cdot k21e + W_{baa2} \cdot k_{ce} - B22e \cdot k22e = 0$$

{ponto 22e: saída da bomba de água de alimentação} $B22e = 3474$

{ W_{baa2} , consumo de potência na água de alimentação} $W_{baa2} = 466,8$

"Volume de controle XX, Tubulação: saída da bomba de água de alimentação até a entrada da caldeira"

$$B22e \cdot k22e - B22s \cdot k22s = 0$$

"Volume de controle XXI Energia elétrica; Distribuição"

$$W1 \cdot kt1 + W2 \cdot kt2 = Wt \cdot k_{ce}$$

" Wt : Potência total produzida na planta nesta proposta" $Wt = W1 + W2$

"Volume de controle XXII: Processo"

$$B6e*k6e + B12e*k12e - B5s*k5s - B11s*k11s = Bpro*kpro$$

$$B6e + B12e - B5s - B11s = Bpro$$