

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONHECIMENTO: CIÊNCIAS TÉRMICAS

***Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica de uma
Usina Sucroalcooleira com Processo de Extração por Difusão***

Glauber Rocha

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da UNESP de Ilha Solteira para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: **Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos**

Ilha Solteira (SP), 26 de fevereiro de 2010.

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP – Ilha Solteira.

- R672a Rocha, Glauber.
 Análise termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma
 usina sucroalcooleira com processo de extração por difusão / Glauber
 Rocha. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2010.
 148 f. : il. color.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista.
 Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento:
 Ciências Térmicas, 2010.
- Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos
1. Usinas de açúcar. 2. Cogeração de energia elétrica e calor.
 3. Bagaço de cana. 4. Difusor.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise Termodinâmica, Termoeconômica e Econômica de uma Usina Sucroalcooleira com Processo de Extração por Difusão

AUTOR: GLAUBER ROCHA

ORIENTADOR: Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em ENGENHARIA MECÂNICA, Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. EMANUEL ROCHA WOISKI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. EDUARDO MIRKO VALENZUELA TURDERA

Faculdade de Ciências Exatas e Tecnológicas / Universidade Federal Da Grande Dourados

Data da realização: 26 de fevereiro de 2010.

DEDICATÓRIA

Dedico essa dissertação à minha esposa, Ani Hellen Soares Pires, que se fez presente em toda a trajetória até a conclusão desse trabalho, e à minha mãe, Ivanete Aparecida Marques de Mendonça, que sempre me incentivou e apoiou para a realização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Foram muitas as contribuições durante a realização deste trabalho, às quais presto meus agradecimentos:

A toda minha família, em especial meu filho por ser mais um incentivo nesta longa caminhada.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos pelo apoio e incentivo durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos de pós-graduação Danilo Yura, David José Saran, Antonio Tavares de França Junior e Rodnei Passolongo, que compartilharam as alegrias e as dificuldades encontradas durante a realização desse trabalho.

Aos meus amigos de graduação, André, Carol, Carol Miller, Thales, Danilo, Clayton, Cleiton, Luciano, Hermano, Junior e Raquel, que sempre almejaram meu sucesso na realização deste trabalho.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica pela ajuda e amizade.

RESUMO

Neste trabalho são realizadas análises termodinâmicas, termoeconômicas e econômicas aplicadas a uma usina de açúcar e álcool com processo de extração por difusão, envolvendo desde a configuração inicial de implantação da usina até a expansão para uma planta moderna de potência cujo principal objetivo é a produção de excedente de energia elétrica. São consideradas quatro situações: a configuração inicial da planta, definida como Caso 1, que opera visando gerar energia elétrica apenas para o próprio consumo e, também, vapor para o processo de produção de álcool; na seqüência tem-se a configuração, definida como Caso 2, onde o intuito é produzir o máximo de energia elétrica que o turbogerador pode fornecer e vapor para a produção de álcool e, também açúcar; na configuração seguinte, definida como Caso 3, é adicionada na planta uma turbina de condensação visando um melhor aproveitamento para a geração de energia elétrica; e, por fim, na última configuração, definida como Caso 4, é adicionada uma nova turbina de extração condensação e uma caldeira de alta pressão, priorizando a geração de energia elétrica.

Palavras-Chave: Energia. Exergia. Cogeração. Termoeconomia. Usina de Açúcar e Álcool. Difusor.

ABSTRACT

In this work thermodynamic, thermoeconomic and economical analyses were accomplished in a sugar-alcohol factory with extraction process for diffusion, considering the initial configuration implanted until the expansion for a modern power plant whose main objective is the production of electric power surplus. Four situations were considered: the initial configuration of the plant, defined as Case 1, that operates generating electric power just for the own consumption and, also, steam for the alcohol production process; in sequence it was studied the configuration defined as Case 2, where the intention is to produce the maximum of electric power that the turbogenerator can supply and steam for the production of alcohol and, also, sugar; in the following configuration, defined as Case 3, it is added in the plant a condensation turbine for a better use in the electric power generation; and, finally, in the last configuration, defined as Case 4, it is added a new extraction-condensation turbine and a high pressure boiler, prioritizing the electric power generation.

Keywords: Energy. Exergy. Cogeneration. Thermoeconomy. Sugar-Alcohol Factory. Diffuser.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1:	Estimativa da produção de cana e de bioeletricidade no Brasil.....	25
Figura 1.2:	Fluxograma para produção de álcool e eletricidade para consumo próprio.	27
Figura 1.3:	Fluxograma para produção de álcool, açúcar e eletricidade para consumo próprio e para comercialização.	28
Figura 2.1:	Comparação entre o processo de cogeração de energia e a produção separada de eletricidade e vapor.....	39
Figura 2.2:	Ciclo com turbinas de contrapressão e utilização de condensador. ...	42
Figura 2.3:	Ciclo com utilização de turbinas de contrapressão e condensação. ...	43
Figura 2.4:	Ciclo com utilização de turbinas de extração-condensação.	44
Figura 2.5:	Representação esquemática de um ciclo Brayton simples.....	45
Figura 2.6:	Representação esquemática de um ciclo combinado.	48
Figura 2.7:	Sistema de moagem com embebição composta.	52
Figura 2.8:	Esquema de um difusor.....	52
Figura 2.9:	Curva típica de concentração no difusor.	54
Figura 2.10:	Difusor da Usina Vale do Rosário com capacidade de 12.000 t de cana por dia.....	54
Figura 2.11:	Difusor da Usina Cevasa com capacidade de 6.000 t de cana por dia.....	55
Figura 2.12:	Difusor da Usina Vale do Paranaíba com capacidade de 8.000 t de cana por dia.....	55
Figura 2.13:	Difusor da Usina Vertente com capacidade de 10.000 t de cana por dia.....	55
Figura 2.14:	Difusor da Usina Dracena com capacidade de 6.000 t de cana por, dia.....	56
Figura 2.15:	Difusor da Usina São João de Araras II com capacidade de 12.000 t de cana por dia.....	56
Figura 2.16:	Vista interna de um difusor.	57
Figura 3.1:	Sistema aberto em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos.	66
Figura 3.2:	Poder calorífico inferior do bagaço com 3 % de teor de açúcar, para diferentes valores de umidade.....	75

Figura 5.1:	Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração.	92
Figura 6.1:	Representação da planta do Caso 1.	96
Figura 6.2:	Representação da planta do Caso 2.	99
Figura 6.3:	Representação da planta do Caso 3.	102
Figura 6.4:	Desenho esquemático de uma turbina de extração-condensação com duas extrações de vapor.....	104
Figura 6.5:	Representação da planta do Caso 4.	106
Figura 7.1:	Eficiência global e fator de utilização de energia para os casos analisados.	111
Figura 7.2:	Eficiência da primeira lei para as caldeiras para os casos analisados.	112
Figura 7.3:	Relação Bagaço-Potência para os casos analisados.....	114
Figura 7.4:	Potência gerada pelas turbinas em cada caso.	114
Figura 7.5:	Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 1).	116
Figura 7.6:	Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 1).....	116
Figura 7.7:	Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 2).....	117
Figura 7.8:	Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 2).....	117
Figura 7.9:	Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 3).....	118
Figura 7.10:	Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 3).....	118
Figura 7.11:	Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 4).....	119
Figura 7.12:	Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 4).....	119
Figura 7.13:	Custo da potência gerada nas turbinas em cada caso.....	120
Figura 7.14:	Variação do fluxo de caixa acumulado na configuração do Caso 1.	121
Figura 7.15:	Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 2.	122

Figura 7.16:	Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 3.....	123
Figura 7.17:	Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 4.....	124
Figura A.1:	Representação esquemática da estrutura do IPSEpro.....	136
Figura A.2:	Equipamentos da biblioteca APP.	137
Figura A.3:	Interface da biblioteca APP.	138
Figura A.4:	Modelos de turbinas existentes na biblioteca <i>Gas Turbine</i>	139
Figura A.5:	Interface da biblioteca <i>Gas Turbine</i>	139
Figura A.6:	Interface do Módulo PSE.....	141
Figura A.7:	Interface do Módulo MDK.	142
Figura A.8:	Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.....	143
Figura A.9:	Interface gráfica do <i>PSEconomy</i>	144

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1:	Potencial de geração de bioeletricidade no Brasil até 2013.	24
Tabela 2.1:	Desempenho dos difusores.	58
Tabela 2.2:	Especificações técnicas dos difusores.	589
Tabela 3.1:	Frações em massa dos elementos químicos no bagaço de cana.	69
Tabela 3.2:	Valores de X e Fc em função da potência e do combustível.	74
Tabela 4.1:	Custo estimado dos equipamentos.	888
Tabela 6.1:	Dados gerais da configuração no Caso 1.	95
Tabela 6.2:	Parâmetros operacionais da configuração do Caso 1.	97
Tabela 6.3:	Dados gerais da configuração no Caso 2.	988
Tabela 6.4:	Parâmetros operacionais da configuração do Caso 2.	100
Tabela 6.5:	Dados gerais da configuração no Caso 3.	101
Tabela 6.6:	Parâmetros operacionais da configuração do Caso 3.	103
Tabela 6.7:	Dados operacionais da turbina VE 32.	104
Tabela 6.8:	Dados gerais da configuração no Caso 4.	105
Tabela 6.9:	Parâmetros operacionais da configuração do Caso 4.	107
Tabela 7.1:	Índices de desempenho das plantas.	109
Tabela 7.2:	Relação entre o calor gerado e o trabalho e calor útil.	110
Tabela 7.3:	Rendimento global das plantas estudadas.	110
Tabela 7.4:	Eficiências das caldeiras das plantas estudadas.	111
Tabela 7.5:	Eficiências dos turbogeradores das plantas estudadas.	111
Tabela 7.6:	Taxas de irreversibilidades geradas pelas turbinas.	112
Tabela 7.7:	Parâmetros em usinas de açúcar e álcool.	113
Tabela 7.8:	Potências geradas pelas turbinas.	114
Tabela 7.9:	Custo anual dos equipamentos utilizados, com amortização.	115
Tabela 7.10:	Taxa de custos dos equipamentos utilizados.	115
Tabela 7.11:	Quadro comparativo entre as configurações estudadas.	120
Tabela 7.12:	Índices econômicos para o Caso 1.	1211
Tabela 7.13:	Índices econômicos para o Caso 2.	122
Tabela 7.14:	Índices econômicos para o Caso 3.	123
Tabela 7.15:	Índices econômicos para o Caso 4.	124
Tabela B.1:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.	145
Tabela B.2:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.	146

Tabela B.3:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.	147
Tabela B.4:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.	148

NOMENCLATURA

Símbolos latinos

$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg/s)
$\dot{Q}$	Fluxo de calor (kW)
$\dot{W}$	Fluxo de trabalho (kW)
$\dot{S}_{\text{ger}}$	Fluxo de geração de entropia (kW/kgK)
$\dot{B}$	Fluxo de exergia (kW/kg)
$\dot{C}$	Taxa de custo monetário (R\$/s)
$\dot{Z}_k$	Taxa de custo por componente (R\$/s)
B	Exergia específica (kJ/kg)
C	Custo monetário por unidade de exergia (R\$/kJ)
Ec	Energia disponibilizada pelo combustível (MWh)
Ee	Energia eletromecânica (MWh)
Et	Energia térmica utilizada (MWh)
Ex	Exergia química específica dos componentes do gás natural (kJ/kg)
f_a	Fator de amortização
f_{omf}	Percentual de custo anual fixo de operação e manutenção (%)
f_{omv}	Percentual de custo anual variável de operação e manutenção (%)
Fc	Fator de cogeração
FC	Fator de carga
H	Entalpia específica (kJ/kg)
I	Taxa anual de juros (%)
M	Massa molecular (kg/kmol)
N	Período ou vida útil (anos)
P	Pressão (kPa)
S	Entropia específica (kJ/kgK)
R	Relação
T	Tempo (h)
T	Temperatura (K)
V	Velocidade do fluxo de massa (m/s)
X	Fator de ponderação

X_i	Fração do componente químico na mistura (%)
Z	Cota do fluxo de massa (m)
Z	Fração em massa dos componentes do bagaço (%)
Z_K	Custo anual de um equipamento (R\$/ano)

Símbolos gregos

B	Função das frações de massa dos componentes do bagaço (%)
μ_i	Potencial químico do elemento
η_I	Eficiência pela 1ª Lei (%)
η_{II}	Eficiência pela 2ª Lei (%)

Subscritos/Sobrescritos

0	Estado de referência
a	Amortização
bag	Bagaço
cald	Caldeira
cald_ref	Caldeira de referência
CI	Investimento de capital
comb	Combustível
cond	Condensador
desa	Desaerador
df	Desfibrador
bomb	Bombeamento
evap	Evaporador
e	Entrada
fis	Física
G	Gerador
ger	Geração
iso	Isoentrópico
mec	Mecânico
K	Componente
n	Período em anos
OM	Operação e manutenção

perd	Perdido
pi	Picador
Q	Referente a calor
qui	Química
rev	Reversível
S	Saída
T	Total
term_ref	Planta de potência de referência
TB	Turbobomba
TEC	Turboexaustor da caldeira
TG	Turbina a gás
U	Útil
V.C.	Volume de controle
Ele	Elétrico
W	Referente a trabalho
bag_vapor	Relação bagaço Vapor
vapor_cana	Relação vapor cana moída
potelecana	Energia gerada por tonelada de cana moída
vappotel	Vapor consumido por potência gerada
bagpot	Bagaço potência
oper	Operação

Abreviaturas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CEST	<i>Condensing Extraction Steam Turbine</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
FUE	Fator de Utilização de Energia
IGP	Índice de Geração de Potência
IPE	Índice de Poupança de Energia
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas
ISO	<i>International Organization of Standardization</i>
MME	Ministério de Minas e Energia
NUPLEN	Núcleo de Planejamento Energético e Cogeração
PCI	Poder Calorífico Inferior

PCS	Poder Calorífico Superior
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
TCD	Tonelada de Cana Dia

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	CONTEXTO	20
1.2	A COGERAÇÃO NO SETOR ELÉTRICO BRASILEIRO	21
1.3	DESENVOLVIMENTO DA COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	22
1.4	POTENCIAL DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	24
1.5	MOTIVAÇÃO	25
1.6	OBJETIVOS	266
1.7	RETROSPECTO DE ESTUDOS SOBRE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM USINAS DE AÇÚCAR E ÁLCOOL	29
2	ASPECTOS DA COGERAÇÃO DE ENERGIA	39
2.1	DEFINIÇÃO DE COGERAÇÃO	39
2.2	TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA	41
2.2.1	Ciclo Rankine	41
2.2.1.1	<i>Utilização de Turbinas de Contra Pressão com Condensação Atmosférica</i>	42
2.2.1.2	<i>Conjunto com Turbinas de Contrapressão e de Condensação</i>	43
2.2.1.3	<i>Sistema com Turbina de Extração-Condensação</i>	43
2.2.2	Ciclo Brayton	44
2.2.3	Ciclo Combinado	47
2.3	GERAÇÃO DE VAPOR	48
2.4	TECNOLOGIA DE PROCESSO	50
2.4.1	Adição de Água Durante a Extração do Caldo	50
2.4.2	Moagem	51
2.4.3	Difusor	52
2.4.3.1	<i>Características Operacionais</i>	56
2.4.3.2	<i>Especificações Técnicas e Modelos</i>	58
2.4.3.3	<i>Viabilidade Econômica na Substituição de Moendas</i>	59
2.4.3.4	<i>Vantagens do Difusor</i>	59
3	CONCEITOS TERMODINÂMICOS	62
3.1	ANÁLISE ENERGÉTICA	62

3.1.1	Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica	62
3.1.2	Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica	63
3.2	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	64
3.2.1	Conceito de Exergia	64
3.2.2	Balanco de Exergia.....	66
3.2.3	Exergia do Bagaço de Cana.....	68
3.2.4	Eficiências Térmicas pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica	69
3.2.5	Índices de Desempenho de Sistemas de Cogeração.....	71
3.2.6	Índices de Cogeração Propostos pela ANEEL	73
3.2.7	Definições de Parâmetros Importantes em Usinas Sucroalcooleiras	74
4	CONCEITOS TERMoeCONômicos	80
4.1	INTRODUÇÃO À TERMoeCONOMIA	80
4.2	METODOLOGIAS DE ANÁLISE TERMoeCONômICA.....	82
4.3	TEORIA DO CUSTO EXERGÉTICO	83
4.4	MÉTODOS DE ALOCAÇÃO DE CUSTOS	87
4.5	CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS	87
5	CONCEITOS ECONômicos	90
5.1	VALOR ATUAL LÍQUIDO.....	90
5.2	TAXA INTERNA DE RETORNO	92
5.3	COMPARAÇÃO ENTRE AS TÉCNICAS VAL E TIR	93
6	DESCRIÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES ANALISADAS.....	94
6.1	DESCRIÇÃO DO CASO 1	94
6.2	DESCRIÇÃO DO CASO 2	97
6.3	DESCRIÇÃO DO CASO 3	101
6.4	DESCRIÇÃO DO CASO 4	103
7	RESULTADOS E DISCUSSÕES	108
7.1	RESULTADOS TERMODINâmicos.....	109
7.2	RESULTADOS TERMoeCONômicos	115
7.3	RESULTADOS ECONômicos.....	120

8	CONCLUSÕES.....	125
	REFERÊNCIAS.....	128
	APÊNDICE A - INFORMAÇÕES SOBRE O PROGRAMA IPSEPRO.....	136
	A.1 BIBLIOTECAS DO IPSEPRO	136
	A.1.1 Biblioteca APP	137
	A.1.2 Biblioteca Gas Turbine.....	138
	A.2 MÓDULOS DO IPSEPRO.....	140
	A.2.1 Módulo PSE.....	140
	A.2.2 Módulo MDK.....	142
	A.2.3 Módulo PSExcel.....	143
	A.2.4 Módulo PSEconomy	144
	APÊNDICE B - BALANÇO DOS CUSTOS EXERGoeCONÔMICOS.....	145

PREÂMBULO

Este trabalho está inserido dentro das linhas de pesquisa do NUPLN (Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia) do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (UNESP) e está estruturado em 8 Capítulos, cujos conteúdos são descritos brevemente a seguir.

No Capítulo 1 são apresentadas algumas considerações preliminares, a motivação para a realização do trabalho, bem como os objetivos do mesmo. Além disso, é apresentada uma breve revisão da literatura relacionada à cogeração de energia no setor sucroalcooleiro.

No Capítulo 2 são apresentados aspectos da cogeração de energia, abordando os ciclos disponíveis para produção de energia elétrica e vapor para processo.

No Capítulo 3 são apresentados os conceitos termodinâmicos necessários para a avaliação das plantas de cogeração, dando ênfase às eficiências dos equipamentos e processos e para alguns índices de desempenho fundamentais baseados na primeira e na segunda lei da termodinâmica, bem como se levando em conta os índices de cogeração propostos pela ANEEL.

No Capítulo 4 são abordadas as metodologias termoeconômicas comumente aplicadas às plantas de cogeração, destacando-se a Teoria do Custo Exergético e o Método das Extrações, como forma de partição dos custos.

No Capítulo 5 são apresentadas as metodologias para a análise da viabilidade financeira e seus principais indicadores.

No Capítulo 6 são descritas as plantas de cogeração de energia sobre as quais serão concentrados os estudos, destacando-se as características operacionais e os equipamentos envolvidos.

No Capítulo 7 são descritos os principais resultados das análises termodinâmicas, termoeconômicas e econômicas.

No Capítulo 8 são apresentadas algumas conclusões e recomendações, bem como propostas de futuras avaliações de interesse, em função dos resultados obtidos.

Por fim, é apresentada uma lista de referências bibliográficas usadas para a execução deste trabalho, na qual constam livros clássicos, artigos de periódicos e de congressos, teses e dissertações, além de *websites* de empresas e instituições. Na sequência, constam dois Apêndices que dizem respeito, respectivamente, ao principal programa utilizado nas simulações das plantas e ao balanço dos custos exergoeconômicos.

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

Apesar dos inúmeros inconvenientes causados durante o período de racionalização de energia no Brasil no início dos anos 2000, o momento se tornou propício à retomada da introdução de novas fontes de energia primária na Matriz Energética Nacional como uma forma de complementação energética. Dentro deste contexto é que foi desenvolvida a base para o Programa Prioritário de Termelétricas, instituído em 2000 pelo Ministério de Minas e Energia (MME). Este Programa contemplou a geração termelétrica a gás natural importado da Bolívia em sistemas convencionais e de cogeração, abrindo espaço para a cogeração a partir do bagaço de cana.

Dessa forma, a utilização da biomassa para geração de energia pode vir a se constituir num apoio à oferta de energia, não apenas nos momentos de crise energética, mas como um incremento à oferta de energia dentro do sistema interligado brasileiro.

O bagaço da cana-de-açúcar pode ser considerado o maior rejeito da agroindústria nacional, sendo que seu aproveitamento industrial vai desde composto para ração animal, fertilizante e biogás, à matéria-prima para compensados e para indústria química em geral. No entanto, hoje seu principal aproveitamento é no processo de produção de energia (térmica e elétrica) no setor sucroalcooleiro, ainda com amplas possibilidades de utilização da palha e ponteiros da cana, diferentemente dos demais setores que não dispõem de subprodutos de processo, nos quais geralmente são utilizados combustíveis não renováveis, dentre eles o gás natural.

Diante deste contexto, o setor sucroalcooleiro demonstra um grande potencial de geração de energia elétrica, havendo uma tendência mundial para a utilização da cogeração nesse setor, devido a atrativos econômicos e ambientais. Pelo lado econômico, além do aproveitamento do bagaço resultante da própria produção como combustível, a atratividade decorre do fato dos produtos principais, açúcar e álcool,

requererem energia térmica e permitirem um rateio dos custos de produção com a eletricidade.

Na questão ambiental, embora no Brasil quase a totalidade da energia elétrica seja gerada com recursos hídricos sem a emissão de gases poluentes, a cana-de-açúcar é uma fonte estável, renovável e complementar de energia. Para a geração elétrica em usinas térmicas, o bagaço pode produzir eletricidade com impacto ambiental muito menor quando comparado a outros combustíveis, em especial ao carvão mineral e ao óleo combustível (LORA et al., 2000).

Considerando a auto-suficiência energética das usinas sucroalcooleiras, as diversas medidas capazes de aumentar a produção de energia elétrica promoveriam a importante função de geração de excedentes de energia para o setor elétrico.

1.2 A COGERAÇÃO NO SETOR ELÉTRICO BRASILEIRO

Na década de 70 a cogeração ganhou importância mundial após a crise do petróleo, mas apenas na década de 80 é que começou a ser priorizada no Brasil, visando à minimização dos impactos ambientais provocados por outras fontes.

Nos últimos anos o setor elétrico brasileiro sofreu mudanças estruturais inovadoras, tanto de ordem institucional como em nível de regulamentação, que alteraram sensivelmente o panorama, até então estável e controlado pelo governo, para um ambiente competitivo.

Dentro deste contexto, em 1996 foi criada a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) com o objetivo de regular e fiscalizar a geração, transmissão, distribuição e comercialização da energia elétrica. Posteriormente, em 1998 foram criados o Operador Nacional do Sistema Elétrico (NOS), responsável pelo controle e operação das instalações de geração e transmissão de energia elétrica, e o Mercado Atacadista de Energia (MAE), responsável pelas transações de compra e venda de energia elétrica.

No início de 2000 foi instituído o Programa Prioritário de Termoeletricidade (PPT), visando à implantação de usinas termelétricas e centrais de cogeração a gás natural e, posteriormente, em 2002, foi criado o Programa de Incentivos às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA), permitindo a contratação de energia

produzida por fontes alternativas renováveis (eólica, biomassa e pequenas centrais hidrelétricas).

Em 2004 foi criada a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), que tem por finalidade realizar estudos e pesquisas destinadas a subsidiar o planejamento do setor energético, e a Câmara Central de Energia Elétrica (CCEE), com a finalidade de viabilizar a comercialização de energia elétrica no Sistema Integrado Nacional.

Por fim, no ano de 2005 entrou em vigor o Protocolo de Kyoto, permitindo a comercialização de créditos de carbono oriundos, dentre outras fontes, da cogeração.

O estímulo à geração independente e descentralizada, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração em indústrias, tem sido crescente no sentido de se evitar a ocorrência de uma nova crise. Dentro deste contexto, o setor sucroalcooleiro merece uma posição de destaque, pois pode contribuir muito para a produção de energia elétrica excedente para comercialização. Assim, a seguir serão apresentados alguns aspectos importantes deste setor.

1.3 DESENVOLVIMENTO DA COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

A cogeração teve grande aceitação e desenvolvimento no setor sucroalcooleiro fundamentalmente em razão da sua adequação, pois o combustível empregado é um rejeito do processo de fabricação e os produtos do sistema, potência (mecânica ou elétrica) e vapor, são utilizados no próprio processo.

Enquanto as usinas do setor utilizavam turbinas somente para acionamentos mecânicos e geração de energia elétrica para consumo próprio, os parâmetros de trabalho do vapor gerado pelas caldeiras, denominado vapor direto, eram de 2 MPa de pressão e 290 °C de temperatura. Isso porque não se tinha a preocupação com eficiências energéticas altas e, além disso, as turbinas para essa classe de pressão, originalmente de um único estágio e de baixa eficiência, eram favoráveis ao balanço térmico das plantas, ou seja, a demanda térmica de processo era atendida com a utilização das turbinas ineficientes no sistema.

No entanto, com advento da cogeração e a possibilidade de exportação de energia elétrica, além da competitividade do mercado, as usinas passaram a se preocupar com a eficiência das suas máquinas térmicas, já que, nessa situação, além de atender a demanda térmica e eletromecânica, o excedente de energia pode ser vendido.

Dentro desse contexto, passou-se a repensar no consumo de vapor de processo, na substituição de acionamentos mecânicos de baixa eficiência (turbinas a vapor de simples estágio) por motores elétricos, na readaptação das turbinas simples estágio para múltiplos estágios e na geração de energia elétrica através de máquinas térmicas mais eficientes, ou seja, de múltiplos estágios, podendo ou não ser de extração-condensação. Porém, para atender as necessidades técnicas de tais máquinas, os níveis de pressão e temperatura do vapor gerado pelas caldeiras nas plantas das usinas tiveram que ser alterados, passando, num primeiro momento, para 4 MPa e 420 °C, respectivamente, e logo depois para 6 MPa e 480 °C, respectivamente.

Com os avanços tecnológicos, tem surgido no mercado máquinas térmicas a vapor com eficiências ainda mais altas, porém, para se conseguir tais rendimentos, é necessário que as plantas operem gerando vapor em níveis mais altos de pressão e temperatura ainda mais altas, por volta de 8 MPa e 530 °C, respectivamente, sendo importante ressaltar que os níveis de temperatura do vapor direto são limitados pelas restrições dos materiais utilizados em equipamentos e tubulações. Isso porque para temperaturas acima de 480 °C tem-se a necessidade de utilizar aço com alto teor de elementos de liga que podem inviabilizar o negócio em função do alto preço.

Nas usinas de açúcar e álcool, o vapor direto é usado em turbinas a vapor que geram potência mecânica. Essa potência pode ser usada diretamente no acionamento de equipamentos como moendas, bombas, desfibradores, picadores, entre outros, ou transformada em potência elétrica nos geradores elétricos que, por sua vez, geram a energia para os acionamentos elétricos. Em ambos os casos, há a liberação do vapor de baixa pressão, normalmente em torno de 0,245 MPa, o qual é utilizado no processo, nas operações de aquecimento, evaporação, destilação e cozimento.

A quantidade produzida de bagaço depende da quantidade de cana moída e da relação entre o teor de fibra da cana e do bagaço. A produção de bagaço varia diretamente com a fibra da cana e inversamente com a fibra do bagaço.

Considerando números médios para a fibra da cana e do bagaço, pode-se considerar que uma tonelada de cana produz 285 kg de bagaço. O bagaço em geral tem Poder Calorífico Inferior (PCI) igual a 7.736 kJ/kg, umidade relativa de 50 % e pode ter até 86 % de aproveitamento energético, conforme observado em algumas nas caldeiras utilizadas no setor sucroalcooleiro.

1.4 POTENCIAL DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

Apesar da auto-suficiência em energia elétrica, a geração de excedentes nas usinas sucroalcooleiras é ainda bastante limitada, pois apenas cerca de 15 % da energia auto-produzida é exportada. Isso porque a maior parte das usinas possui instalações relativamente antigas que operam aquém do potencial técnico existente, considerando-se a quantidade de biomassa residual gerada e as novas tecnologias disponíveis.

A Tabela 1.1 mostra uma estimativa da COGEN-SP do potencial de geração de bioeletricidade até a safra 2012-2013, em função do aumento da moagem, em milhões de toneladas (Mt) por safra (S), considerando a instalação de novas unidades e o *retrofit* das atuais (COGEN-SP, 2007).

Tabela 1.1: Potencial de geração de bioeletricidade no Brasil até 2013.

Safra (S)	Número Usinas	Cana (Mt/S)	Bagaço (Mt/S)	Instalado (MW)	Exportação (MW)	Retrofit (MW)	Nova (MW)
2008-2009	282	492	123	11.787	4.166	316	1.183
2009-2010	313	556	139	13.331	5.585	316	1.103
2010-2011	343	605	151	14.508	6.742	316	841
2011-2012	349	641	160	15.376	7.678	316	620
2012-2013	351	668	167	16.009	8.447	316	452

Fonte: COGEN-SP, 2007.

A Figura 1.1 mostra estimativas da evolução da produção de cana e da capacidade instalada até a safra 2021-2022, na qual se espera atingir uma produção de 1 bilhão de toneladas de cana e se ter uma oferta de 12.000 MW de bioeletricidade, gerando uma demanda potencial de cerca de 400 turbinas a vapor com capacidade de geração de 30 a 40 MW cada (COGEN-SP, 2007).

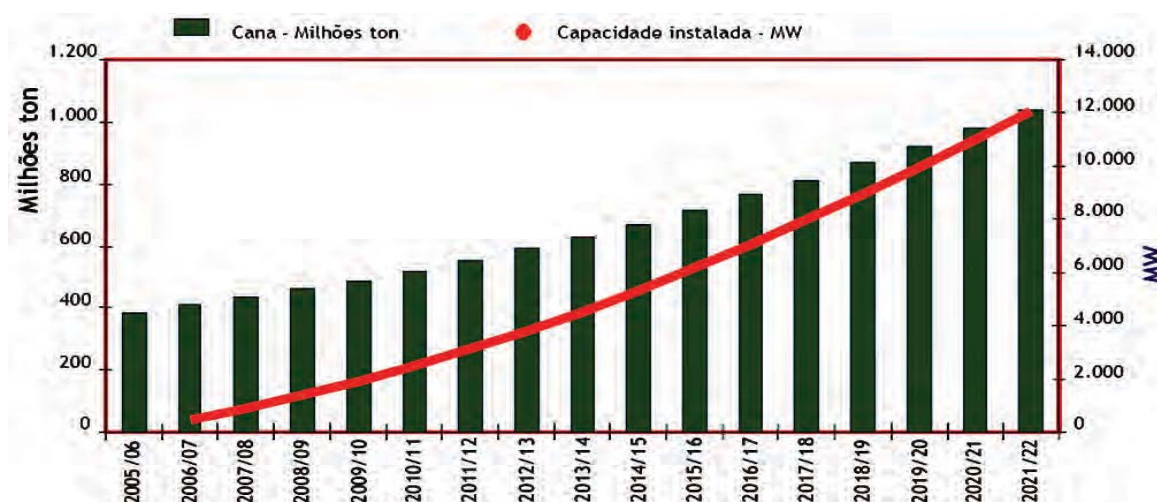


Figura 1.1: Estimativa da produção de cana e de bioeletricidade no Brasil.
(Fonte: COGEN-SP, 2007).

1.5 MOTIVAÇÃO

Devido ao inevitável e iminente esgotamento das reservas de combustíveis fósseis do mundo, torna-se cada vez mais importante o correto aproveitamento de novas fontes energéticas. Dentro deste contexto, a análise de usinas sucroalcooleiras tem ganhado grande interesse devido à importância que possuem como geradoras de energia elétrica.

Qualquer economia gerada em tais plantas representa importantes ganhos ambientais e financeiros. Para a realização de análises de tais usinas, a simulação e modelagem computacional dos processos térmicos inerentes a elas é uma ferramenta tecnológica de grande valia, pois evita procedimentos experimentais dispendiosos e muitas vezes inviáveis de serem praticados por restrições de natureza física e econômica.

1.6 OBJETIVOS

O presente trabalho propõe modelar e simular diferentes configurações de uma usina de açúcar e álcool com processo de extração de caldo por difusão, realizando, para tanto, análises termodinâmica, termoeconômica e econômica da mesma.

A usina considerada situa-se na cidade de Dourados no Estado de Mato Grosso do Sul e entrará em operação parcial ainda em 2010, sendo prevista sua expansão e produção máxima até 2012. Isto possibilitará que se explorem outros aspectos de análise na usina, tais como a influência das hipóteses sobre a variação da eficiência isentrópica e pressões dos diversos estágios da turbina pertencente à planta com a variação da vazão mássica do fluido de trabalho e a análise exergética de todos os componentes da usina e sua influência no aproveitamento da exergia global da mesma.

A primeira e segunda configurações abordadas neste trabalho foram feitas com base nas plantas térmicas e de potência fornecidas pela usina, a qual inicialmente processará 8.000 toneladas de cana dia (TCD), destinada apenas à produção de álcool e de energia elétrica para consumo próprio, dispondo de equipamentos como uma caldeira AT 200 fabricada pela Dedini com capacidade de gerar vapor a pressão de 43 bar e temperatura de 400 °C, uma turbina de contrapressão TM15000 TGM de geração máxima de 25 MW, além de um difusor MDB 15 Dedini com capacidade de 17.000 TCD, conforme mostra a Figura 1.2. Na segunda configuração, tem-se um aumento do processamento para 10.000 toneladas de cana por dia para produção não só de álcool, como também de açúcar e energia elétrica para consumo próprio e, também, para exportação, conforme mostra a Figura 1.3.

Como proposta do trabalho, será definida uma terceira situação na qual será colocada em operação uma turbina de condensação TMC 10000 da TGM com geração máxima de trabalho de 10 MW, aumentando o fluxo de massa da caldeira até o máximo especificado por projeto.

Na seqüência, também como proposta do trabalho, e com o intuito de operar em sua plena capacidade, será acrescentada uma segunda caldeira MC 150/70 com capacidade de geração de 140 toneladas de vapor por hora a uma pressão de

65 bar e temperatura de 530 °C e uma turbina de extração e condensação VE-32 da Alstom que permite uma geração máxima de 32 MW.

Por fim, será feita uma comparação entre os casos considerados para verificar a viabilidade das propostas.

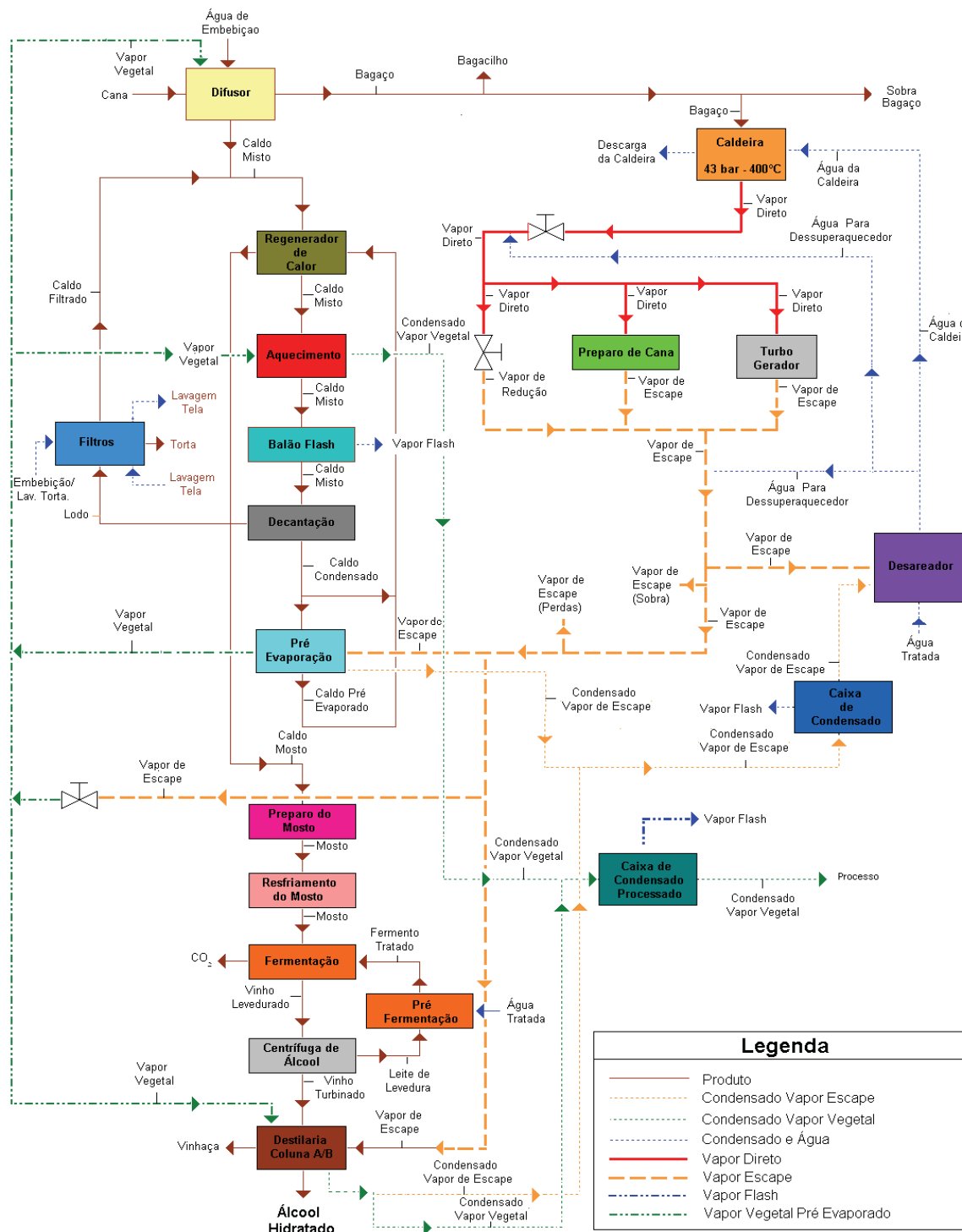


Figura 1.2: Fluxograma para produção de álcool e eletricidade para consumo próprio.
(Fonte: Usina Dourados)

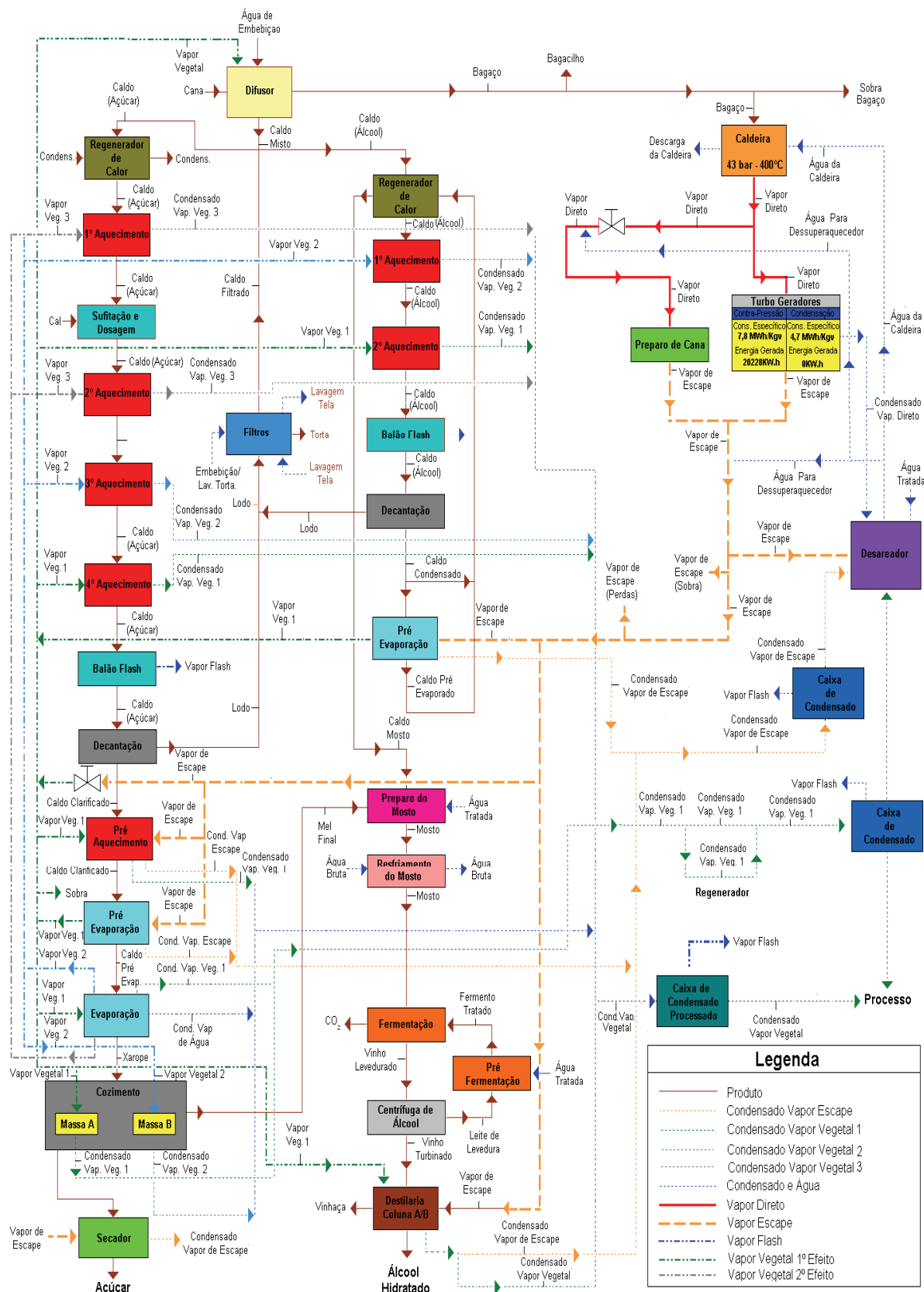


Figura 1.3: Fluxograma para produção de álcool, açúcar e eletricidade para consumo próprio e para comercialização (Fonte: Usina Dourados)

1.7 RETROSPECTO DE ESTUDOS SOBRE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM USINAS DE AÇÚCAR E ÁLCOOL

Existem diversas referências bibliográficas que envolvem aspectos referentes à geração e cogeração de energia que servem como base para qualquer tipo de estudo específico nesta área, sendo que dentre eles podem ser citados: Szargut, Morris e Steward (1988); Orlando (1991); Kotas (1995); Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996); Horlock (1997); Khartchenko (1998), Azola e Andrade (1999); Balestieri (2002) e Lora e Nascimento (2004), entre outros.

Nos últimos anos, têm surgido diversos trabalhos relacionados à análise termodinâmica e termoeconômica de sistemas aplicados às usinas de açúcar e álcool e verifica-se que a produção nesta área continua intensa até hoje, o que demonstra a preocupação dos pesquisadores com o tema. A seguir serão apresentados alguns trabalhos que serviram como referência para o desenvolvimento desta dissertação.

Walter (1994) tratou da cogeração e da produção independente de eletricidade, como formas de geração descentralizada de energia elétrica e, em especial, da viabilidade e das perspectivas dessas tecnologias junto ao setor sucroalcooleiro no Brasil, levando-se em conta a expansão da agroindústria canavieira. Foram analisadas várias alternativas de geração elétrica em larga escala e determinadas as principais características técnicas de cada sistema, tais como a capacidade de geração, a produção de energia elétrica, a disponibilidade de excedentes e a demanda de biomassa. Esses resultados permitiram identificar o potencial das tecnologias de maior viabilidade técnica e econômica, a partir da consideração de cenários alternativos de crescimento da produção de cana no estado de São Paulo e da identificação das usinas mais adequadas para esses empreendimentos.

Barreda Del Campo e Llagostera (1996) avaliaram três configurações de sistemas de cogeração em usinas de açúcar, visando à produção de excedentes de energia elétrica passíveis de comercialização. Foi estudada a influência dos parâmetros do vapor, da eficiência das caldeiras e, para as configurações de melhor desempenho, da dependência da geração de eletricidade em função da demanda de vapor de processo. Foram efetuadas análises exergética das alternativas mais

significativas e, finalmente, avaliações econômicas das configurações que se apresentaram mais promissoras.

Coelho, Oliveira Jr. e Zylberstajn (1997) realizaram uma análise termoeconômica do processo de cogeração usina de açúcar e álcool paulista. Os custos exergéticos do processo de geração de vapor e eletricidade foram calculados para várias configurações, a partir de estimativas de excedentes de eletricidade e dos investimentos correspondentes. Foram aplicados os métodos de “igualdade”, “extração” e “trabalho como subproduto”, para a partição dos custos. Entre as configurações avaliadas, destaca-se uma que consistiu na simples troca de equipamentos, mantendo-se os mesmos níveis de pressão nas caldeiras e turbinas de contrapressão, com pequeno investimento em técnicas relativas ao uso racional de energia, visando apenas atingir a auto-suficiência energética. Outra configuração estudada consistiu no aumento dos níveis de pressão e a realização de investimentos adicionais no uso racional de energia, incluindo a eletrificação das moendas. Por fim, foi analisada uma configuração na qual foram realizados grandes investimentos, através da substituição da turbina de contrapressão por uma de extração-condensação, produzindo, neste caso, significativo excedente de eletricidade.

Barreda Del Campo et al. (1998) estudaram o sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira que fornece excedentes de energia para a rede elétrica. Foram calculados, além das propriedades termodinâmicas dos diferentes fluxos do sistema, os balanços de massa, energia e exergia. Além disso, foi realizada uma comparação das eficiências de primeira e segunda lei, mostrando a utilidade desta última na avaliação de um sistema real, e como elemento importante para decisão de melhorias das plantas térmicas, ao evidenciar os equipamentos de maiores irreversibilidades e, conseqüentemente, a perda de oportunidades de geração de energia elétrica.

Carpio et al. (1999) apresentaram critérios de avaliação termodinâmica para sistemas de cogeração em usinas de açúcar, analisando dois sistemas de cogeração, um com turbina de contrapressão operando a 2,1 MPa e 300 °C e outro com turbina de extração-condensação operando a 8,0 MPa e 450 °C. Foi analisada também a possibilidade de utilização de combustíveis auxiliares para o período da entre safra, usando palha de cana, eucalipto e gás natural, além disso, foi determinado o custo de geração de eletricidade para cada caso. Os autores

concluíram que o sistema com turbina de condensação e com duas extrações apresenta eficiência de 66,0 % contra 42,0 % do sistema de contrapressão, além de ter uma taxa de economia da energia do combustível de quase sete vezes a taxa apresentada pela outra configuração. Como alternativas de geração fora da safra, o gás natural foi o combustível que apresentou o menor custo seguido pela palha de cana, se considerado custos de colheita e transporte inferiores a R\$ 25,00 por tonelada.

Coelho (1999) propôs e discutiu mecanismos para viabilizar um programa amplo de venda de excedentes de eletricidade a partir da biomassa das usinas de açúcar e álcool do Estado de São Paulo. Além disso, foi incluída uma avaliação termoeconômica de uma planta real (Companhia Energética Santa Elisa, Sertãozinho – SP) e foram propostas modificações na legislação e na regulamentação em vigor e, também, estudos visando à inclusão dos custos ambientais e taxaço de carbono no planejamento integrado do setor elétrico brasileiro.

Vieira e Pellegrini (1999) apresentaram um estudo de caso onde foi analisada a repotenciação de usinas de açúcar e álcool de médio porte, localizadas na região sudeste do país. Para tanto, foi considerada uma unidade padrão característica do setor que processa 10 mil toneladas de cana por dia e foi utilizado um modelo matemático denominado Modelo de Despacho Hidrotérmico, comumente usado como balizador no processo decisório da expansão de empreendimentos para oferta de energia elétrica. Foi constatado que as usinas sucroalcooleiras, embora apresentem um regime sazonal de operação, são empreendimentos bastante interessantes do ponto de vista da expansão do sistema elétrico brasileiro.

Sánchez Prieto e Nebra (2001) fizeram uma análise de custo exergético do sistema de cogeração de uma usina açucareira que tem toda sua demanda de potência e energia térmica satisfeita pelo próprio sistema. Eles incluíram a determinação das irreversibilidades e das eficiências da segunda lei da termodinâmica, salientando a importância destas eficiências para as decisões sobre possíveis alterações do sistema, tanto para melhoria na planta térmica, como no sentido de atender os requisitos necessários estabelecidos pela ANEEL para a qualificação de centrais cogradoras para a venda de energia.

Sánchez Prieto, Carril e Nebra (2001) apresentaram uma análise de custo exergético do sistema de cogeração aplicado na Usina Cruz Alta, localizada na

cidade de Olímpia (SP). Neste estudo foi enfatizada uma metodologia para a determinação experimental da eficiência do sistema, permitindo a determinação do consumo de bagaço de cana da caldeira. Além disso, cada equipamento foi tratado separadamente de forma que os balanços de massa, energia e exergia foram feitos para cada componente do sistema térmico.

Higa e Bannwart (2002) realizaram algumas simulações e análises térmicas de uma planta produtora de açúcar e álcool, visando otimizar a produção de excedente de energia elétrica e encontrar a melhor forma de recuperação de calor e integração térmica do processo. Foram consideradas diferentes tecnologias de cogeração e de arranjos de evaporadores de múltiplos efeitos. Os resultados obtidos demonstraram que diferentes configurações requerem também diferentes medidas e estabelecem algumas prioridades, que podem ser realizadas em diversos níveis de investimentos econômicos. Além das diferenças na integração da usina no sistema de cogeração para a economia de bagaço, ou para o aumento da geração de energia elétrica excedente, foi possível concluir que as medidas para alcançar esses objetivos devem ser priorizadas de acordo com o consumo de vapor de processo e a integração de evaporadores de múltiplos efeitos.

Lobo et al. (2002) analisaram os processos de extração de duas empresas sucroalcooleiras que usam turbinas de contrapressão para fornecer trabalho, sendo o vapor de contrapressão utilizado como energia térmica de processo. Uma das empresas emprega grandes turbo geradores de múltiplos estágios, que operam com entrada de vapor a 3,0 MPa e 330 °C, para cogear energia elétrica para motores elétricos que acionam as moendas, picadores e desfibradores. Já na outra empresa, o acionamento das máquinas é realizado diretamente por pequenas turbinas de simples estágio operando com vapor a 2,0 MPa e 290 °C. Verificou-se que a empresa que utiliza energia elétrica cogerada, com turbinas maiores para acionar as máquinas, chega a economizar 65 % de bagaço gasto para moer uma tonelada de cana quando comprada com as empresas que utilizam várias turbinas menores (menos eficientes). Os autores concluíram que, com o uso mais racional do bagaço gerando vapor em temperaturas e pressões maiores, obtém-se uma grande economia de bagaço, que tanto pode ser comercializado *in natura*, ou ser usado para cogeração de excedentes de eletricidade.

Jaguaribe et al. (2002) realizaram um estudo termodinâmico e avaliaram as condições técnicas das instalações a serem implantadas em um sistema de

cogeração de energia na Destilaria Japungu Agroindustrial S.A., localizada em Santa Rita (PB). A ampliação proposta não tem o objetivo apenas de tornar a destilaria auto-suficiente em termos de energia, mas também tornar possível exportar 33.616 MWh durante a safra e 3.600 MWh na entre safra. Foram considerados todos os custos envolvidos e os resultados mostraram que de imediato o negócio pode não ser atrativo, mas se houver uma elevação do preço de venda da eletricidade, o novo sistema de cogeração com venda de energia seria mais rentável.

Brighenti (2003) apresentou e analisou os diversos requisitos necessários para que haja uma integração confiável e segura dos sistemas de geração a partir de biomassa (especificamente cogeração com bagaço de cana) ao sistema elétrico de potência. Foi considerado um estudo de uma usina de açúcar e álcool do Estado de São Paulo (Usina Santa Adélia), que recentemente ampliou sua geração própria, passando a comercializar sua eletricidade excedente com a CPFL. Foram levantadas e analisadas as barreiras técnicas, legislativas, econômicas e ambientais, que em conjunto determinam a integração do cogrador, sendo dada ênfase especial à parte técnica da interligação, buscando analisar o impacto que a inserção dos produtores independentes pode causar no sistema elétrico e o que precisaria ser feito para a interligação com a concessionária.

Sánchez Prieto (2003) realizou uma detalhada análise energética e exergética, visando determinar as eficiências de primeira e segunda lei da termodinâmica para os principais equipamentos de duas plantas de usinas sucroalcooleiras, bem como o consumo de combustível envolvido, além de alguns índices de desempenho típicos de sistemas de cogeração. O objetivo fundamental da avaliação foi determinar os custos dos principais fluxos do sistema, considerando os custos como se fosse uma instalação nova, com taxa de juros de 15 % ao ano e um período de amortização de 15 anos. Foi avaliada a variação do custo de bagaço e sua influência nos custos dos fluxos da planta e dada ênfase na potência elétrica e nos índices de desempenho.

Jaguaribe et al. (2004) discutiram um caso real de investimento na ampliação do sistema de cogeração de energia em uma indústria sucroalcooleira paraibana (Japungu Agroindustrial S.A.), considerando o preço sazonal do bagaço, os custos de geração de energia, levando-se em conta um período de 10 anos. Com o novo parque de cogeração a indústria se tornou auto-suficiente em energia, dispondo de 21.240 MWh para comercialização, com uma potência média de exportação de

4.000 kW. Todavia, após a análise econômica efetuada, verificou-se que a melhor opção seria manter a planta na forma original e vender o bagaço a R\$ 26,00 por tonelada.

Fiomari (2004) realizou análises energética e exergética de cinco plantas de vapor de uma usina sucroalcooleira, baseado no sistema de expansão do processo de cogeração desta. A configuração inicialmente considerada era constituída por caldeiras de baixa pressão, com turbinas de simples estágio para geração de eletricidade e com picador, desfibrador e moendas com acionamento mecânico. A configuração final considerada era constituída por caldeira de alta pressão, com turbina de extração-condensação e com a substituição do acionamento mecânico por elétrico nos outros equipamentos. O uso dessa turbina de extração-condensação nos sistemas de cogeração de energia mostrou que sua alta eficiência contribuiu para uma maior geração de potência, porém a condensação reduziu a eficiência global da planta.

Uchôa (2005) analisou a viabilidade técnica-econômica do aproveitamento do gás natural como combustível complementar em duas usinas sucroalcooleiras paulistas. Foram consideradas diversas configurações que envolvem modificações das plantas tradicionais existentes nessas usinas, que incluem a implantação de queimadores de gás nas caldeiras e/ou a instalação de uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, para permitir o uso combinado do gás natural e do bagaço de cana para geração eletricidade e vapor necessários para os processos, bem como possibilitar a comercialização do excedente de energia elétrica ou de bagaço. Diante dos resultados obtidos, foi verificado que existem limitações para a utilização do gás natural como combustível complementar em grande parte das usinas sucroalcooleiras.

Leme (2005) avaliou emissões de gases de efeito estufa, óxidos de nitrogênio e material particulado, o uso e consumo de água e a geração de cinzas, decorrentes do aproveitamento da biomassa residual de cana-de-açúcar (bagaço e palha) como combustível, para a produção de eletricidade excedente. O estudo mostrou que o setor é intensivo nas emissões desses poluentes, chamando a atenção quanto à necessidade de monitoramento e controle dessas emissões.

Bohorquez et al. (2006), avaliaram a utilização integral do bagaço de cana de açúcar resultante do processo produtivo de uma usina de açúcar que pretende incrementar sua capacidade de geração de energia elétrica de 7 para 35 MW,

mediante o redesenho do ciclo e a incorporação de novos turbogeradores. Utilizando as ferramentas termoeconômicas foi estabelecida a matriz de incidência da planta de cogeração, a determinação dos custos exergoeconômicos e a realização das simulações da variação do preço de combustível e a eficiência da caldeira. Além disso, foi efetuado um breve estudo econômico da produção de energia elétrica e da venda dos excedentes de 27 MW médios e concluído que o custo da eletricidade gerada era de US\$ 0,051/kWh.

Ensinas et al. (2006a) realizaram a otimização termoeconômica do consumo da energia térmica no processo de produção de açúcar, visando valores mínimos de investimentos e de custo de operação. Alguns dados de usinas sucroalcooleiras brasileiras foram usados para definir os parâmetros do processo. A metodologia proposta foi usada para avaliar o custo do vapor consumido pelas usinas e otimizar o projeto do sistema de evaporação e da rede de trocadores de calor.

Ensinas et al. (2006b) analisaram diferentes opções de sistemas de cogeração em usinas sucroalcooleiras com objetivo principal de verificar as possibilidades do aumento da geração de eletricidade. Foram consideradas quatro opções, sendo a primeira a utilização da tradicional turbina de contrapressão; a segunda a utilização de uma moderna turbina de extração-condensação; a terceira a utilização de um gaseificador de bagaço, uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação e, por fim, a quarta com configuração de ciclo combinado integrado com a gaseificação da biomassa. Vale destacar que a análise da potência das plantas foi realizada junto com a redução da demanda de vapor do processo de produção de açúcar, uma vez que esses dois sistemas estão interligados. Através dos resultados obtidos foi concluído que existe um potencial significativamente grande para o aumento da produção de eletricidade usando o bagaço da cana e a palha (na entressafra) como combustíveis, principalmente com ciclos a vapor com turbinas de extração-condensação.

Ensinas et al. (2007) analisaram a redução da demanda de vapor no processo industrial de uma usina com acionamentos eletrificados e com sistema de evaporação de cinco efeitos. Foram apresentadas quatro configurações de plantas, considerando desde plantas convencionais com turbina de contrapressão até a gaseificação do bagaço em ciclo combinado. Foi verificado que para os ciclos de vapor tradicionais, uma quantidade significativa de bagaço excedente pode ser obtida com o processo de redução da demanda de vapor. Além disso, a gaseificação

da biomassa se mostrou uma importante alternativa a longo prazo, permitindo um incremento de mais de 70 % na geração de eletricidade.

Lobo et al. (2007) realizaram uma análise econômica das modificações propostas no processo de moagem de uma usina sucroalcooleira de médio porte antiga (Agroval), levando-se em conta o consumo de energia envolvido no processamento da cana bem como a eficiência de extração de açúcar. Essas modificações incluem o uso de acionamento elétrico direto e maior embebição em água durante o esmagamento para aumentar a extração do caldo. Embora mais energia seja gasta nestas condições e tanto a umidade do bagaço e como a diluição do caldo sejam maiores, utilizando turbinas modernas para acionamento dos geradores, verifica-se que o consumo do vapor aumenta muito pouco e ocorre uma redução no consumo de bagaço. Foram determinados os custos do bagaço ou da eletricidade consumida para o acionamento extra, bem como o aumento da renda com a maior produção de açúcar.

Pizzo et al. (2008) analisaram e compararam as eficiências da planta de vapor de uma usina sucroalcooleira paulista (Cia. Energética Santa Elisa), considerando-se para tanto a planta atual e uma proposta de mudança que inclui a troca de equipamentos, como, por exemplo, a substituição de 4 caldeiras de 2 MPa por uma única caldeira de 9 MPa, além da eletrificação das moendas. Foi possível avaliar a eficiência e a geração de calor e potência para cada componente, caldeiras e turbinas das plantas consideradas para a usina. Os resultados mostraram que a eficiência do sistema de vapor da usina melhorou para o caso que considera a alteração da planta atual, além de aumentar a geração de potência, combinada com um aumento do consumo de vapor por processo. Além disso, notou-se uma maior produção de vapor por bagaço queimado e, também, um aumento da potência elétrica produzida pelo combustível gasto.

Kamate e Gangavati (2009) apresentaram uma análise exergética de uma planta de cogeração típica de uma usina que processa 2.500 TCD, utilizando turbinas de contrapressão e de extração-condensação. A configuração com turbinas de extração-condensação se mostrou mais eficiente do ponto de vista da exergia. As análises mostraram que a caldeira é o componente que mais contribuiu para a ineficiência da planta, devido à sua natureza intrínseca. Verificou-se que uma caldeira moderna com a tecnologia atual poderia utilizar apenas 37 % da exergia

química do combustível na geração de vapor, de forma que 63 % dessa exergia é perdida na combustão irreversível.

Palacio et al. (2009) realizaram uma análise termoeconômica para dois casos diferentes de uma destilaria e da planta de cogeração. O primeiro caso consiste em uma destilaria normal com uma turbina de simples estágio nas moendas, destilação atmosférica e um sistema de cogeração com turbina de contrapressão com vapor a 2 MPa. O segundo caso utiliza turbinas de extração-condensação com vapor variando a pressão na faixa de 4 a 10 MPa. O resultado da análise termoeconômica mostrou que, para modernização da destilaria e um melhor desempenho geral da planta, deve-se aumentar a pressão do vapor de 2 para 10 MPa, substituir os atuais acionamentos mecânicos por acionamentos elétricos, substituir a destilação atmosférica pela destilação pressurizada e substituir o sistema atual de evaporação pela tecnologia *falling film*.

Palacios-Bereche et al. (2009) avaliaram o desempenho de três diferentes sistemas de cogeração em usinas sucroalcooleiras. O Caso A utiliza uma caldeira de baixa pressão (21 bar) e turbina a vapor de contrapressão. O Caso B utiliza dois tipos de caldeira, a primeira trabalha com produção de vapor a baixa pressão (22 bar) para acionar as turbinas das moendas, picadores, trituradores e bombas e a segunda caldeira produz vapor a uma pressão mais elevada (42 bar), o qual é usado para gerar energia. Todas as turbinas usadas nesse caso são de contrapressão. O Caso C utiliza uma caldeira de alta pressão (67 bar) e turbinas de extração-condensação. Deste modo, a energia elétrica produzida no Caso C foi 2,76 vezes maior que no caso B, que, por sua vez, foi 3,02 vezes maior que no Caso A. A eficiência de geração de potência foi maior no Caso A e menor no Caso C, ao contrário do que ocorreu com a eficiência de geração de eletricidade. Por outro lado, o Caso C apresentou a melhor eficiência pela segunda lei da termodinâmica.

Passolongo et al. (2009) apresentaram uma análise termodinâmica da integração de um sistema de gaseificação de biomassa em uma usina sucroalcooleira. Foi considerada a gaseificação da palha, bagaço e vinhaça separadamente e, também, o efeito de suas associações utilizando equipamentos adicionais como gaseificador, turbina a gás e caldeira de recuperação. A análise se baseou no balanço de massa, primeira e segunda leis da termodinâmica, considerando-se um volume de controle para cada equipamento. Os resultados mostraram um ganho de potência em todos os casos que incluíram gaseificação,

especialmente na gaseificação do bagaço, obtendo maior eficiência e geração de potência. Foi verificado que, embora a gaseificação da vinhaça produza um gás com maior poder calorífico, a produção de energia adicional é menor se comparada com a gaseificação da palha e bagaço.

Pellegrini e Oliveira Junior (2009) abordaram o problema da otimização da exergia em sistemas de cogeração de usinas sucroalcooleiras. Um modelo geral dos processos de produção de açúcar e etanol foi desenvolvido baseado em dados fornecidos por uma planta real e, depois, a análise exergética foi executada. Foi mostrado que um melhor desempenho termodinâmico do sistema de cogeração está relacionado com uma diminuição na destruição de exergia em todos os processos de conversão de energia. Além disso, um melhor desempenho é traduzido numa diminuição do custo exergético de produção do açúcar e do etanol. Sistemas convencionais de cogeração podem gerar um excedente de até 80 kWh por tonelada de cana, dependendo do consumo de vapor no processo, enquanto que sistemas de cogeração avançados podem chegar a 200 kWh por tonelada de cana, o que representa um potencial de geração de 111 TWh/ano, ou 25 % do consumo brasileiro de eletricidade.

Pellegrini, Oliveira Jr. e Burbano (2009) apresentaram um estudo comparativo termoeconômico de plantas de usinas, considerando ciclos de vapor supercríticos e ciclos combinados com integração da gaseificação da biomassa. Os ciclos de vapor supercrítico se mostraram capazes de gerar um excesso de eletricidade 142 kWh por tonelada de cana, reduzindo a destruição de exergia no interior da fábrica de quase 12 %. Para a gaseificação da biomassa em ciclo combinado, foram consideradas três configurações, utilizando gaseificador atmosférico e pressurizado. A configuração com gaseificador pressurizado se mostrou mais eficiente, gerando uma eletricidade excedente de cerca de 202 kWh por tonelada de cana e com uma redução na destruição de exergia de quase 20 %. Além disso, esta configuração apresentou os menores custos exergéticos de eletricidade, vapor de processo, álcool e açúcar.

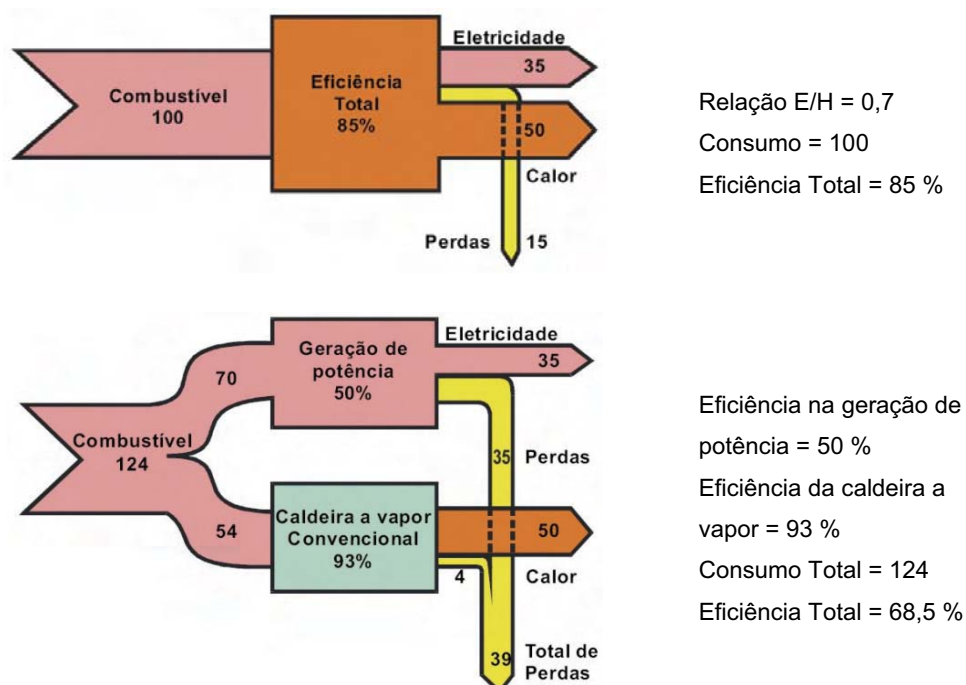
2 ASPECTOS DA COGERAÇÃO DE ENERGIA

Este capítulo trata dos conceitos de cogeração e apresenta as configurações mais usuais destes sistemas.

2.1 DEFINIÇÃO DE COGERAÇÃO

A geração conjugada de potência e calor, ou cogeração, na indústria sucroalcooleira é comumente realizada através de sistemas cuja concepção tem como princípio os ciclos a vapor.

A Figura 2.1 apresenta a eficiência total e o ganho de energia primária obtido em sistemas de cogeração em comparação com a produção separada de eletricidade e calor, de acordo com os dados do exemplo citado anteriormente.



$$\text{Economia de energia primária (combustível)} = (124 - 100)/124 = 19,3 \%$$

Figura 2.1: Comparação entre o processo de cogeração de energia e a produção separada de eletricidade e vapor
(Fonte: Takaki, 2006).

A energia mecânica pode ser utilizada na forma de trabalho (acionamento de moendas, numa usina sucroalcooleira) ou transformada em energia elétrica através de um gerador; a energia térmica é utilizada como fonte de calor para um processo industrial (por exemplo: fabricação de açúcar e/ou álcool) ou no setor de comércio e de serviços (hotéis, *shopping-centers*, hospitais, etc.).

O sistema de cogeração pode ser considerado um sistema que eleva a eficiência energética no aproveitamento do combustível. Segundo Rosa (1998), a racionalidade da cogeração reside na economia de combustível frente à configuração convencional composta de processos distintos que produzam separadamente as mesmas quantidades de calor útil, trabalho e energia elétrica.

Segundo Silveira et al. (2000), das perdas totais de um sistema termelétrico convencional a vapor, 10 % referem-se à caldeira e cerca de 55 % ao calor contido no vapor de exaustão nas turbinas a vapor. O vapor de exaustão das turbinas de condensação utilizadas nas usinas termelétricas apresenta temperaturas entre 30 e 45 °C, contendo por volta de 610 kcal/kg de vapor, calor este que é praticamente todo dissipado nas torres de resfriamento, representando grande energia térmica perdida. Dessa forma, a quantidade de calor perdida pode ser recuperada através do processo de cogeração, sendo esta prática cada vez mais utilizada.

Assim, é importante observar que o processo de cogeração é, antes de tudo, uma ação de utilização racional de energia, uma vez que o rendimento do processo de geração de energia é elevado a partir da produção combinada, dando-se um melhor aproveitamento no conteúdo energético do combustível básico (COELHO, 1999). Frequentemente, os sistemas de cogeração têm sido implementados em indústrias que dispõem de subprodutos do processo industrial que podem ser utilizados como fonte combustível.

De acordo com o Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO), como subprodutos do processo, a indústria siderúrgica utiliza os gases de coqueria, de alto forno e de aciaria. Segundo Coelho, Paletta e Freitas (2000), no setor de papel e celulose, os principais subprodutos utilizados como combustíveis são: a lixívia (23,8 %), os resíduos de madeira (13,4 %) e o óleo combustível (12,3 %), com crescente participação do gás natural.

Entretanto, o principal setor que emprega o processo de cogeração é o sucroalcooleiro, utilizando o bagaço da cana-de-açúcar como combustível. Os demais setores apresentados, quando não dispõem de subprodutos de processo

industrial, utilizam outros tipos de combustíveis, como o gás natural, quando este está disponível.

2.2 TECNOLOGIAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA

Tantos os ciclos a vapor, como os ciclos de turbinas a gás, ou mesmo a combinação destes ciclos, possuem diversos arranjos e tecnologias disponíveis. Neste item é feita uma breve revisão dos mesmos.

2.2.1 *Ciclo Rankine*

O ciclo Rankine consiste na utilização do calor proveniente da queima de combustíveis para geração de vapor numa caldeira ou gerador de vapor. A energia térmica gerada pode ser utilizada para calor de processo e para geração de energia elétrica em um gerador elétrico acionado por uma turbina a vapor.

Segundo Bowel (1996), as turbinas a vapor podem ser classificadas da seguinte forma:

Contrapressão: O vapor expandido na turbina sai acima da pressão atmosférica e é utilizado no processo;

Condensação: O vapor sai abaixo da pressão atmosférica e condensa em equipamentos a vácuo;

Extração (*pass out*): Parte do vapor deixa a turbina entre a entrada e a saída, onde um conjunto de válvulas regula o fluxo para a seção de exaustão, mantendo a extração na pressão requerida pelo processo. Pode ser configurada tanto em turbinas de contrapressão ou de condensação;

Pressão mista (*pass in*): Além do vapor de alta pressão, utiliza vapor de menor pressão entrando na parte baixa da turbina. Usada com caldeiras de dupla pressão, ou plantas combinadas com turbinas a gás ou motores a diesel.

Em usinas de cana de açúcar, o tipo de turbina universalmente mais utilizado é o de contrapressão, onde o vapor de alta pressão se expande e sai com pressão

entre 0,2 e 0,3 MPa para ser utilizado no processo. Entretanto, mesmo para os ciclos a vapor, este esquema está longe de apresentar melhor desempenho na geração de potência excedente, havendo alternativas com maiores potenciais. Bowel (1996) sugere alguns esquemas de cogeração com turbinas a vapor que visam maximizar a geração de potência, apresentando vantagens e desvantagens para os mesmos.

2.2.1.1 Utilização de Turbinas de Contra Pressão com Condensação Atmosférica

Neste esquema, a máxima quantidade de vapor pode ser produzida do bagaço disponível, para utilização nas turbinas de contrapressão até o nível de pressão requerido pelo processo. O excedente de vapor é descarregado através de uma válvula redutora para o condensador atmosférico (Figura 2.2).

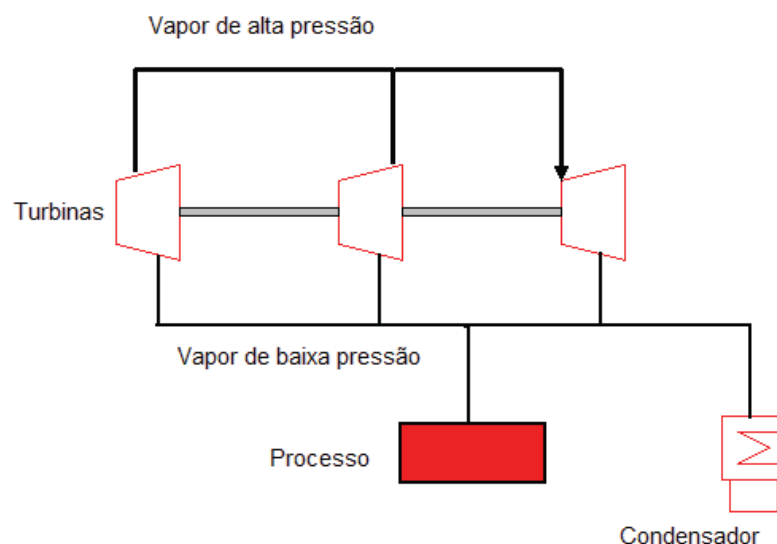


Figura 2.2: Ciclo com turbinas de contrapressão e utilização de condensador.

As vantagens de uso desta configuração estão em seu baixo custo e o aproveitamento de todo vapor disponível. Em contra partida a energia entre a pressão de vapor do processo e a do condensador atmosférico é perdida e não convertida em eletricidade.

2.2.1.2 Conjunto com Turbinas de Contrapressão e de Condensação

Neste caso, as turbinas de contrapressão fornecem o vapor para o processo, enquanto o excedente de vapor é utilizado em turbinas de condensação. Sistemas eletrônicos garantem o controle de passagem de vapor com prioridade para o processo (Figura 2.3).

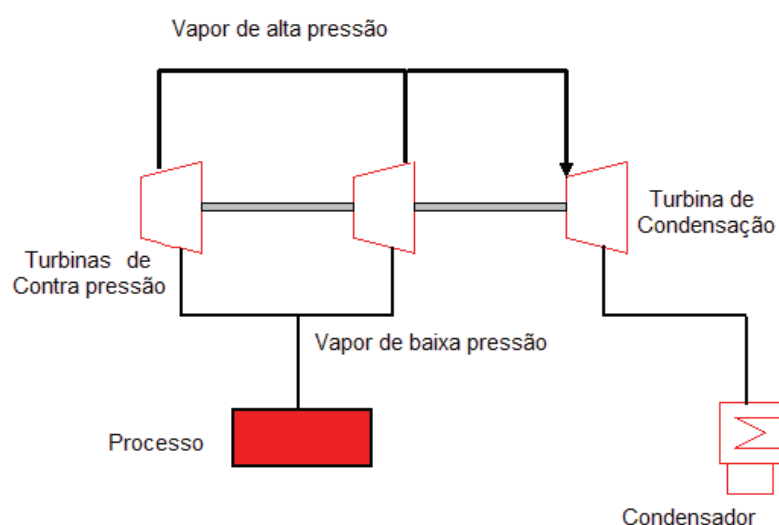


Figura 2.3: Ciclo com utilização de turbinas de contrapressão e condensação.

Este ciclo é utilizado por possuir um melhor aproveitamento do vapor disponível para geração de eletricidade, contudo seu custo é elevado, pois possuem maiores números de pás da turbina de condensação, bombas adicionais, tubos e torres de resfriamento para os condensadores.

2.2.1.3 Sistema com Turbina de Extração-Condensação

Ao invés da combinação de turbinas de contrapressão e condensação, este sistema utiliza uma única turbina, na qual pode ocorrer a extração para o vapor de processo de acordo com a demanda e o excedente é utilizado até a condensação (Figura 2.4a). Segundo Srivastava (1997), para a configuração dos turbogeradores não se deve utilizar a combinação da contrapressão com turbina de condensação, pois o custo é maior do que na turbina de extração-condensação (CEST).

Esta configuração possui uma melhor flexibilidade de operação, porém a pressão do vapor de extração requerido no processo de produção de açúcar e álcool está muito abaixo (0,2 a 0,3 MPa) do que o usual em outros tipos de indústrias (0,8 a 2,0 MPa). Por esta razão, o padrão da maioria das turbinas é para situações em que o fluxo volumétrico é consideravelmente maior na condensação de exaustão final da turbina, do que na extração. Assim, segundo Bowel (1996), em caso de adaptação das mesmas para o processo de açúcar e álcool podem ser necessárias turbinas muito grandes, com custos mais elevados.

Uma opção também utilizada para este tipo de equipamento é a combinação da turbina de extração-condensação com turbinas de contrapressão (Figura 2.4.b). Ao invés da extração ocorrer diretamente para o processo, ela é realizada em pressões mais elevadas ($\sim 2,0$ MPa) para alimentar as turbinas de contrapressão, que por sua vez fornecem o vapor para o processo através do escape da turbina. Isto pode ser também uma opção em caso de aproveitamento de turbinas de contrapressão existentes.

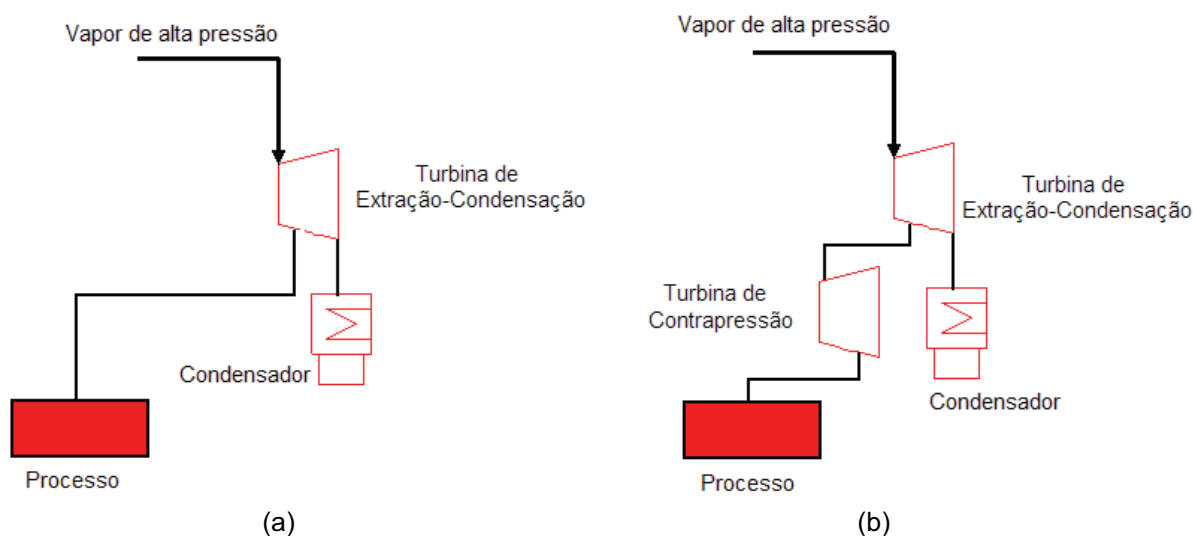


Figura 2.4: Ciclo com utilização de turbinas de extração-condensação.

2.2.2 Ciclo Brayton

O aumento na eficiência das turbinas a gás alcançado nestas últimas décadas e a disponibilidade de gás a preços competitivos tem favorecido sua

implantação em sistemas de cogeração para a indústria. Este tipo de sistema possui grande versatilidade de aplicação sendo encontradas turbinas a gás com potências que variam desde 1 MW até 200 MW (BARREDA DEL CAMPO, 1999).

O ciclo padrão de ar Brayton é o ciclo para a turbina a gás simples, mostrado na Figura 2.5.

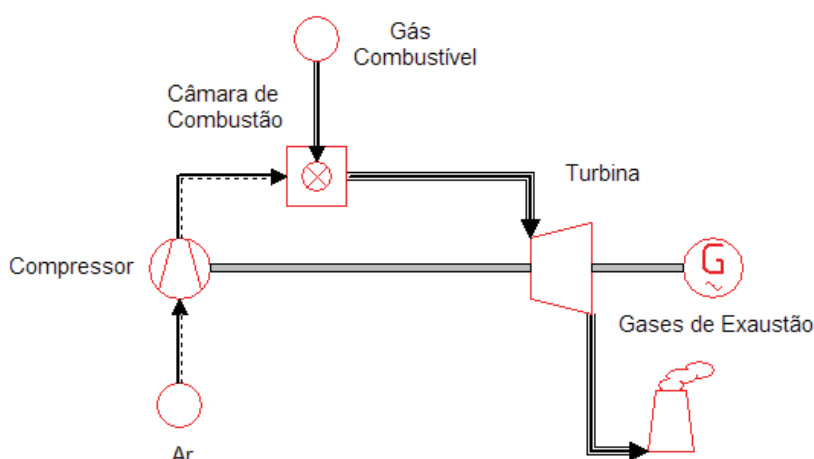


Figura 2.5: Representação esquemática de um ciclo Brayton simples.

As turbinas a gás são constituídas basicamente por um compressor de ar, uma câmara de combustão e uma turbina propriamente dita, que produz a potência necessária ao acionamento do compressor e, ainda, a potência útil para acionamento de um gerador elétrico ou para acionamento mecânico.

O compressor é um equipamento que, uma vez definidos seus parâmetros geométricos e a rotação, operará com uma vazão volumétrica de ar praticamente independente de outros fatores. Conseqüentemente, a massa de ar admitida, que por sua vez determina a potência da turbina, é diretamente influenciada pela densidade do ar na sua entrada. Por isso, as propriedades do ambiente que determinam a densidade do ar, altitude ou pressão atmosférica, temperatura e umidade relativa, influem decisivamente na potência e eficiência da turbina (ANTUNES, 1999).

Sendo a turbina um equipamento volumétrico, a sua potência é determinada basicamente pela vazão em volume dos gases em sua entrada.

O primeiro processo é a compressão do fluido de trabalho. Se a expansão deste fluido comprimido ocorrer diretamente e sem perdas, a potência desenvolvida pela turbina será tão somente igual à consumida no compressor. Mas, se for

adicionada energia para aumentar a temperatura do fluido antes da expansão, haverá um aumento significativo na potência desenvolvida pela turbina, produzindo excedentes de potência em relação àquela necessária para acionar o compressor.

Ocorrem irreversibilidades ou perdas no processo de combustão e expansão que reduzem o rendimento térmico do ciclo.

O ciclo de turbinas a gás pode ser caracterizado por dois parâmetros significativos: a relação de pressão e a temperatura de queima. A relação de pressão do ciclo se refere ao quociente da pressão de descarga e a pressão de entrada, sendo que em turbinas modernas um valor típico é 14:1. Quando o objetivo é alcançar eficiências mais altas em operação em ciclos simples, empregando, por exemplo, turbinas aeroderivadas, são necessárias taxas de compressão mais elevadas, na faixa de 18:1 a 30:1 (IPT, 1996).

A temperatura mais alta do ciclo é a temperatura de queima que chega a atingir 1.200 °C, sendo esta temperatura restringida por problemas de materiais. Temperaturas mais altas podem ser atingidas em turbinas com sistemas de resfriamento nas pás.

As turbinas se dividem em dois tipos básicos: aeroderivativas e industriais. As turbinas aeroderivativas são baseadas na tecnologia adotada para a propulsão de aeronaves, sendo compactas e de peso reduzido. As turbinas industriais são mais robustas e, por isso, apresentam maior resistência a ambientes agressivos, permitindo processar combustíveis líquidos de baixa qualidade e sua potência máxima supera em muito a das turbinas aeroderivativas.

Ambos os tipos apresentam elevada confiabilidade, fácil adaptabilidade a locais isolados e tempo bastante reduzido de manutenção. Os rendimentos médios das turbinas aeroderivativas em condições ISO (nível do mar, temperatura de 15 °C e pressão de 1 atm) estão na faixa de 34 %, ao passo que as turbinas industriais apresentam rendimentos médios na faixa de 30 a 32 %.

Diversas modificações podem ser feitas no ciclo Brayton simples para aumentar o seu desempenho. Elas incluem regeneração, resfriamento intermediário e reaquecimento, ou uma combinação dessas três modificações, denominada ciclo composto.

A regeneração é a recuperação de energia térmica (calor) dos gases de exaustão pelo ar comprimido antes de entrar no combustor. A eficiência do ciclo decresce à medida que a relação de pressões aumenta (exatamente o oposto do

ciclo Brayton básico) e, além disso, é dependente das relações de temperatura. A regeneração aumenta a eficiência do ciclo até a relação de pressões na qual a temperatura do ar que sai do compressor é igual à temperatura dos gases de exaustão da turbina. Este tipo de ciclo diminui a temperatura dos gases de exaustão e pode não ser adequado para cogeração.

O resfriamento do ar comprimido entre os estágios de compressão oferece um aumento no trabalho líquido extraído do ciclo, mas diminui a eficiência. Se, além desse resfriamento intermediário, for adicionada à regeneração, a eficiência e o trabalho líquido são melhorados em relação ao ciclo simples.

O reaquecimento requer um segundo combustor entre os estágios de expansão e tem os mesmos efeitos de um resfriamento intermediário, porém são menos pronunciados. Utilizando apenas o reaquecimento, há um aumento na produção de trabalho líquido com um decréscimo na eficiência do ciclo. Entretanto, se for adicionada a regeneração, o trabalho líquido e a eficiência são aumentados comparativamente ao ciclo simples.

A regeneração, o resfriamento intermediário e o reaquecimento, podem ser utilizados simultaneamente no ciclo composto. Este ciclo alcança a maior eficiência nas relações de pressão mais elevadas, mas exige uma maior quantidade de equipamentos e controles adicionais.

2.2.3 Ciclo Combinado

O ciclo combinado é uma combinação dos ciclos da turbina a gás (ciclo Brayton) com o ciclo de turbina a vapor (ciclo Rankine), conforme é mostrado na Figura 2.6. A entalpia ainda disponível nos gases de exaustão da turbina de gás é aproveitada para gerar vapor sob pressão na caldeira de recuperação de calor, o qual irá expandir-se numa turbina a vapor, produzindo mais energia útil. Portanto, a geração de vapor pela caldeira de recuperação está diretamente ligada à vazão e temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás.

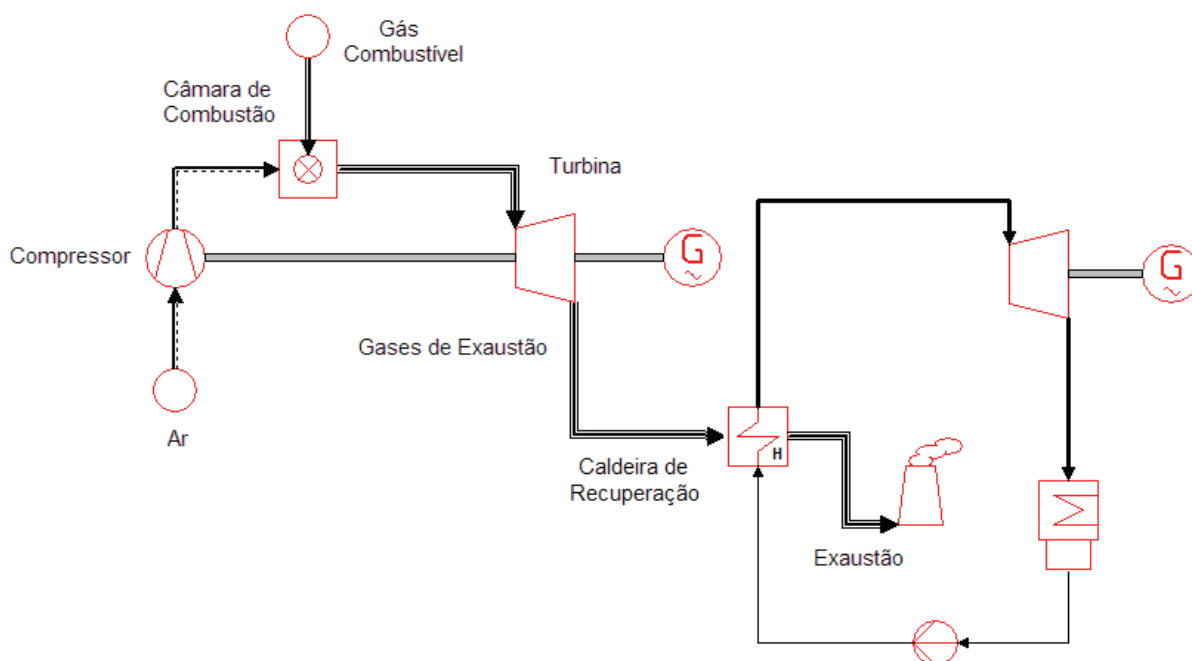


Figura 2.6: Representação esquemática de um ciclo combinado.

2.3 GERAÇÃO DE VAPOR

A utilização do bagaço para geração de vapor em usinas de açúcar ocorre desde o século XIX. Primeiramente, apenas para o processo, o vapor substituiu o fogo que era utilizado diretamente para a concentração do caldo. Depois, passou a ser utilizado também para geração de trabalho mecânico em motores a vapor, que foram abandonados posteriormente, sendo substituídos por turbinas a vapor. Embora haja várias referências de pequenas unidades de geração elétrica, a queima do bagaço com esta finalidade passou a ser significativa apenas no início do século XX.

Os sistemas de geração de vapor com dupla utilização, como fonte de calor e para a produção de potência, têm sido aprimorados aumentando a capacidade de geração, os níveis de pressão, de temperatura e de eficiência. Em usinas brasileiras, a geração de vapor ocorre normalmente entre pressões de 1,8 e 2,1 MPa e entre temperaturas de 280 e 310 °C, para ser utilizada nas turbinas de contrapressão. Nesta configuração, embora haja possibilidades de pequeno excedente de energia para a venda, a produção média de potência é praticamente a mesma, assim como

o consumo da usina. No caso em que se deseja maximizar a geração de potência é essencial que ocorra aumento de pressão e temperatura. Alguns valores sugeridos estão na faixa de 3,2 MPa e 360 °C; 6,0 MPa e 450 °C; 8,0 MPa e 470 °C; ou 10,5 MPa e 525 °C (WALTER, 1994). Para estes níveis de pressão, a geração de potência utilizando sistemas CEST pode aumentar para valores entre 70 e 120 kWh/tc, disponibilizando um excedente de 50-100 kWh/tc para a venda (OGDEN et al., 1990).

Segundo Dixon (1999), a combustão e a geração de vapor são os processos que requerem os maiores investimentos em uma usina de açúcar e, tradicionalmente, o aumento da capacidade tem sido realizada pela instalação de novas caldeiras que, entretanto, impõem um grande e desproporcional gasto econômico nas usinas. Por esta razão, muitas pesquisas estão dirigidas para o desenvolvimento dos componentes da caldeira, procurando maximizar a queima do bagaço, melhorar a utilização do calor radiante no equipamento e aumentar a geração através de novas tecnologias para os queimadores.

Em ciclos a vapor, o bagaço é queimado *in natura* na caldeira, após o processo de extração do caldo, quando possui em média 50 % de umidade. Conforme este teor de umidade decresce, aumenta-se o poder calorífico do bagaço, permitindo maior capacidade na geração de vapor. Isto pode ser feito com a utilização de secadores para o bagaço, aproveitando o calor rejeitado pelo gás da chaminé, que se encontra em níveis de temperatura em que isto é possível. Esta medida, entretanto, deve ser feita observando-se a relação custo-benefício, comparando-se também a utilização do pré-aquecedor do ar de combustão, economizador para a água de alimentação, ou sistemas integrados contendo a utilização simultânea destes dispositivos da caldeira. De forma geral, a secagem do bagaço traz um maior rendimento energético do que o pré-aquecimento do ar, mas os custos são mais elevados. Por esta razão, as análises dos projetos devem ser de forma integrada, incluindo tanto os aspectos energéticos, como os econômicos.

2.4 TECNOLOGIA DE PROCESSO

O consumo de vapor de processo na usina é um fator de grande influência na geração de potência. Para os ciclos a vapor, como o processo normalmente utiliza o vapor na faixa de pressão de 0,25 MPa (abs.), este vapor não pode ser expandido para pressões inferiores. Isto diminui o potencial de geração em turbinas de condensação ou em CEST, que aproveita melhor a exergia e produz mais trabalho.

Segundo Ogden et al. (1990), tanto para os ciclos envolvendo tecnologias de turbinas a gás, como para turbinas de extração-condensação, o menor consumo de vapor de processo permite uma maior capacidade de geração de potência. Coelho (1992) considera que os investimentos na redução do consumo de vapor são uma variável importante no planejamento da usina, enquanto Bowel (1996) ressalta que é essencial a implementação de medidas de economia de energia, como eliminação de vazamentos de água, vapor e condensados e a redução do consumo de eletricidade ao mínimo. Já para Srivastava (1997), as medidas de conservação de energia não são compulsórias, mas aumentam a viabilidade das plantas de cogeração, pois após a determinação do consumo e do investimento em algum tipo de turbina, esta configuração não pode ser alterada facilmente.

Para uma eficiente integração do processo de produção, algumas operações do processo que são mais significativas em termos de consumo energético global na planta são apresentadas nas seções seguintes, descrevendo-se possíveis medidas a serem adotadas para a redução do consumo de vapor.

2.4.1 Adição de Água Durante a Extração do Caldo

A extração do caldo da cana pode ser realizada basicamente de duas maneiras, através das moendas ou dos difusores. Embora a mais tradicional e utilizada forma seja a moagem, em determinadas regiões a difusão também é bastante utilizada, como é o caso da África. Alguns processos alternativos têm sido desenvolvidos, buscando sempre melhores índices de extração, com menores

consumos globais para o processo, seja de energia térmica, potência mecânica ou de água.

De forma geral, quanto maior o teor de fibra da cana, maior deve ser o teor de adição da água (embebição) durante a extração do caldo. A maior taxa de embebição permite uma melhor extração da sacarose. Na questão de capacidade dos equipamentos e consumo energético, quanto maior a quantidade de água adicionada necessita-se de uma maior capacidade de tratamento e mais reagentes. Na evaporação e destilação, todo volume de água adicionada deverá ser removido posteriormente, e exigirá maior consumo de vapor de aquecimento (IPT, 1990).

2.4.2 Moagem

No Brasil, a forma mais utilizada para a extração do caldo da cana se dá através das moendas, que são unidades constituídas por ternos. Os ternos são conjuntos constituídos por 3 rolos formando um triângulo (rolo de entrada, de saída e superior), que esmagam a cana que passa a uma determinada velocidade e deslocam o caldo contido na mesma. Atualmente um quarto rolo (de pressão) tem sido bastante utilizado para auxiliar a alimentação do terno. A fim de obter a maior extração possível de caldo, a cana passa sucessivamente por vários ternos na moenda (4 a 7), mas como já no primeiro terno a quantidade de caldo, que era de 7 partes para cada 1 de fibra, cai para uma relação de 2 a 2,5, o processo de embebição é utilizado, diluindo o caldo residual e aumentando a extração de sacarose para o próximo terno. Isto permite a extração de 92 a 96 % da sacarose para a produção de açúcar e álcool e bagaço com umidade final de aproximadamente 50 %. A embebição pode ser simples, composta ou com recirculação, aumentando a eficiência e a complexidade da primeira para a terceira. A mais utilizada é a embebição composta (Figura 2.7), em que a água é adicionada apenas nos dois últimos ternos, enquanto o caldo extraído nos mesmos alimenta o terno anterior aos mesmos. O caldo deste terno é utilizado no outro anterior a ele e, assim, sucessivamente, sendo que, normalmente, o caldo proveniente dos dois primeiros ternos é utilizado para a fabricação do açúcar e do álcool (IPT, 1990).

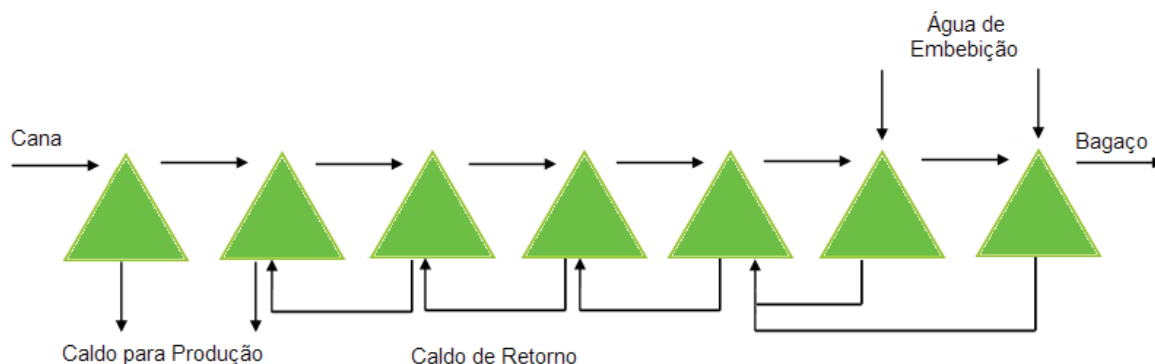


Figura 2.7: Sistema de moagem com embebição composta.

2.4.3 Difusor

No difusor de cana de açúcar, a sacarose é extraída exclusivamente por um processo de lavagem repetitiva, passando por diluição para a solução de menor concentração. Esta é basicamente a razão principal da necessidade de um excelente preparo de cana, para que seja possível a água entrar em contato com o maior número de células abertas e, assim, alcançar os elevados índices de extração no difusor. Um esquema do processo de difusão é apresentado na Figura 2.8.

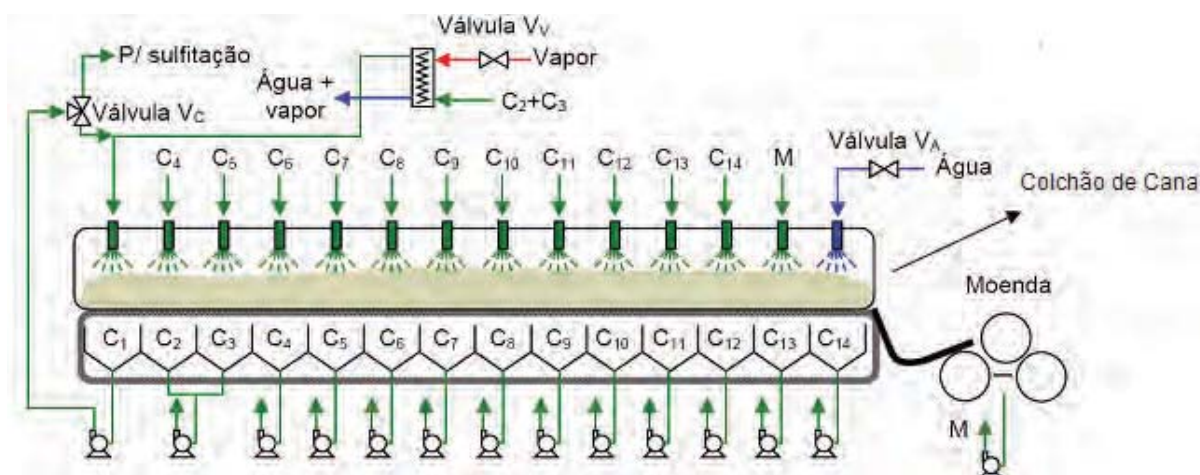


Figura 2.8: Esquema de um difusor
(Fonte: UNI-SYSTEMS).

A água de embebição é alimentada na parte final do difusor, próximo da saída do bagaço, a uma temperatura entre 75 e 90 °C; um aquecedor por contato direto

com vapor controlado automaticamente permite manter a adequada temperatura da água. A embebição é a seguir enviada a uma canaleta transversal que cobre toda a largura do difusor e é uniformemente distribuída sobre a camada de cana que atravessa os 14 captadores. Por baixo da camada, o fundo do difusor é formado por 14 recipientes justapostos, os quais recebem o caldo que atravessou a camada de cana (o estrado do transportador é formado por uma grade que deixa passar apenas o caldo).

Uma bomba coleta o caldo retido no recipiente e o envia ao distribuidor anterior, de modo que o caldo retrocede de recipiente em recipiente desde a extremidade de saída até a extremidade de entrada da cana no difusor, desta forma a circulação dos caldos é feita em contracorrente com o bagaço, permitindo, assim, a manutenção de um diferencial de concentração entre as soluções praticamente constantes ao longo do difusor. Assim, a concentração do caldo aumenta sua concentração gradualmente até atingir seu máximo o captador situado junto à entrada da cana no difusor, de onde é bombeado para peneiramento e daí para o processo. Analogamente, o bagaço que segue em direção à parte final do difusor tem sua concentração de sacarose diminuída gradualmente, como pode ser verificado pela curva de concentração apresentada na Figura 2.9.

Neste processo, o bagaço que sai do difusor ainda está encharcado, assim ele passa ainda por uma moenda que tem como finalidade retirar o excesso de água de modo que o bagaço possa ser utilizado nas caldeiras para geração de energia. O caldo enviado à sulfitação corresponde a uma parcela do caldo coletado no primeiro recipiente. O restante do caldo do primeiro recipiente é despejado sobre a cana do transportador.

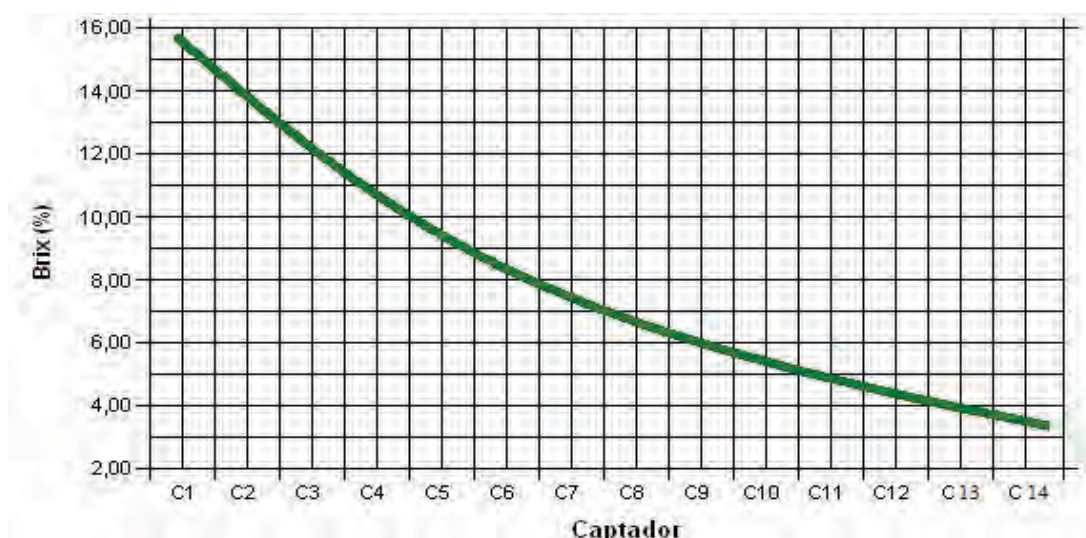


Figura 2.9: Curva típica de concentração no difusor
(Fonte: UNI-SYSTEMS).

Nas Figuras 2.10 a 2.15 são mostradas algumas fotos de difusores instalados em algumas usinas sucroalcooleiras, bem como as suas respectivas capacidades de processamento de cana por dia.



Figura 2.10: Difusor da Usina Vale do Rosário com capacidade de 12.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).



Figura 2.11: Difusor da Usina Cevasa com capacidade de 6.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).



Figura 2.12: Difusor da Usina Vale do Paranaíba com capacidade de 8.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).



Figura 2.13: Difusor da Usina Vertente com capacidade de 10.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).



Figura 2.14: Difusor da Usina Dracena com capacidade de 6.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).



Figura 2.15: Difusor da Usina São João de Araras II com capacidade de 12.000 t de cana por dia.
(Fonte: UNI-SYSTEMS).

2.4.3.1 Características Operacionais

O difusor de cana é basicamente um condutor de bagaço de taliscas com um fundo fixo de chapas perfuradas; as taliscas são articuladas sobre os elos de correntes especiais. Embaixo das chapas perfuradas estão diversos compartimentos transversais semi-cilíndricos que captam o caldo extraído da cana; cada captador é dotado de uma bomba de recirculação que alimenta uma calha de embebição situada dentro do corpo do difusor e acima do colchão de cana. O difusor é projetado de maneira tal que a cana é alimentada uniformemente e a altura do colchão é mantida constante.

A seção de saída do difusor é dotada de um rolo flutuante que proporciona

um selo hidráulico em toda a largura do difusor e também permite que a umidade do bagaço na saída do corpo do difusor não exceda 80 %. A esteira transversal de saída deposita o bagaço em um condutor intermediário de arraste que, por sua vez, alimenta o sistema desaguador de dois rolos. Este sistema é projetado para eliminar o excesso de água contido no bagaço, evitando a inundação da moenda de secagem e permitindo que o bagaço na entrada da moenda tenha umidade inferior a 72 %. Como a quantidade de água a ser eliminada neste passo não é grande, a utilização de dois rolos com pouca pressão permite significativa economia de energia para o seu acionamento, que é individual para cada rolo e composto de um redutor planetário e um motor elétrico com inversor de frequência.

O sistema desaguador descarrega o bagaço em um segundo condutor intermediário de arraste que alimenta uma moenda convencional de quatro rolos, que deve ser projetado para suportar elevadas pressões hidráulicas. Esta moenda permite baixar a umidade do bagaço que vai para as caldeiras até cerca de 50 %. A água extraída no sistema desaguador e na moenda, contendo ainda traços de sacarose, é coletada em um tanque e bombeada de volta ao difusor.

O colchão de bagaço se move no interior do corpo do difusor até o ponto de descarga, onde é fragmentado por um descarregador rotativo e segue por uma esteira de saída transversal. Devido ao seu peso próprio e à recirculação de caldo, o colchão de bagaço tende a compactar-se, o que poderia criar problemas de inundação com a conseqüente queda de rendimento. Para evitar esse inconveniente, o difusor é dotado de duas baterias transversais de roscas sem-fim verticais que erguem o bagaço e diminuem sua densidade aparente, conforme mostrado na Figura 2.16.

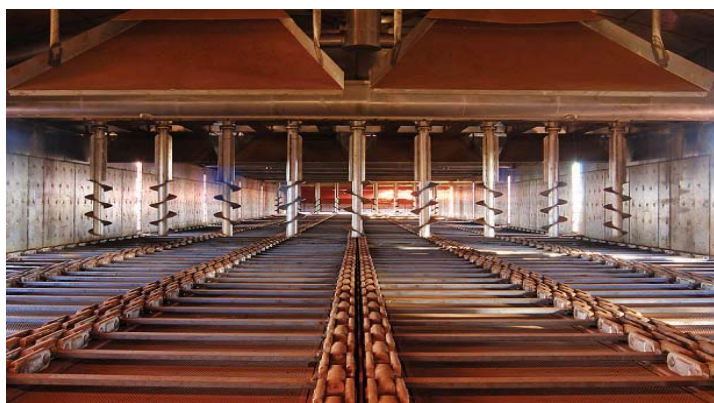


Figura 2.16: Vista interna de um difusor
(Fonte: UNI-SYSTEMS).

2.4.3.2 Especificações Técnicas e Modelos

As capacidades e especificações técnicas de alguns modelos de difusores fabricados pela UNI-SYSTEMS são mostradas nas Tabelas 2.1 e 2.2, respectivamente.

Tabela 2.1: Desempenho dos difusores.

Modelo	Extração (Pol%)			
	97,0	98,0	98,5	98,5
	Capacidade – Toneladas de Cana por Dia (TCD)			
CDU-2W30	6.000	4.000	3.000	2.000
CDU-4W70	10.040	8.060	6.080	3.000
CDU-5W80	12.580	10.120	7.660	4.000
CDU-6W100	14.000	12.120	9.160	5.000

Tabela 2.2: Especificações técnicas dos difusores.

Parâmetro	Especificação
Capacidade	Até 80 toneladas de fibra por hora (TFH)
Distância entre centros dos eixos	61,5 metros
Largura	Compatível com sua capacidade
Tempo de retenção	Aproximadamente 50 minutos
Altura do colchão de bagaço	0,8 a 1,6 metros
Velocidade linear das correntes	1 metro/min
Consumo total de energia	16,6 HP/TFH
Embebição	250 a 300 % fibra
Temperatura em operação	75 a 90°C
Consumo de vapor de baixa pressão	6 a 100 kg vapor/TFH
Extração de sacarose	Até 98,5 %
Umidade final do bagaço	45 a 51 %
Índice de células abertas	89 % mínimo

2.4.3.3 Viabilidade Econômica na Substituição de Moendas

Para se fazer uma análise da viabilidade da instalação do difusor, de início deve ser elaborado um novo balanço de matéria e energia para adequar o processo existente às implicações associadas com a integração de um difusor. Uma análise completa da fábrica existente é fundamental para avaliar as mudanças necessárias e o investimento de capital correspondente. Em detalhes:

- Deve ser verificado se os equipamentos existentes na fábrica estão preparados com capacidade extra para a maior quantidade de sacarose.
- Deve ser revisado o balanço de vapor para verificar se existe vapor de escape disponível e suficiente para o aquecimento do corpo do difusor, a quantidade aproximada é de 10 % acima da quantidade de cana processada em toneladas.
- Deve ser verificado se os turbogeradores existentes têm capacidade extra para suportar o fluxo adicional de vapor vivo que antes era usado nas turbinas de acionamento das moendas e, se for o caso, avaliar o capital adicional necessário para a instalação de novos turbogeradores.
- Deve ser modificado o sistema de alimentação da caldeira para que possa receber bagaço com fibra mais longa e o sistema de cinzas deve ser capaz de manusear uma quantidade maior desse resíduo.

2.4.3.4 Vantagens do Difusor

Resultados práticos mostram que o percentual de polarização em massa (Pol), que indica o teor de sacarose aparente no bagaço originário do difusor, diminui consideravelmente, chegando até 0,7 %, e, na maioria dos casos, menor de 1,0 %. O ganho de 1 % de Pol do bagaço representa um aumento na renda operacional de aproximadamente US\$ 750,00 por cada 1.000 toneladas de cana processada pelo difusor, baseando-se em um preço médio do açúcar de US\$ 215,00/ton. Assim, uma usina que mói 2.000.000 toneladas de cana por safra, aumentará sua renda de açúcar em US\$ 1.500.000,00.

O difusor usa apenas 3 % da energia mecânica total necessária por um *tandem* convencional de moendas de seis ternos acionados por turbinas de simples estágio. Considerando um teor de fibra de 12,5 % na cana, essa economia representa um ganho de aproximadamente 10 MW por cada 1.000 toneladas de cana processada pelo difusor. Assim, uma usina que mói 2.000.000 toneladas de cana por safra, aumentará sua renda em cogeração em US\$ 600.000,00 considerando a energia ao preço de venda de US\$ 30/MW, reduzindo em aproximadamente 70 % os custos com as linhas de vapor vivo e condensado. Uma economia média de 10 a 15 % no investimento de capital é esperada com a instalação completa do difusor (incluindo os rolos desaguadores e o terno de moenda de secagem) se comparado com um *tandem* de moenda de mesma capacidade. Além disso, o difusor requer 40 % menos de capacidade instalada para aquecimento e clarificação de caldo e filtragem de lodo.

Um difusor não necessita das pesadas fundações de concreto, típicas de um *tandem* de moenda, e reduz em aproximadamente 70 % os custos com as linhas de vapor vivo e condensado. Os custos de manutenção médios para um difusor completo com os rolos desaguadores e terno de moenda de secagem correspondem entre 35 e 40 % do custo médio requerido para um *tandem* de moenda convencional de mesma capacidade.

Um painel de controle central permite que o processo seja controlado por um único operador por turno. A aplicação de eletrodos nos componentes de moenda é reduzida em 80 % e os gastos com lubrificantes são reduzidos em 25 %.

A alimentação de cana-de-açúcar não é uniforme na esteira principal, sendo que as flutuações diárias no fornecimento de cana e as rápidas mudanças no conteúdo de fibra são toleradas facilmente pelo difusor. Os erros humanos são minimizados. O difusor mantém constante o seu desempenho numa faixa entre 40 e 120 % da sua capacidade nominal. Se for necessário, o difusor permite uma moagem ainda superior, porém com uma pequena perda na extração, sendo essa perda ainda muito menor do que ocorreria com um *tandem* de moenda.

Não há nenhuma parte móvel em um difusor, com exceção das correntes, taliscas e o acionamento principal. Os aquecedores são fornecidos com área de transferência de calor maior, para permitir limpeza e manutenção sem necessidade de parada durante a operação. Não há tempo perdido em um difusor, o que significa em muitos casos tempo de safra. A continuidade operacional típica para um difusor

varia entre 98 e 100 %. O corpo fechado e selado do difusor, a ausência de elementos rotativos pesados e o limitado uso de lubrificantes, aumentam significativamente a segurança e a limpeza do local de trabalho. O ruído é 100 % reduzido para níveis mais toleráveis.

Ao contrário do *tandem* de moenda, que sofre desgaste paulatino de seus componentes (rolos, pentes, bagaceiras, etc.) durante a safra, reduzindo a eficiência de extração, o difusor mantém seu rendimento por não sofrer desgastes deste tipo. Os resultados obtidos com difusor mostram uma natural tendência na redução das infecções no caldo, resultado da alta temperatura interna do equipamento e do controle automático do pH. Assim, mesmo a porcentagem dos açúcares invertidos no processo de extração no difusor é menor que na moenda.

3 CONCEITOS TERMODINÂMICOS

3.1 ANÁLISE ENERGÉTICA

3.1.1 *Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica*

A análise de sistemas e processos pela Primeira Lei da Termodinâmica baseia-se na conservação da energia e massa. As equações que representam os processos são ajustadas para volumes de controle com fluxo de massa em cada subsistema que compõe o ciclo.

A lei da conservação da massa inclui somente a análise do fluxo de massa que está entrando e saindo do volume de controle, desconsiderando a variação de massa no interior do mesmo, pois se trata de operação em regime permanente. Dessa forma, a Equação (3.1) indica que a taxa total do fluxo de massa entrando no volume do controle é igual à taxa total do fluxo de massa que sai do volume do controle:

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (3.1)$$

sendo:

$\dot{m}_e$: vazão mássica entrando no volume de controle (kg/s);

$\dot{m}_s$: vazão mássica saindo do volume de controle (kg/s).

A Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controle (VC) pode ser escrita como (BEJAN, 1988):

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) = 0 \quad (3.2)$$

sendo:

g : aceleração gravitacional (m/s^2);

h_e : entalpia específica na entrada do VC (kJ/kg);

h_s : entalpia específica na saída do VC (kJ/kg);

$\dot{Q}_{v.c.}$: taxa de transferência de calor no VC (kW);

V_e : velocidade do fluxo de massa na entrada do VC (m/s);

V_s : velocidade do fluxo de massa na saída do VC (m/s);

$\dot{W}_{v.c.}$: potência no VC (kW);

Z_e : cota na entrada do VC em relação a uma referência (m);

Z_s : cota na saída do VC em relação a uma referência (m).

Considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, a Equação (3.2) pode ser reescrita na seguinte forma (BEJAN, 1988):

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (3.3)$$

3.1.2 *Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica*

A Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle, considerando o processo em regime permanente, pode ser representada pela seguinte equação (BEJAN, 1988):

$$\dot{S}_{ger, v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.,i}}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3.4)$$

sendo:

s_e : entropia específica na entrada do VC (kJ/kgK);

s_s : entropia específica na saída do VC (kJ/kgK);

T_i : temperatura superficial do VC (K);

$\dot{S}_{ger, v.c.}$: taxa de geração de entropia no VC (kW/kgK).

A entropia pode ser usada para prever se um processo qualquer que envolve iterações de energia pode ocorrer ou, ainda, se os sentidos dos processos de transferência do calor são possíveis. Também se pode dizer que a Segunda Lei da Termodinâmica governa os limites de conversão entre diferentes formas de energia.

3.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

3.2.1 *Conceito de Exergia*

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 vinculam estreitamente a aplicação da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

No centro da análise está o conceito de exergia, segundo o critério de Szargut, Morris e Steward (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 ambiente.

Assim, para sistemas energéticos cujos fluxos operam com parâmetros fora das condições do ambiente de referência, a exergia pode ser entendida como a parte da energia que pode ser transformada em trabalho mecânico de forma reversível e útil, 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.

Como a exergia é função de propriedades de dois estados, uma vez fixado o ambiente de referência, pode-se utilizá-lo para calcular a exergia de qualquer outro estado. Sendo uma propriedade termodinâmica, a variação de exergia entre dois estados será independente do processo seguido para alcançar um a partir do outro.

Isto permite, por sua vez, definir uma trajetória composta por vários processos para separar a variação total de exergia no somatório de vários termos.

Szargut, Morris e Steward (1988), Kotas (1985) e outros autores propõem a seguinte relação para o cálculo da exergia:

$$b_t = b_{fis} + b_{qui} \quad (3.5)$$

sendo:

b_{fis} : exergia física específica (kJ/kg);

b_{qui} : exergia química específica (kJ/kg).

A exergia física de um fluxo é calculada com base num estado de referência restrito (P_0, T_0) onde há equilíbrio térmico e mecânico com o meio, através da seguinte equação:

$$b_{fis} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.6)$$

Para haver equilíbrio completo com o meio, o sistema deve estar também em equilíbrio químico com ele. O trabalho que pode ser obtido através de um processo reversível que leva o sistema do estado de referência restrito até o estado de referência onde há equilíbrio completo (“estado morto”), é a exergia química, definida por:

$$b_{qui} = \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (3.7)$$

sendo:

$\mu_{0,i}$: potencial químico de referência do elemento (T_0, P_0);

μ_i : potencial químico do elemento na mistura (T_0, P_0);

x_i : fração do componente na mistura.

Logo, a exergia total (b_t) pode ser representada por:

$$b_t = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (3.8)$$

3.2.2 Balanço de Exergia

A combinação entre a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. Considere o sistema da Figura 3.1 que num certo instante pode estar em contato térmico com vários reservatórios térmicos de temperaturas T_i ($i = 1, 2, 3, \dots, n$). A atmosfera, representada pelo reservatório térmico a P_0 e T_0 , tem um papel especial na instalação. A potência ($\dot{W}$) representa a combinação de todos os modos possíveis de transferência de trabalho ($P dV/dt, \dot{W}_{\text{mecânico}}, \dot{W}_{\text{elétrico}}, \dot{W}_{\text{magnético}}$).

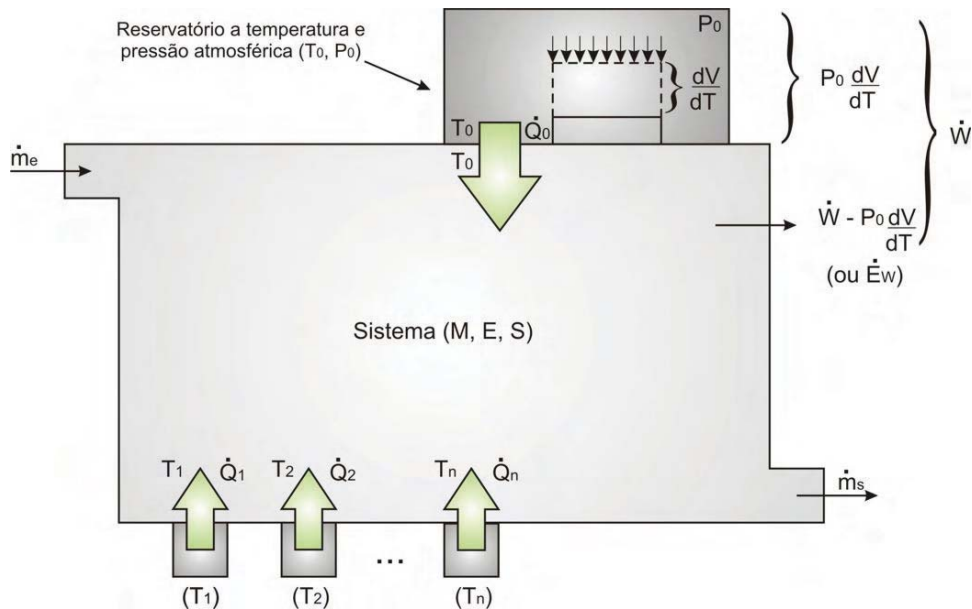


Figura 3.1: Sistema aberto em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos.

Com referência ao sistema aberto definido na Figura 3.1 e desprezando as mudanças de energia cinética e potencial, pode-se escrever a Primeira e a Segunda Lei da seguinte forma (BEJAN, 1988):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_s \dot{m} h - \sum_e \dot{m} h = 0 \quad (3.9)$$

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_e \dot{m} s + \sum_s \dot{m} s \geq 0 \quad (3.10)$$

Eliminando $\dot{Q}_0$ das Equações (3.9) e (3.10), encontra-se que a potência ($\dot{W}$) depende explicitamente do grau de irreversibilidade termodinâmica do sistema ($\dot{S}_{ger}$), como segue:

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.11)$$

Assim, a Equação (3.11) pode ser expressa como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.12)$$

Na qual, tem-se:

$$\dot{W}_{rev} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) \quad (3.13)$$

Pode-se fazer a diferença entre a taxa de transferência de trabalho reversível e a taxa de transferência de trabalho real, resultando a taxa de transferência de trabalho perdido ou taxa de exergia destruída ($\dot{W}_{perd}$), conforme segue:

$$\dot{W}_{perd} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (3.14)$$

A expressão $\dot{W}_{perd} = T_0 \dot{S}_{ger}$ é conhecida como Teorema do Trabalho Perdido de "Gouy-Stodola".

Sob a ótica da Segunda Lei da Termodinâmica, a adoção da hipótese de processo adiabático pode ser uma condição útil para a identificação de irreversibilidades internas que não estão associadas às medições de calor na fronteira do volume de controle (KOTAS, 1985).

Para os processos que envolvem transferência de calor, a seleção da superfície de controle é importante para a determinação das perdas exergéticas

associadas ao termo de transferência de calor na equação do balanço exergético e da exergia destruída ou irreversibilidade (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

Quando a fronteira do volume de controle posiciona-se suficientemente distante do equipamento onde ocorre a interação de calor, o termo de exergia associado a este calor transferido se anula, já que a temperatura da fronteira é a mesma do meio. Neste caso, a redução de exergia de fluxo na saída do volume de controle é computada como uma irreversibilidade interna ou exergia destruída, ao invés de exergia perdida. Por este motivo, a seleção da fronteira para análise do volume de controle é importante quando se pretende identificar as reais possibilidades de aumento de eficiência térmica de um processo, diferenciando-se as irreversibilidades intrínsecas daquelas que poderiam ser evitadas.

3.2.3 Exergia do Bagaço de Cana

Para o cálculo da exergia específica do bagaço da cana ($b_{\text{bagaço}}$) é utilizada a equação apresentada por Szargut, Morris e Steward (1988), que leva em conta a correlação entre a exergia química e o poder calorífico inferior do combustível, considerando a relação entre as frações em massa de oxigênio e carbono, a composição elementar do combustível, e o conteúdo de cinza e de umidade, conforme segue:

$$b_{\text{bagaço}} = \beta(\text{PCI}_{\text{bagaço}} + L_{\text{água}} Z_{\text{água}}) + b_{\text{água}} Z_{\text{água}} \quad (3.15)$$

sendo:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160\left(\frac{Z_{\text{H}_2}}{Z_{\text{C}}}\right) - 0,2499\left(\frac{Z_{\text{O}_2}}{Z_{\text{C}}}\right)\left[1 + 0,7884\left(\frac{Z_{\text{H}_2}}{Z_{\text{C}}}\right)\right] - 0,0450\left(\frac{Z_{\text{N}_2}}{Z_{\text{C}}}\right)}{1 - 0,3035\left(\frac{Z_{\text{O}_2}}{Z_{\text{C}}}\right)} \quad (3.16)$$

onde:

β : função das frações de massa dos componentes do bagaço (%);

Z_{H_2} : fração em massa de hidrogênio no bagaço (6,4%);

Z_{O_2} : fração em massa de oxigênio no bagaço (43,3%);

Z_{N_2} : fração em massa de nitrogênio no bagaço (0,0%);

Z_C : fração em massa de carbono no bagaço (46,3%);

$Z_{\text{água}}$: fração em massa de água no bagaço úmido (50%);

$PCI_{\text{bagaço}}$: poder calorífico inferior do bagaço (7.736 kJ/kg);

$L_{\text{água}}$: entalpia de vaporização da água (2.442 kJ/kg);

$b_{\text{água}}$: exergia química da água líquida (50 kJ/kg).

A fração em massa de água é considerada 50 % para o bagaço úmido, as demais frações em massa dos outros elementos químicos são apresentadas na Tabela 3.1 (SZARGUT; MORRIS; STEWARD, 1988).

Tabela 3.1: Frações em massa dos elementos químicos no bagaço de cana.

Elemento Químico	Fração em Massa (%)
Carbono	46,3
Oxigênio	43,3
Hidrogênio	6,4
Nitrogênio	0,0

3.2.4 Eficiências Térmicas pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica

A eficiência termodinâmica baseada na primeira lei (η_I) relaciona o trabalho realizado no volume de controle com o trabalho produzido em um processo hipotético isoentrópico desde o mesmo estado de entrada até a mesma pressão de saída. Um processo pode ser chamado de isoentrópico se a entropia é constante durante o processo, para que isso ocorra necessariamente o processo tem que ser adiabático e reversível. A Equação (3.17) mostra a eficiência com base na primeira lei:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m} \Delta h_{iso}} \quad (3.17)$$

sendo:

Δh_{iso} : diferença entre as entalpias de entrada e saída do volume de controle, para processo isoentrópico (kJ/kg);

$\dot{m}$: vazão mássica (líquido ou vapor) no volume de controle (kg/s).

Associado ao uso da análise de exergia foi desenvolvido o conceito de eficiência determinada a partir do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica (η_{II}). Esse conceito envolve a comparação da taxa de transferência de trabalho real produzido no processo com a variação de exergia avaliada entre o estado real de entrada e o estado real de saída, conforme segue:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m}(b_e - b_s)} \quad (3.18)$$

No caso específico das caldeiras, as eficiências de primeira e segunda lei são calculadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_s h_s - \dot{m}_e h_e}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_s b_s - \dot{m}_e b_e}{\dot{m}_{comb} b_{comb}} \quad (3.20)$$

sendo:

h_s : entalpia específica na saída da caldeira (kJ/kg);

h_e : entalpia específica na entrada da caldeira (kJ/kg);

b_s : exergia específica na saída da caldeira (kJ/kg);

b_e : exergia específica na entrada da caldeira (kJ/kg);

b_{comb} : exergia específica do bagaço da cana (kJ/kg);

$\dot{m}_s$: vazão mássica na saída da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_e$: vazão mássica na entrada da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_{comb}$: vazão mássica de combustível consumido na caldeira (kg/s);

PCI_{comb} : poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

3.2.5 Índices de Desempenho de Sistemas de Cogeração

A avaliação do desempenho de uma planta de cogeração baseado na Primeira Lei da Termodinâmica é um procedimento que implica na comparação de produtos de diferentes propriedades termodinâmicas, tais como calor e potência produzida.

Os perfis de demanda de eletricidade e de energia térmica são aspectos importantes no dimensionamento de sistemas de cogeração. 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 cogeradoras (SÁNCHEZ PRIETO, 2003).

Na caracterização dos índices de desempenho, vários são os indicadores, sendo uma prática comum avaliar a eficiência dos sistemas de cogeração através da chamada Eficiência de Primeira Lei ou Fator de Utilização de Energia (FUE). Este parâmetro é a relação entre a energia térmica ou eletromecânica aproveitada no ciclo e a energia do combustível gasto para na geração do vapor, conforme segue:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_u}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (3.21)$$

sendo:

$\dot{Q}_U$: fluxo de calor útil para o processo (kW);

$\dot{W}$: potência produzida (kW);

$\dot{m}_{comb}$: vazão mássica de combustível (kg/s);

PCI: poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

Deve ser levado em conta que este e outros índices avaliam quantidade 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, significando que o fator FUE pode, em alguns casos, não ser considerado, ou fornecer informação incompleta sob o sistema avaliado.

O Índice de Poupança de Energia (IPE) refere-se à economia de energia de combustível obtida por sistemas de cogeração em comparação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmica e é definido como:

$$IPE = \frac{\dot{m}_{comb} PCI}{\frac{\dot{W}}{\eta_{term_ref}} + \frac{\dot{Q}_U}{\eta_{cald_ref}}} \quad (3.22)$$

sendo:

η_{term_ref} : eficiência térmica de uma planta de potência de referência (adotada 40 %);

η_{cald_ref} : eficiência térmica de caldeiras que produzem apenas vapor saturado (adotada 77 %).

Segundo a Equação (3.22), quanto menor o IPE do combustível, melhor será o desempenho do sistema tendo como referência as eficiências adotadas. Logo, a quantidade de Energia a Economizar (EEC), devido à cogeração, é dada pela equação:

$$EEC = 1 - IPE \quad (3.23)$$

O Índice de Geração de Potência (IGP) é o critério definido para calcular separadamente a eficiência da geração de potência, descontando no insumo de energia aquela utilizada para fins puramente de aquecimento, sendo dado por:

$$IGP = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI} - \dot{Q}_U / \eta_{\text{cald}}} \quad (3.24)$$

sendo:

η_{cald} : eficiência térmica das caldeiras da unidade.

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 dada quantidade de calor utilizada no processo. É por isso que um critério importante num sistema de cogeração é a Razão Potência/Calor (RPC):

$$RPC = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_U} \quad (3.25)$$

3.2.6 Índices de Cogeração Propostos pela ANEEL

No Brasil, a ANEEL estabeleceu, através da resolução N° 21 de 21 de janeiro de 2000, os requisitos necessários para o credenciamento de centrais cogeradoras de energia, mediante o cumprimento das inequações abaixo:

$$E_t \geq 0,15 E_c \quad (3.26)$$

$$\frac{E_e + E_t/x}{E_c} \geq F_c \quad (3.27)$$

sendo:

E_c : energia disponibilizada pelo combustível (ou combustíveis) nos últimos doze meses, com base no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados, em MWh;

Ee: energia eletromecânica resultante do somatório de trabalho e energia elétrica gerados nos últimos doze meses, em MWh;

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

Fc: fator de cogeração;

x: fator de ponderação.

Os valores de x e Fc são definidos em função da potência elétrica instalada na central de cogeração e do combustível principal, conforme a Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Valores de X e Fc em função da potência e do combustível.

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
Acima de 5 MW e até 20 MW	1,86	0,51	2,14	0,37
Superior a 20 MW	1,74	0,54	1,88	0,42

3.2.7 Definições de Parâmetros Importantes em Usinas Sucroalcooleiras

A fonte de energia das caldeiras que operam nas plantas de vapor de uma usina sucroalcooleira é o bagaço de cana. Assim, o sistema térmico como um todo tem forte dependência da quantidade disponível e das características do bagaço, ou seja, variações na massa disponível e nas propriedades do bagaço provocam variações na quantidade e qualidade do vapor gerado nas caldeiras.

O principal parâmetro para avaliar a qualidade do bagaço é sua umidade, pois quanto mais úmido o bagaço, menor seu poder calorífico inferior (PCI) e, portanto, menor a energia disponível para uma mesma quantidade de combustível.

O PCI é a quantidade de energia térmica transferida pelo combustível com a água presente nos produtos de combustão no estado vapor, ao contrário do Poder Calorífico Superior (PCS), que é a quantidade de energia térmica transferida pelo combustível com a água presente nos produtos de combustão no estado líquido.

A Figura 3.2 mostra o poder calorífico inferior do bagaço com 3 % de teor de açúcar, para diferentes valores de umidade (HUGOT, 1969). Vale ressaltar que o PCI do bagaço depende do teor de açúcar, porém ele é pouco sensível com a variação do teor de açúcar.

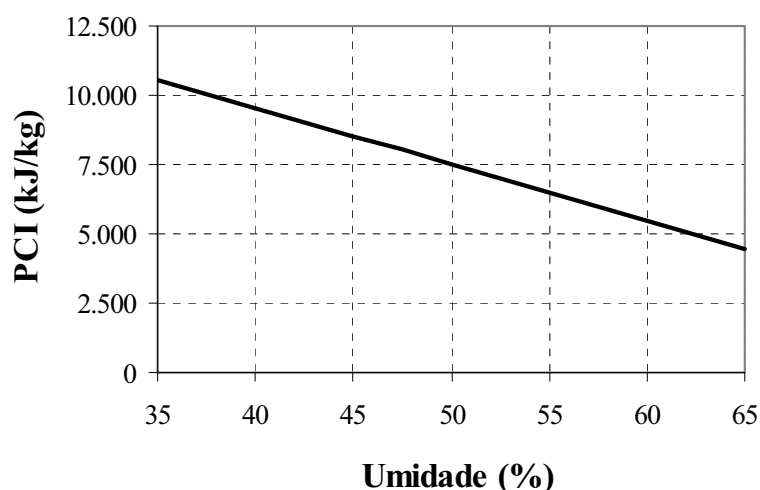


Figura 3.2: Poder calorífico inferior do bagaço com 3 % de teor de açúcar, para diferentes valores de umidade.

Além de diminuir o PCI do bagaço, a alta umidade do bagaço também interfere na sua queima na caldeira. Em caldeiras convencionais aquatubulares, a umidade do bagaço acima de 51 % prejudica a combustão, pois dificulta a queima.

Outro parâmetro importante está associado à eficiência das caldeiras, a qual é calculada de acordo com a Equação (3.19). Tal parâmetro é o consumo específico de bagaço ou a relação bagaço-vapor (R_{bagvapor}), ou seja, a quantidade de bagaço que é necessário para se produzir um kg de vapor na pressão e temperatura desejada. Assim, tem-se:

$$R_{\text{bagvapor}} = \frac{\dot{m}_{\text{bag}}}{\dot{m}_{\text{vapor}}} \quad (3.28)$$

Utilizando as Equações (3.21) e (3.28) e considerando o processo em regime permanente, pode-se chegar à Equação (3.29), que mostra a relação direta entre a eficiência da caldeira com a relação bagaço-vapor:

$$\eta_I = \frac{h_{\text{vapor}} - h_{\text{água}}}{R_{\text{bagvapor}} \text{PCI}_{\text{bag}}} \quad (3.29)$$

Assim, informar a eficiência de uma caldeira é a mesma coisa que informar a relação entre a quantidade de bagaço consumido e o vapor produzido.

Analogamente à Equação (3.29), é obtida a Equação (3.30) com base na segunda lei da termodinâmica:

$$\eta_{II} = \frac{B_{\text{vapor}} - B_{\text{água}}}{R_{\text{bagvapor}} B_{\text{bag}}} \quad (3.30)$$

Conhecido o valor de projeto do consumo específico de bagaço por unidade de vapor gerado numa caldeira, pode-se determinar seu consumo de bagaço para uma determinada produção de vapor, conforme mostrado na Equação (3.28).

Algumas outras relações são usuais na comparação de plantas do setor sucroalcooleiro. No que diz respeito à demanda térmica de processo de fabricação de açúcar e álcool, a relação vapor-cana moída (R_{vapcana}) representa a energia térmica que está sendo usada no processo e é dada em kg de vapor por tonelada de cana moída. O objetivo das plantas é reduzir esse número, ou seja, conseguir processar o caldo da cana com a menor demanda de vapor possível. Barreda Del Campo (1996) considerou 500 kg de vapor por tonelada de cana no seu trabalho. Números mais baixos indicam que o balanço térmico é melhor que outros que têm esse número maior. A Equação (3.33) ilustra o cálculo dessa relação para uma determinada quantidade de cana moída ($\dot{m}_{\text{cana}}$) dada na mesma base de tempo da vazão mássica de vapor.

$$R_{\text{vapcana}} = \frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{m}_{\text{cana}}} 1000 \quad (3.31)$$

A vazão mássica de vapor a ser considerada é a produção da caldeira somada à quantidade de água injetada nos dessuperaquecedores, que tem o objetivo de deixar a temperatura do vapor de escape mais próxima da saturação para que a troca térmica seja mais eficiente. Energeticamente não há nenhuma perda de energia, pois a diminuição de energia em função do abaixamento da temperatura é compensada pela vazão mássica que entra no dessuperaquecedor aumentando a vazão de vapor.

Segundo Hugot (1969), o vapor superaquecido pode ter um coeficiente de troca térmica 125 vezes menor que o vapor saturado, por isso o interesse do vapor de processo ser saturado. Analogamente à relação R_{vapcana} , pode-se caracterizar a relação da energia elétrica gerada em kWh por tonelada de cana moída ou $R_{\text{potelecana}}$. Esse número difere de usinas que têm turbinas nos acionamentos mecânicos para aquelas que utilizam motores elétricos nos mesmos acionamentos. Neste último caso, essa relação é maior já que a potência elétrica instalada e a demanda são maiores. Portanto, quando $R_{\text{potelecana}}$ for utilizado para comparar diferentes plantas, deve-se considerar que tipo de acionamento é utilizado. A equação a seguir ilustra essa relação para o fluxo de cana dado em kg/s:

$$R_{\text{potelecana}} = \frac{\dot{W}_{\text{ele}}}{3,6\dot{m}_{\text{cana}}} \quad (3.32)$$

A equação a ser apresentada na seqüência ilustra a relação entre o vapor consumido e a potência gerada (R_{vapotele}) expressa por kg/kWh. Ela relaciona o vapor consumido em kg/s com a potência elétrica ou mecânica ($\dot{W}$) em kW gerada por uma turbina e é conhecida como consumo específico de vapor.

$$R_{\text{vapotele}} = \frac{3600\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{W}} \quad (3.33)$$

Esse número está associado ao rendimento da máquina, pois quanto menor essa relação, maior é o rendimento termodinâmico dela. Reescrevendo a Equação (3.19), pode-se obter a seguinte relação entre o η_l e $R_{vappotele}$:

$$\eta_l = \frac{3600}{R_{vappotele} \Delta h_{iso}} \quad (3.34)$$

Observa-se que η_l é inversamente proporcional a $R_{vappotele}$ e que o seu comportamento depende somente da variação de entalpia para o processo isoentrópico.

Para avaliar a eficiência do conjunto caldeira e turbinas, seja de acionamento elétrico ou mecânico, pode-se usar a relação ilustrada pela equação a seguir, na qual a relação bagaço-potência da planta (R_{bagpot}) é expressa em kg/kWh e relaciona o bagaço consumido com a potência elétrica ($\dot{W}_{ele}$) e mecânica ($\dot{W}_{mec}$):

$$R_{bagpot} = \frac{3600 m_{bag}}{\dot{W}_{ele} + \dot{W}_{mec}} \quad (3.35)$$

A relação ilustrada pela Eq. (3.35) sinaliza como a energia do combustível (bagaço de cana) é aproveitada pela caldeira e como a energia útil do bagaço, na forma de vapor, é aproveitada nas turbinas.

A avaliação pela primeira lei da termodinâmica permite calcular as potências de eixo produzidas para os acionamentos mecânicos ($\dot{W}_{mec}$), sejam picadores, desfibradores, moendas, exaustores e bombas hidráulicas, e para os acionamentos dos geradores elétricos ($\dot{W}_{ele}$), além das potências de bombeamento ($\dot{W}_{bomb}$) consumidas na planta. Também através da primeira lei, pode-se determinar a potência térmica útil no processo, seja no sistema de evaporação da água do caldo ($\dot{Q}_{evap}$) ou no processo de destilação ($\dot{Q}_{dest}$), e a perda no condensador ($\dot{Q}_{cond}$).

É importante ressaltar que em uma turbina de condensação a energia de condensação poderia ser utilizada no processo ao invés de ser perdida para outro fluido em um condensador. No entanto, deve-se dizer também que a condensação é um dos fatores que contribui para as altas eficiências desse tipo de turbina.

Para uma avaliação geral da planta, deve-se considerar toda a potência gerada, seja elétrica ou mecânica, toda energia térmica útil e perdida, e a energia da fonte quente da planta que é proveniente do bagaço. Assim, pode-se definir a eficiência global do sistema (η_{global}), conforme ilustrado pela equação que segue:

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\dot{W}_{\text{ele}} + \dot{W}_{\text{mec}} + \dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{Q}_{\text{dest}} - \dot{W}_{\text{bomb}} - \dot{Q}_{\text{cond}}}{\text{PCI}_{\text{bag}} \dot{m}_{\text{bag}}} \quad (3.36)$$

Esse índice representa o aproveitamento líquido da energia do bagaço consumido na caldeira, pois considera a energia útil, na forma de potência eletromecânica ou energia térmica, e a energia consumida e/ou perdida no ciclo termodinâmico.

4 CONCEITOS TERMoeCONÔMICOS

4.1 INTRODUÇÃO À TERMoeCONOMIA

O crescente interesse sobre economia de energia conduziu ao desenvolvimento de técnicas de análise baseadas na segunda lei da termodinâmica, particularmente no conceito de exergia. O balanço de exergia de uma instalação permite alocar e calcular as irreversibilidades no processo e identificar quais unidades e por quais motivos estas influenciam na eficiência global. Estas informações, embora úteis, não são suficientes.

Na prática, no sentido de se atingir uma economia efetiva de energia na instalação, mais três fatores devem ser considerados (LOZANO; VALERO, 1993):

- Nem toda irreversibilidade pode ser evitada. Assim, as possibilidades técnicas de redução das irreversibilidades são sempre menores que os limites teóricos delas. Esta diferença depende do nível de decisão que limita os tipos de ações a serem empreendidas (operação, manutenção, processo, etc.);
- As reduções locais na destruição de exergia não são equivalentes, logo a mesma diminuição na irreversibilidade local em componentes distintos da planta conduz, em geral, a diferentes variações no consumo de energia da planta;
- As oportunidades de economia só podem ser especificadas através de um estudo mais detalhado dos mecanismos fundamentais da geração de entropia. Além disso, é necessário relacionar estes mecanismos às variáveis livres de projeto e aos custos dos investimentos necessários.

A percepção destas falhas levou ao surgimento de metodologias que relacionam a geração de irreversibilidade em um equipamento isolado com o restante dos equipamentos, através da definição do conceito de custo exergético. Concomitantemente, conjugam-se às análises termodinâmicas e econômicas, relacionando-se o custo monetário e o custo exergético em um conjunto de metodologias às quais se denomina “Termoeconomia” (CERQUEIRA, 1999).

O pioneiro em aplicar a locação de custos à exergia e não à energia foi Keenan, em 1932, sendo que no final da década de 50 e início da década de 60 vieram os trabalhos de Tribus e Evans, no qual aplicavam o conceito de exergia em processos de dessalinização, introduzindo o termo “Termoeconomia”; de Gaggioli e Obert, em que o custo exergético foi aplicado à seleção ótima de tubulações de vapor e seu isolamento; e de Bergman e Schmidt, que associaram custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica (CERQUEIRA, 1999).

El-Sayed e Evans (1970) desenvolveram o que foi chamado de método autônomo, que consiste na generalização dos fundamentos matemáticos para a otimização termoeconômica de sistemas térmicos.

As décadas de 80 e 90 representaram um período de revitalização da área, com o desenvolvimento e a aplicação de metodologias termoeconômicas à análise, projeto e otimização de sistemas térmicos. Nesta fase, destacaram-se os trabalhos de Frangopoulos, Tsatsaronis, Lozano, Valero e Von Spakovsky. Esses pesquisadores escolheram um problema simples de cogeração empregando uma turbina a gás regenerativa com caldeira de recuperação, visando comparar as quatro metodologias por eles trabalhadas. Esse sistema, denominado CGAM (iniciais de Christos Frangopoulos, George Tsatsaronis, Antonio Valero e Michael Von Spakovsky), mostrou a validade de cada um dos métodos ao apresentar resultados similares, no entanto, é difícil estabelecer uma comparação entre eles devido às diferenças nas condições de aplicação (VALERO et al., 1994).

Assim, a definição precisa do objeto de estudo talvez seja o primeiro obstáculo ao se estudar a termoeconomia, pois sempre houve nesse campo divergências entre enfoques, os quais se refletem nas definições de alguns autores. El-Sayed e Evans (1970) afirmam que a termoeconomia é uma técnica que combina a análise termodinâmica e a otimização econômica de sistemas térmicos complexos, tais como centrais termelétricas, instalações frigoríficas e instalações de dessalinização. Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) definem a termoeconomia como o ramo da engenharia que combina a análise exergética e princípios econômicos, visando prover informações cruciais para o projeto e para a operação econômica de um sistema, não disponíveis através das análises termodinâmica e econômica convencionais. Já Tsatsaronis (1993) define o termo “exergoeconomia” como uma caracterização mais precisa da combinação da análise exergética com a análise econômica usando o custo de exergia.

Segundo Tsatsaronis (1993), uma completa análise termoeconômica consiste em:

- Detalhada análise de exergia;
- Análise econômica levada ao nível do componente do sistema energético que está sendo avaliado;
- Custo da exergia;
- Avaliação exergoeconômica de cada componente do sistema.

De acordo com Tsatsaronis (1993) e Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), a análise termoeconômica tem os seguintes objetivos:

- Identificar a localização, magnitude e fontes de perdas termodinâmicas reais num sistema energético;
- Calcular os custos associados às destruições e perdas de exergia;
- Calcular separadamente o custo de cada produto gerado pelo sistema que possui mais de um produto final;
- Entender o processo de formação de custo e o fluxo de custos no sistema;
- Facilitar estudos de viabilidade e otimização na fase de projeto ou melhoria do processo de um sistema existente;
- Aperfeiçoar variáveis específicas em um único componente;
- Aperfeiçoar o sistema global;
- Auxiliar em procedimentos de tomada de decisão relacionados à operação, manutenção e alocação de fundos de pesquisa;
- Comparar alternativas técnicas.

4.2 METODOLOGIAS DE ANÁLISE TERMOTECNOMICA

De uma forma geral, as metodologias termoeconômicas podem ser divididas em dois ramos principais:

- **Metodologias Estruturais:** estabelecem que a otimização é parte integrante e fundamental da divisão dos custos. O uso da exergia justifica-se pela possibilidade de se dividir instalações complexas em partes que possam ser otimizadas separadamente. Deste ramo fazem parte a Otimização

Termoeconômica (EL-SAYED; EVANS, 1970) e a Análise Funcional Termoeconômica (FRANGOPOULOS, 1987).

- **Metodologias Exergoeconômicas:** utilizam a alocação dos custos médios dos produtos, externos e internos dos componentes do sistema, satisfazendo alguns objetivos, como determinar o custo atual dos produtos ou serviços, propiciar bases racionais para a fixação dos preços dos produtos e serviços, fornecer um meio de alocar e controlar os gastos e fornecer informações a partir das quais decisões operacionais podem ser estabelecidas e avaliadas. Deste ramo fazem parte as contribuições feitas por Reistad e Gaggiolli (1980), a Teoria do Custo Exergético (LOZANO; VALERO, 1993), a Exergoeconomia (TSATSARONIS, 1993) e a Metodologia Estrutural (VALERO et al., 1993).

4.3 TEORIA DO CUSTO EXERGÉTICO

Para um sistema operando em regime permanente pode existir um número de fluxos de matérias entrando e saindo, como também interações de calor e trabalho com o ambiente. Associadas com estas transferências de matéria e energia estão as transferências de exergias para dentro ou para fora do sistema e as destruições de exergias causadas pelas irreversibilidades dentro do sistema.

Visto que a exergia mede o valor termodinâmico real de tais efeitos e os custos devem somente ser atribuídos aos valores dos produtos, é significativo usar a exergia como uma base para atribuir custos em sistemas térmicos.

A análise do custo exergético baseia-se na contabilidade da destruição de exergia que experimentam os fluxos na sua passagem através dos diferentes equipamentos do sistema. O grau de destruição de exergia estará associado à concepção de cada equipamento, com a manutenção e forma de operação do mesmo, tendo como resultado o custo exergético de produção de cada um dos fluxos.

A Teoria do Custo Exergético contabiliza as eficiências e perdas exergéticas em cada um dos volumes de controle do sistema (equipamento, conjunto de equipamentos, ou junções e bifurcações), tendo como resultado o custo exergético de produção de cada um dos fluxos (portadores de energia). Outro aspecto deste

método é que a medida do custo de um fluxo do sistema está representada pela exergia contida nele.

Como resultado da aplicação do método, tem-se:

- Identificação dos equipamentos do sistema onde existem as maiores irreversibilidades termodinâmicas, ou seja, os equipamentos mais ineficientes da planta;
- Obtenção da função global de custo da planta, considerando que o custo exergético monetário é proporcional ao conteúdo exergético do portador de energia e adicionando os custos de capital e operação de cada equipamento. Nessa função são identificados cada um dos portadores de energia internos e externos à planta (insumos e produtos);
- Definição de quais equipamentos necessitam de manutenção com maior frequência (maior incidência nos custos), além de auxílio na escolha entre alternativas tecnológicas para otimização do funcionamento da planta.

Em uma análise do custo exergético, um custo é associado com cada fluxo de exergia. Assim, para fluxos de matéria entrando e saindo com taxas associadas de transferência de exergia ($\dot{B}_e$ e $\dot{B}_s$), potência ($\dot{W}$) e taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ($\dot{B}_Q$), tem-se:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{B}_e = c_e (\dot{m}_e b_e) \quad (4.1)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{B}_s = c_s (\dot{m}_s b_s) \quad (4.2)$$

$$\dot{C}_W = c_W \dot{W} \quad (4.3)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{B}_Q \quad (4.4)$$

sendo que c_e , c_s , c_W e c_Q denotam os custos monetários médios por unidade de exergia.

A análise de custo exergético envolve os balanços de custos usualmente formulados para cada componente separadamente. Um balanço de custo aplicado para o k-ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos

associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais o preço apropriado devido ao investimento de capital ($\dot{Z}_k^{CI}$) e despesas de operação e manutenção ($\dot{Z}_k^{OM}$). A soma dos dois últimos termos é denotada por $\dot{Z}_k$. Conseqüentemente, para um componente que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação:

$$\sum_s \dot{C}_{s,k} + \dot{C}_{W,k} = \dot{C}_{Q,k} + \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{Z}_k \quad (4.5)$$

Esta equação indica simplesmente que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual à despesa total para obtê-los: o custo dos fluxos de exergia que entram mais o capital e outros custos. Nota-se que, quando um componente recebe potência (como um compressor ou uma bomba), o termo $\dot{C}_{W,k}$ muda com seu sinal positivo para o lado direito desta expressão. Caso exista uma transferência de calor do componente, o termo $\dot{C}_{Q,k}$ aparece com sinal positivo no lado esquerdo da expressão. Geralmente, os balanços de custos são escritos de forma que todos os termos são positivos.

Introduzindo-se as expressões de taxa de custo, Equações (4.1) a (4.4), na Equação (4.5), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{B}_s)_k + c_{W,k} \dot{W}_k = c_{Q,k} \dot{B}_{Q,k} + \sum_e (c_e \dot{B}_e)_k + \dot{Z}_k \quad (4.6)$$

As taxas de exergia ($\dot{B}_s$, $\dot{B}_Q$ e $\dot{B}_e$) saindo e entrando no k-ésimo componente, bem como a potência ($\dot{W}$), são calculadas em uma análise exérgica. O termo $\dot{Z}_k$ é obtido, primeiramente, calculando o investimento de capital associado com o k-ésimo componente e, então, computando os valores particionados destes custos por unidade de tempo de operação do sistema.

As variáveis da Equação (4.6) são os custos particionados por unidade de exergia para os fluxos de exergia associados com o k-ésimo componente ($c_{e,k}$, $c_{s,k}$, $c_{W,k}$ e $c_{Q,k}$). Na análise de um componente, pode-se assumir que os custos por

unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Estes custos são conhecidos dos componentes que eles saem ou, se uma corrente incorporar o sistema total com todos os componentes considerados, do custo de compra desta corrente. Conseqüentemente, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o k-ésimo componente são os custos por unidade de exergia das correntes de material que saem ($c_{s,k}$) e, se a potência ou calor útil são gerados naquele componente, o custo por unidade de exergia associado como a transferência de potência ($c_{w,k}$) ou calor ($c_{q,k}$).

Lozano e Valero (1993) enumeraram um conjunto de regras (postulados) de modo a gerar um sistema de equações utilizado para a determinação dos custos dos fluxos de um sistema. Através da definição física do sistema (divisão em componentes ou unidades) e da relação dos fluxos energéticos e materiais entres estes e o ambiente, descrevem-se os postulados que definem a Teoria do Custo Exergético (CERQUEIRA, 1999):

- Os custos exergéticos e/ou monetários são quantidades conservativas, como consequência de suas definições, portanto, pode ser escrita uma equação de balanço de custos para cada unidade do sistema;
- Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo externo ao sistema será o custo exergético igual ao da exergia e o seu custo monetário será igual ao seu custo de aquisição;
- Todos os custos gerados no processo devem ser incluídos no custo final dos produtos.

Seguindo as proposições acima, é possível escrever tantas equações quanto forem os fluxos supridos ao sistema e as perdas. Se o número de variáveis não for igual ao número de equações, devem-se considerar mais dois postulados:

- 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 do equipamento ou unidade;
- Se o produto de um equipamento ou unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos unitários desses fluxos entre si.

4.4 MÉTODOS DE ALOCAÇÃO DE CUSTOS

A resolução do sistema de equações envolve o uso de equações complementares de modo a distribuir custos entre os produtos. Os dois últimos postulados enunciados no item anterior fornecem uma base para arbitrar esta distribuição. Outra forma de explicitar esta distribuição foi proposta por Reistad e Gaggioli (1980), tomando-se o exemplo de uma turbina de compressão. Eles propõem quatro métodos:

- **Método das Extrações:** considera que a geração de potência é a única finalidade da utilização da turbina. Todos os custos de capital e a irreversibilidade gerada são alocados ao produto, ou seja, à potência elétrica/mecânica produzida, de modo que os fluxos de vapor que entram e saem da turbina possuem o mesmo custo exergético unitário.
- **Método das Igualdades:** considera-se que, além da potência, o vapor de baixa pressão que deixa a turbina também constitui um produto. Neste caso a turbina funcionaria tal qual uma válvula de expansão. Assim, os custos de capital e da irreversibilidade da turbina são distribuídos entre os produtos, ou seja, os custos unitários da potência e do vapor de baixa possuem o mesmo valor.
- **Método do trabalho como subproduto:** neste caso a produção de vapor de baixa pressão é considerada o produto principal do sistema e a potência gerada é vista como um aproveitamento.
- **Método do vapor como subproduto:** a potência é considerada produto principal e o vapor subproduto.

4.5 CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS

Os custos dos equipamentos das configurações estudadas foram estimados a partir de informações disponíveis na literatura (GARAGATTI ARRIOLA, 2000; GAS

TURBINE WORLD HANDBOOK, 2001-2002; UCHÔA, 2005) e são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Custo estimado dos equipamentos.

Equipamento	Custo estimado (R\$)
Difusor	34.000.000,00
Turbina contrapressão	3.000.000,00
Desaerador	1.300.000,00
Bomba	100.000,00
Caldeira (43 kgf/cm ²)	10.000.000,00
Caldeira (65 kgf/cm ²)	25.000.000,00
Turbina extração-condensação	17.000.000,00
Condensador/Evaporador	800.000,00
Válvula redutora	50.000,00
Turbina Condensação	2.000.000,00

É importante salientar que os custos apresentados na Tabela 4.1 não são válidos como preços firmes, pois estão sujeitos a ajustes mediante a situações reais de compra, e, portanto, deve-se ter isso em mente na análise dos resultados deste trabalho antes de uma tomada de decisão.

As taxas de custos para cada equipamento levam em conta as despesas com investimento de capital e com operação e manutenção, além de considerar o tempo efetivo de funcionamento. Dessa forma, tem-se (LEITE, 2003):

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k^a}{3600 t_{oper}} \quad (4.7)$$

sendo:

$\dot{Z}_k$: taxa de custo de equipamento (R\$/s);

Z_k^a : custo anual de equipamento com amortização (R\$/ano);

t_{oper} : tempo efetivo de operação (h).

O custo anual dos equipamentos, com amortização, é calculado a partir da seguinte equação:

$$Z_k^a = CI(f_a + f_{omf} + FCf_{omv}) \quad (4.8)$$

sendo:

CI: custo de investimento de capital do equipamento (R\$);

f_a : fator de amortização;

f_{omf} : percentual de custo anual associada à operação e manutenção (9 %);

f_{omv} : percentual de custo anual variável de operação e manutenção (1 %);

FC: fator de carga (0,75).

O fator de amortização é obtido considerando um período de 20 anos e uma taxa de juros de 12 % ao ano, conforme segue:

$$f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}} \quad (4.9)$$

sendo:

i: taxa anual de juros (12 %);

n: período (20 anos).

5 CONCEITOS ECONÔMICOS

A prévia avaliação econômica das decisões de investimento é uma tarefa imprescindível no ambiente empresarial. As decisões de investimento são importantes para empresa porque envolvem valores significativos e geralmente têm um alcance de longo prazo.

O objetivo da análise de investimento é avaliar uma alternativa de ação ou escolher a mais atrativa entre as várias existentes, utilizando métodos quantitativos. Quando a análise de investimento refere-se a uma decisão de grande envergadura como, por exemplo, a instalação de um novo empreendimento ou ampliação de um já existente, seu prognóstico é decisivo para aceitação ou rejeição da proposta.

As técnicas mais sofisticadas de análise de investimento de capital, segundo Gitman (1984), consideram o fator tempo no valor do dinheiro e envolvem os conceitos de fluxos de caixa supostamente conhecidos ao longo da vida útil do projeto.

Horlock (1997) apresenta uma série de técnicas desenvolvidas para avaliar projetos de cogeração, baseadas no Valor Atual Líquido (VAL), preço da eletricidade, fluxos de caixa atualizados, preço do calor e períodos de *payback*.

O método *payback* é a melhor técnica não sofisticada que pode ser aplicada em análises do investimento de capital. Considera os fluxos de caixa, embora não seja recomendável seu uso com o objetivo de aumentar as riquezas dos investidores, pois deixa de considerar diretamente o fator tempo no valor do dinheiro, ignora o lucro e não reconhece os fluxos de caixa que ocorrem após o período de *payback* (GITMAN, 1984).

Os principais indicadores de viabilidade e risco financeiro que são comumente utilizados em sistemas térmicos são descritos a seguir.

5.1 VALOR ATUAL LÍQUIDO

Técnicas baseadas nos fluxos de caixa são as mais utilizadas para descrever a interação entre as despesas com capital e os benefícios obtidos anualmente com a

implantação de um projeto.

Estes benefícios são obtidos através do uso do combustível de uma forma mais racional. O método consiste em atualizar até o ano zero de operação os benefícios obtidos durante a vida útil do projeto a uma taxa de desconto e, depois, esses valores são somados e descontados do capital gasto inicialmente. O valor resultante é denominado como o Valor Atual Líquido (VAL). O método VAL demonstra explicitamente o lucro real líquido que o investidor deve receber ao longo da vida útil do projeto, sendo definido por:

$$VAL = \sum_{k=1}^N \frac{BEN}{(1+j)^k} - CTI \quad (4.10)$$

onde:

BEN : benefício anual obtido (R\$);

j : taxa de desconto adotada (%);

N : período considerado ou vida útil do sistema (anos);

CTI : capital total investido no início de operação (R\$).

O critério quando o VAL é usado para tomar decisões do tipo “aceitar” ou “recusar” o projeto é o seguinte: se o VAL for maior ou igual à zero deve-se aceitar o projeto, pois a empresa obterá um retorno igual ou maior que o custo de capital investido e o projeto conservará ou aumentará o seu patrimônio; caso contrário, se o VAL for menor que zero, deve-se recusar o projeto.

Horlock (1997) apresenta uma variação do cálculo do VAL que possibilita visualizar graficamente o período em que o fluxo de caixa atualizado e acumulativo anula o investimento inicial (CTI). Neste ponto de intersecção, os benefícios obtidos com o projeto implantado retomam o investimento inicial a uma taxa de desconto (j). Este método é denominado de *Discount Cash Flow* e a intersecção no ponto zero possibilita determinar a Taxa de Retorno sobre o Investimento (TRI). Uma deficiência do TRI é que não são considerados os fluxos de caixa após o ponto em que os mesmos anulam o investimento de capital, e, também, não é mostrado o lucro que pode ser obtido com a instalação.

A Figura 5.1 mostra o TRI e o VAL graficamente.

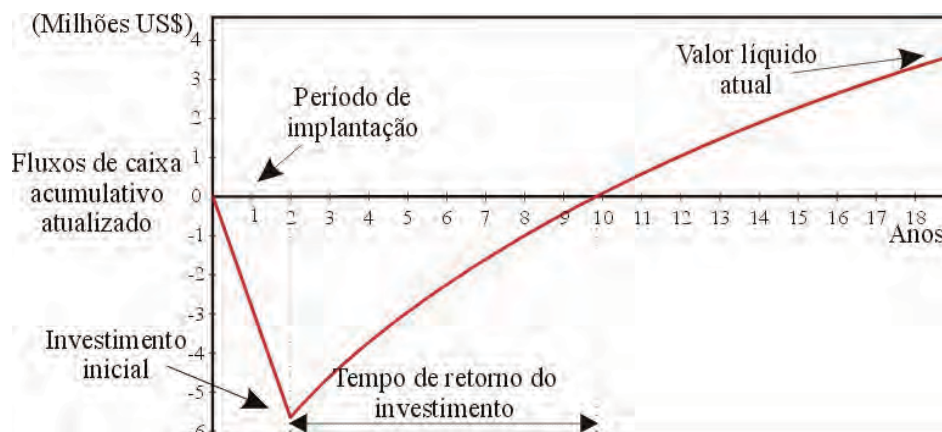


Figura 5.1: Fluxo de caixa acumulativo típico ao longo do tempo de implantação e operação de um projeto de cogeração.

5.2 TAXA INTERNA DE RETORNO

Gitman (1984) comenta que provavelmente a técnica de análise mais utilizada para se avaliar alternativas de investimento é a Taxa Interna de Retorno (TIR). A TIR é definida como a taxa de desconto que leva ao valor atual das entradas de caixa de um sistema a se igualarem a zero. Trata-se de um critério mais objetivo, no qual a decisão para avaliar o projeto baseia-se no custo de capital. Se TIR for maior ou igual ao custo do capital ou taxa de desconto adotada, deve-se aceitar o projeto, caso contrário, deve-se rejeitar o projeto.

A TIR é determinada iterativamente, através de tentativa e erro, pela equação:

$$VAL = \sum_{k=0}^N \frac{BEN}{(1+j^*)^k} = 0 \quad (4.11)$$

onde:

j^* : taxa de interna de retorno de um investimento (%);

N : período considerado ou vida útil do sistema (anos).

5.3 COMPARAÇÃO ENTRE AS TÉCNICAS VAL E TIR

As diferenças básicas entre as técnicas de análise adotadas, VAL e TIR, resultam em classificações conflitantes. Com base puramente teórica, o uso do VAL é melhor. Sua superioridade teórica é atribuída a inúmeros fatores. O mais importante é a suposição implícita no uso do VAL de que todas as entradas de caixa intermediárias geradas pelo investimento são reinvestidas ao custo de capital da empresa, enquanto no uso da TIR supõe-se o reinvestimento da taxa especificada pela TIR, freqüentemente irrealista.

Um segundo problema teórico é o de se encontrar comumente mais de uma TIR para padrões não-convencionais de fluxos de caixa. O problema de múltiplas TIR's resulta de propriedades matemáticas específicas dos cálculos envolvidos. Devido à natureza técnica desse problema, é suficiente dizer que um fluxo de caixa pode ter mais de uma TIR e que, quando isso ocorre, torna-se difícil sua interpretação.

Uma terceira crítica resulta do fato de que determinados fluxos podem ter propriedades matemáticas tais que nem exista uma TIR. De novo, esse problema técnico pode provocar dificuldades que não ocorrerão com a abordagem do VAL.

Já que a abordagem do VAL não tem as deficiências descritas acima, do ponto de vista teórico ela é preferível. Apesar deste fato, os administradores financeiros das grandes empresas preferem usar a TIR, o que é atribuível a sua preferência por taxas de retorno ao invés de retorno em dinheiro.

Por se mencionarem freqüentemente juros e medidas de lucratividade, como taxas, o uso da TIR faz mais sentido para os responsáveis pelas decisões nas empresas. Eles tendem a achar o VAL mais difícil de usar, porque o mesmo não mede benefícios relativos ao montante investido. Ao contrário, a TIR dá muito mais informações sobre os retornos relativos ao investimento inicial.

Em suma, constata-se que, embora o VAL seja teoricamente preferível, a TIR é mais popular devido ao fato de se poder relacioná-la diretamente aos dados disponíveis de decisão.

6 DESCRIÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES ANALISADAS

A seguir serão descritas as configurações das plantas da usina considerada no presente trabalho, destacando-se as características operacionais e os equipamentos em cada uma delas.

6.1 DESCRIÇÃO DO CASO 1

A primeira configuração da Usina Dourados é constituída por um difusor MDB 15 fabricado pela Dedini, com capacidade nominal de 15.000 TCD e máxima recomendada de 17.000 TCD, utilizado para extração do caldo; e uma caldeira AT 200 também fabricada pela Dedini, com capacidade de geração de 200 toneladas de vapor por hora suportando até um limite de 220 toneladas de vapor por hora, na pressão de 43 bar e temperatura de 400 °C, o qual é utilizado em uma turbina de contrapressão TM15000 da TGM com geração máxima de 25 MW.

Porém, na fase inicial na implantação, a unidade produzirá apenas álcool e energia elétrica para consumo próprio, além de vapor para processos.

A Tabela 6.1 apresenta alguns dados gerais desta configuração.

Tabela 6.1: Dados gerais da configuração no Caso 1.

Parâmetros	Valores
Dias de safra	225 dias
Horas efetivas de moagem	5.400 h
Moagem diária de cana	8.000 t/d
Moagem horária de cana	333,33 t/h
Teor de fibra da cana	12 %
Teor de fibra do bagaço	48,1 %
Relação bagaço-vapor	0,45
Consumo de bagaço na caldeira	70 t/h
Produção total de bagaço	83,16 t/h
Bagaço excedente	13,16 t/h

A Figura 6.1 mostra a representação esquemática da planta do Caso 1, sendo que a Tabela 6.2 mostra alguns dados operacionais.

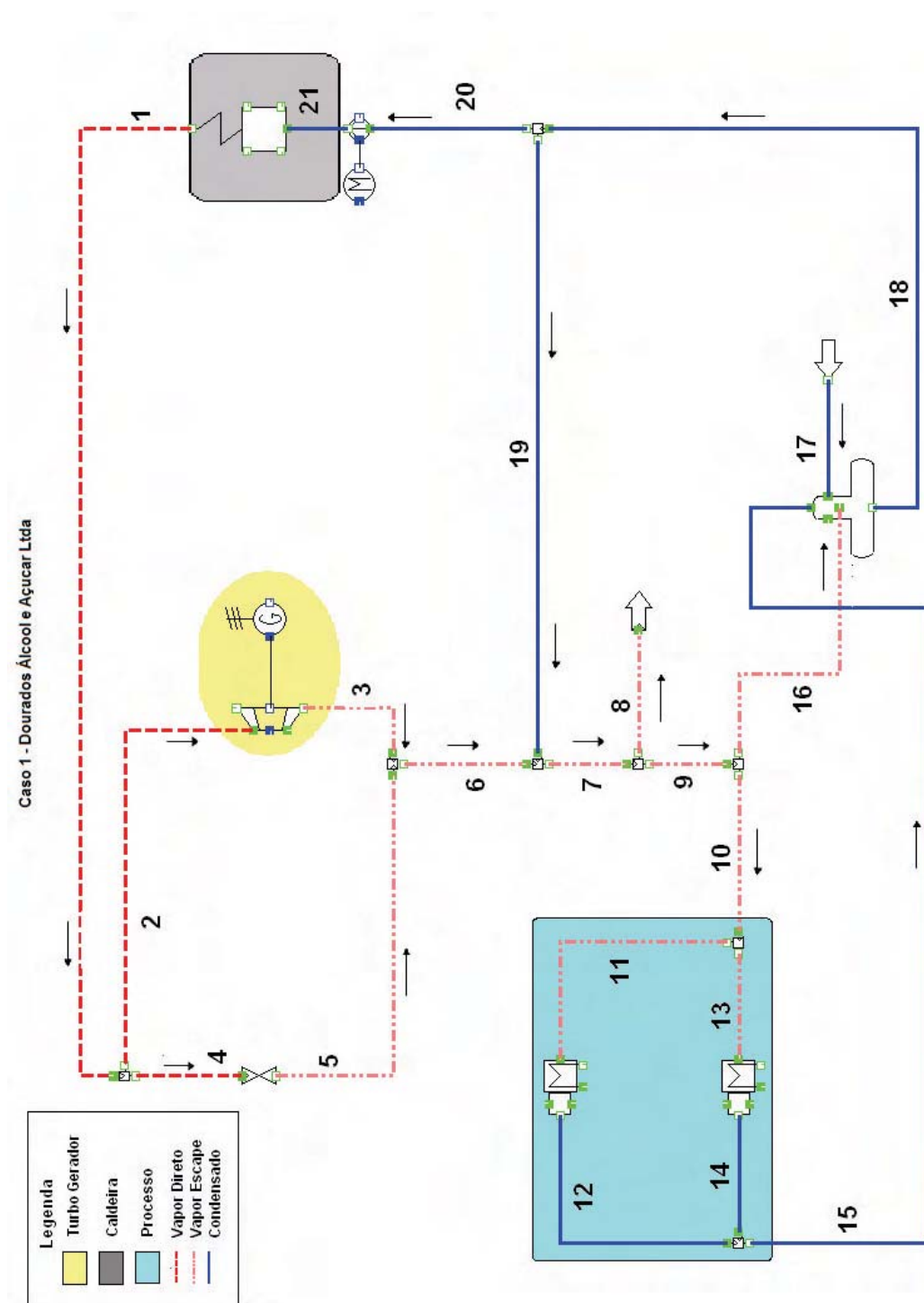


Figura 6.1: Representação da planta do Caso 1.

Tabela 6.2: Parâmetros operacionais da configuração do Caso 1.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	b (kJ/kg)
1	159	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
2	44	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
3	44	184,4	2,5	7,3	2.836,5	664,7
4	115	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
5	115	367,6	2,5	8,0	3.209,1	833,3
6	159	316,9	2,5	7,8	3.105,1	779,7
7	184	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
8	10	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
9	174	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
10	172	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
11	104	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
12	104	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
13	68	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
14	68	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
15	172	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
16	2	145,6	2,5	7,1	2.756,0	639,0
17	10	30,0	2,5	0,4	126,0	9,1
18	184	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
19	25	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
20	159	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
21	159	128,2	43	1,6	541,5	74,6

6.2 DESCRIÇÃO DO CASO 2

A configuração no Caso 2 é a mesma que no Caso 1, porém neste caso a planta trabalha em sua máxima capacidade de geração de potência com a turbina instalada, produzindo álcool, açúcar, energia elétrica para consumo próprio e, também, excedente para venda.

A Tabela 6.3 mostra alguns dados gerais dessa configuração.

Tabela 6.3: Dados gerais da configuração no Caso 2.

Parâmetros	Valores
Dias de safra	225 dias
Horas efetivas de moagem	5.400 h
Moagem diária de cana	10.000 t/d
Moagem horária de cana	416,66 t/h
Teor de fibra da cana	12 %
Teor de fibra do bagaço	48,1 %
Relação bagaço-vapor	0,45
Consumo de bagaço na caldeira	91 t/h
Produção total de bagaço	103 t/h
Bagaço excedente	12 t/h

A Figura 6.2 mostra a representação esquemática da planta do Caso 2, sendo que dados operacionais deste caso são apresentados na Tabela 6.4.

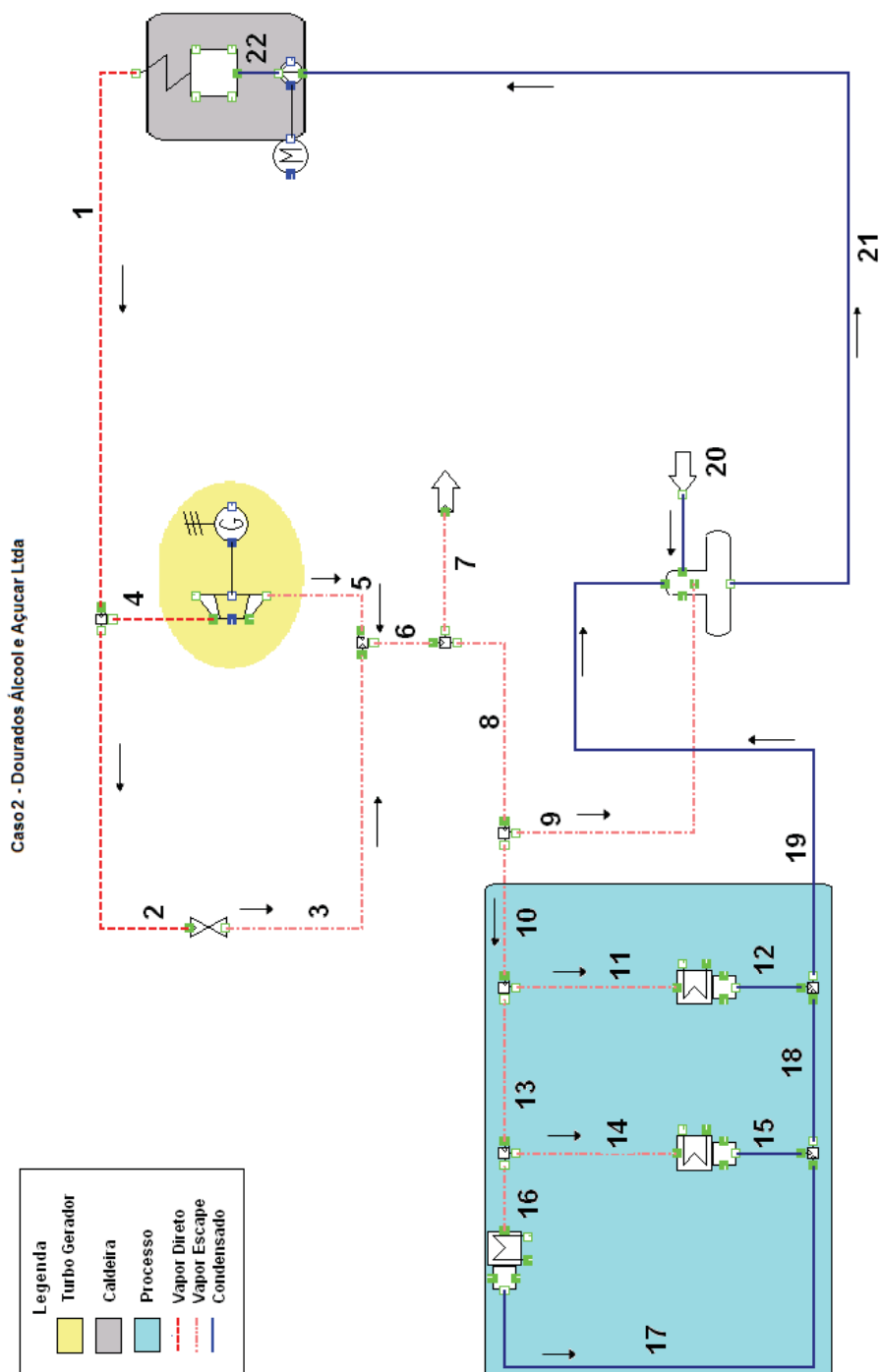


Figura 6.2: Representação da planta do Caso 2.

Tabela 6.4: Parâmetros operacionais da configuração do Caso 2.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	b (kJ/kg)
1	207	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
2	26	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
3	26	367,6	2,5	8,0	3.209,1	833,3
4	181	400,0	43	6,7	3.209,1	1.216,4
5	181	127,4	2,5	7,0	2.711,9	627,1
6	207	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
7	10	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
8	197	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
9	2	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
10	195	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
11	46	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
12	46	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
13	149	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
14	138	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
15	138	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
16	11	166,7	2,5	7,3	2.800,0	652,5
17	11	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
18	149	127,4	2,5	1,6	535,4	69,8
19	195	127,4	2,5	1,6	535,4	69,8
20	10	30,0	2,5	0,4	126,0	9,1
21	207	127,4	2,5	1,6	535,4	69,7
22	207	128,2	43	1,6	541,5	74,6

6.3 DESCRIÇÃO DO CASO 3

No Caso 3 é proposto um melhor aproveitamento da energia na planta do Caso 2, através da instalação de uma turbina de condensação TMC10000 da TGM, a qual tem capacidade nominal de geração de 10 MW.

A Tabela 6.5 mostra alguns dados gerais dessa configuração.

Tabela 6.5: Dados gerais da configuração no Caso 3.

Parâmetros	Valores
Dias de safra	225 dias
Horas efetivas de moagem	5.400 h
Moagem diária de cana	10.000 t/d
Moagem horária de cana	416,66 t/h
Teor de fibra da cana	12 %
Teor de fibra do bagaço	48,1 %
Relação bagaço-vapor	0,45
Consumo de bagaço na caldeira	97 t/h
Produção total de bagaço	103 t/h
Bagaço excedente	6 t/h

A Figura 6.3 mostra a representação esquemática da planta do Caso 3, sendo que dados operacionais deste caso são apresentados na Tabela 6.6.

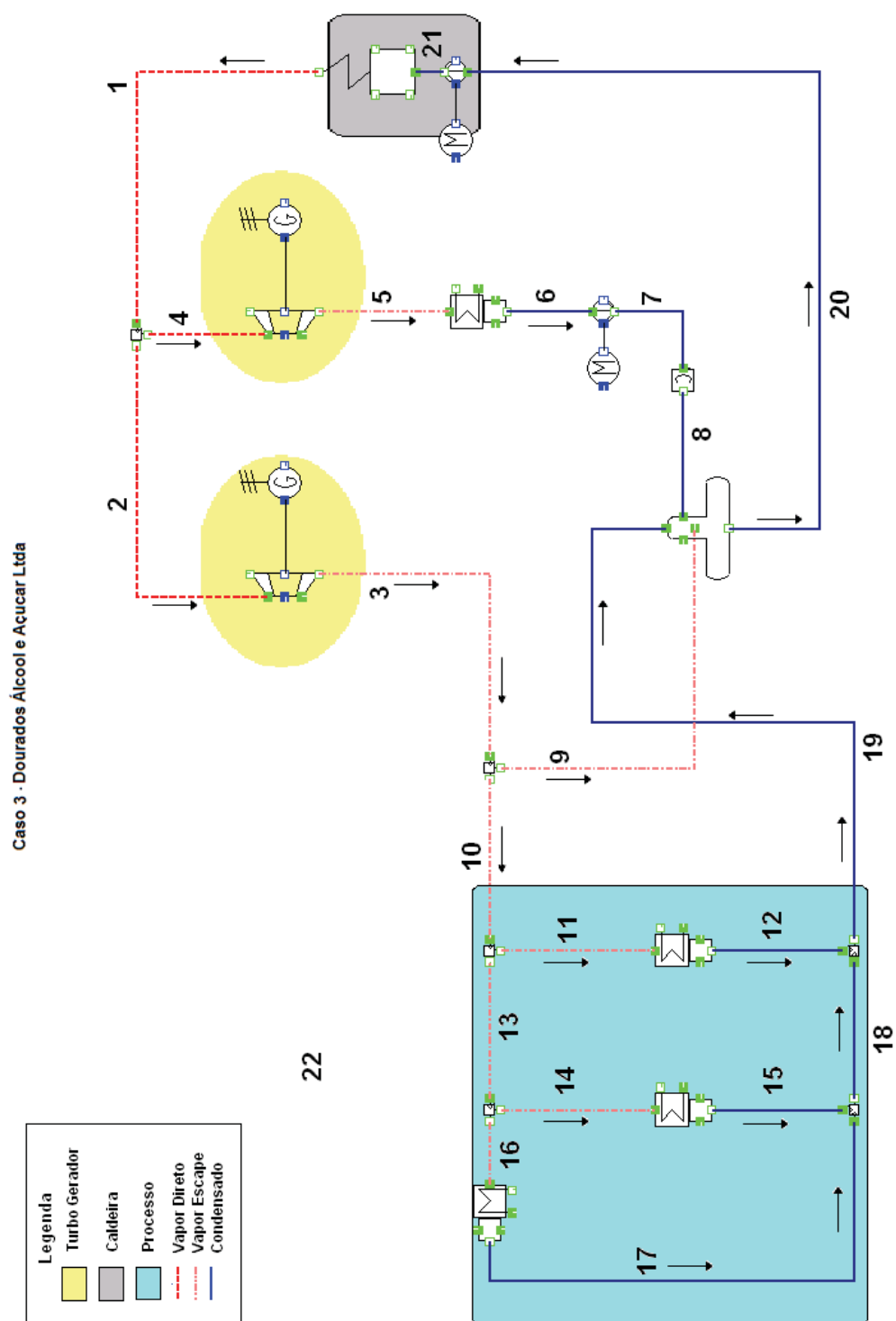


Figura 6.3: Representação da planta do Caso 3.

Tabela 6.6: Parâmetros operacionais da configuração do Caso 3.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	b (kJ/kg)
1	220	400	43	3.209	6,7	1.216,4
2	181	400	43	3.209	6,7	1.216,4
3	181	127	2,5	2.712	7,0	627,1
4	39	400	43	3.209	6,7	1.216,4
5	39	42	0,08	2.286	7,3	122,5
6	39	42	0,08	174	0,6	10,6
7	39	42	2,5	174	0,6	10,9
8	39	42	2,5	174	0,6	10,9
9	6	127	2,5	2.712	7,0	627,1
10	175	127	2,5	2.712	7,0	627,1
11	46	127	2,5	2.712	7,0	627,1
12	46	127	2,5	535	1,6	69,7
13	129	127	2,5	2.712	7,0	627,1
14	118	127	2,5	2.712	7,0	627,1
15	118	127	2,5	535	1,6	69,7
16	11	127	2,5	2.712	7,0	627,1
17	11	127	2,5	535	1,6	69,7
18	129	127	2,5	535	1,6	69,8
19	175	127	2,5	535	1,6	69,8
20	220	127	2,5	535	1,6	69,7
21	220	128	43	542	1,6	74,6

6.4 DESCRIÇÃO DO CASO 4

Neste caso, é feita uma outra modificação na planta de forma a trabalhar maximizando a geração de energia elétrica, sendo, para tanto, adicionada uma caldeira MC 150/70 com capacidade de geração de 140 toneladas de vapor por hora, 65 bar e temperatura de 530 °C, e uma turbina de extração-condensação VE 32 de 40 MVA (32 MW). A turbina em questão tem duas extrações, além da

última saída que vai para um condensador, o qual usa água como fonte fria, conforme a ilustração apresentada na Figura 6.4.

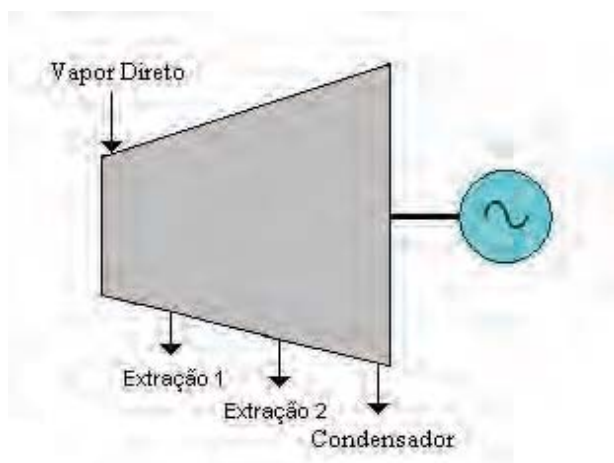


Figura 6.4: Desenho esquemático de uma turbina de extração-condensação com duas extrações de vapor.

Assim, como outras máquinas, a turbina VE 32 também tem limitações de vazão e das propriedades do vapor, tanto na entrada quanto nas saídas. A Tabela 6.7 ilustra dados da turbina baseados na indicação da Figura 6.4 (Alstom Power Industrial Turbines, 2001).

Tabela 6.7: Dados operacionais da turbina VE 32.

Posições	Vazão mássica (t/h)		Pressão (bar abs.)		Temperatura (°C)	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Entrada	-	140	-	66,0	-	530,0
Extração 1	0	36	26,5	30,2	425,0	438,0
Extração 2	64	120	2,37	2,37	134,5	147,2
Condensador	8	40	0,055	0,115	34,6	48,6

A Tabela 6.8 mostra alguns dados gerais dessa configuração.

Tabela 6.8: Dados gerais da configuração no Caso 4.

Parâmetros	Valores
Dias de safra	225 dias
Horas efetivas de moagem	5.400 h
Moagem diária de cana	14.500 t/d
Moagem horária de cana	602 t/h
Teor de fibra da cana	12 %
Teor de fibra do bagaço	48,1 %
Relação bagaço-vapor	0,45
Consumo de bagaço na caldeira A	88 t/h
Consumo de bagaço na caldeira B	62 t/h
Produção total de bagaço	150 t/h
Bagaço excedente	0 t/h

A Figura 6.5 mostra a representação esquemática da planta do Caso 4, sendo que dados operacionais deste caso são apresentados na Tabela 6.9.

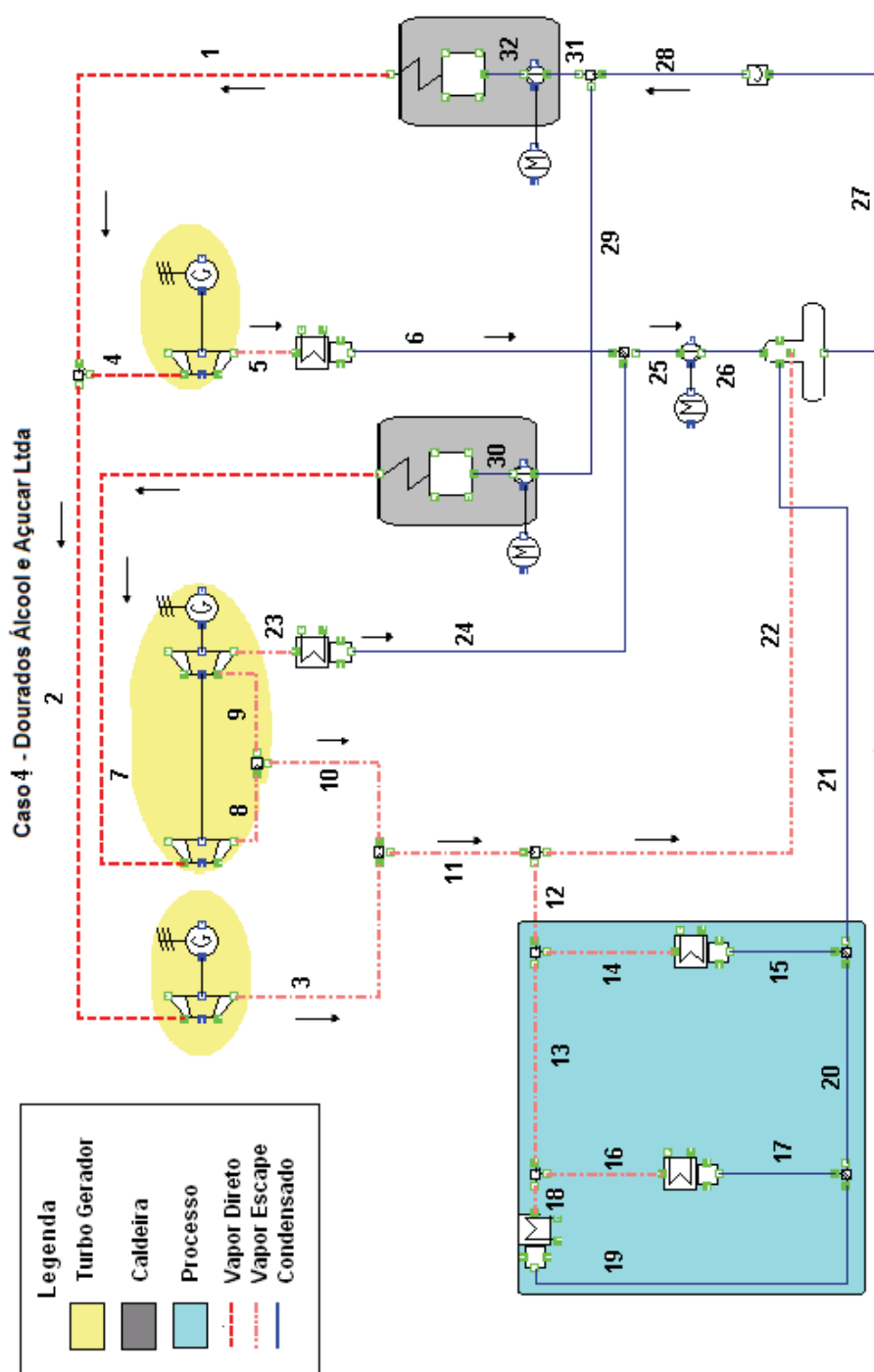


Figura 6.5: Representação da planta do Caso 4.

Tabela 6.9: Parâmetros operacionais da configuração do Caso 4.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	s (kJ/kgK)	h (kJ/kg)	b (kJ/kg)
1	200	43	400	6,7	3.209,1	1.216,4
2	163	43	400	6,7	3.209,1	1.216,4
3	163	2,5	128	7,1	2.718,5	628,8
4	37	43	400	6,7	3.209,1	1.216,4
5	37	0,07	39	7,2	2.246,9	104,6
6	37	0,07	39	0,6	163,4	10,1
7	140	65	530	6,9	3.488,8	1.436,9
8	140	2,5	154	7,2	2.774,5	644,5
9	40	2,5	154	7,2	2.774,5	644,5
10	100	2,5	154	7,2	2.774,5	644,5
11	263	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
12	250	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
13	186	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
14	64	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
15	64	2,5	127	1,6	535,4	69,7
16	170	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
17	170	2,5	127	1,6	535,4	69,7
18	15	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
19	15	2,5	127	1,6	535,4	69,7
20	186	2,5	127	1,6	535,4	69,8
21	250	2,5	127	1,6	535,4	69,8
22	13	2,5	138	7,1	2.739,8	634,5
23	40	0,07	39	7,4	2.304,3	107,2
24	40	0,07	39	0,6	163,4	10,1
25	77	0,07	39	0,6	163,4	10,1
26	77	2,5	39	0,6	163,7	10,3
27	340	2,5	127	1,6	535,4	69,7
28	340	2,5	127	1,6	535,4	69,7
29	140	2,5	127	1,6	535,4	69,7
30	140	65	129	1,6	544,9	77,2
31	200	2,5	127	1,6	535,4	69,7
32	200	43	128	1,6	541,5	74,6

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Antes da apresentação dos resultados termodinâmicos, termoeconômicos e econômicos serão destacadas algumas considerações.

A solução do sistema de equações resultante da análise termodinâmica de cada um dos casos é obtida através do emprego do programa IPSEpro® (SIMTECH, 2003), que é um programa que possui um conjunto de módulos e bibliotecas que são destinadas à criação de modelos para simulação de processos. Maiores informações sobre este programa podem ser encontradas no Apêndice A.

O custo anual dos equipamentos, com amortização, foi calculado levando-se em conta um período de amortização de 20 anos. A taxa de juros considerada foi de 12 %, que representa bem o cenário econômico brasileiro. Foi considerado ainda um percentual de custo anual fixo associada à operação e manutenção de 9 %, e um percentual de custo anual variável de operação e manutenção de 1 %, com um fator de carga de 0,75.

Para os cálculos termoeconômicos o custo da água de reposição não foi considerado e custo médio da energia elétrica produzida é obtido a partir de uma média ponderada entre os custos de geração de cada um dos turbogeradores existentes, para as configurações que possuem mais de um turbogerador.

Vale destacar que foi usada a Teoria do Custo Exergético com o Método das Extrações para a partição de custos. No Apêndice B são mostrados os balanços dos custos exergoeconômicos para cada um dos equipamentos de cada uma das configurações estudadas, sendo que as equações foram resolvidas pelo programa EES (*Engineering Equation Solver*) desenvolvido por Klein e Alvarado (1995).

Para a análise econômica foi considerado um preço para a venda de eletricidade da ordem de R\$ 180,00/MWh.

7.1 RESULTADOS TERMODINÂMICOS

Os índices de desempenho baseados na primeira lei da termodinâmica permitem realizar uma análise comparativa entre as diferentes configurações avaliadas neste trabalho. Na Tabela 7.1 são apresentados estes índices.

Tabela 7.1: Índices de desempenho das plantas.

Casos	IGP	IPE	RPC	FUE	ECC
1	0,43	1,01	0,04	0,72	-0,01
2	1,41	0,88	0,23	0,66	0,12
3	0,55	0,93	0,33	0,75	0,07
4	0,65	0,86	0,41	0,67	0,12

Pelo Fator de Utilização de Energia (FUE) pode-se verificar que o Caso 1 possui maior aproveitamento de energia térmica ou eletromecânica em relação à energia gasta pelo combustível para produção de vapor, no Caso 1 com um processamento de 8.000 TCD a planta produz álcool e gera energia elétrica apenas para o próprio consumo, enquanto no Caso 2 tem-se um aumento do processamento para 10.000 TCD e, também, um aumento do aproveitamento térmico do bagaço queimado para a produção de açúcar e geração de energia elétrica excedente, enquanto nos Casos 3 e 4, o aumento da energia fornecida aos ciclos não corresponde com a geração de potência e aproveitamento térmico tanto quanto os casos anteriores.

De acordo com o Índice de Poupança de Energia (IPE) a configuração que apresenta melhor desempenho do sistema é a configuração do Caso 4, onde a planta é adaptada a trabalhar em sua plena capacidade de processamento e geração em virtude da instalação da Caldeira MC 150/70 e da Turbina VE 32. Pode ser observado que o índice é bem menor que no Caso 1 onde a geração de potência não é uma característica levada em consideração. Em relação ao índice Relação Potência Calor (RPC), o Caso 4 teve uma melhoria significativa em relação ao Caso 1.

A Tabela 7.2 representa as relações entre calor fornecido pelo bagaço com a potência gerada pela planta e o calor utilizado pelos processos em cada caso analisado.

Tabela 7.2: Relação entre o calor gerado e o trabalho e calor útil.

Casos	1	2	3	4
Relação calor gerado com trabalho gerado (%)	28,51	7,22	4,65	4,54
Relação calor gerado com calor útil (%)	1,23	1,71	1,54	1,91

O Caso 4 é a configuração onde se tem o melhor índice para geração de energia elétrica, entretanto a participação da energia fornecida para planta na utilização no processo é melhor para o Caso 1.

Para avaliação termodinâmica da planta, deve-se considerar a eficiência global do sistema, pois ela relaciona toda energia líquida aproveitada na planta, seja na forma de potência ou de energia térmica, com toda energia fornecida para ela, estes valores estão apresentados na Tabela 7.3.

Tabela 7.3: Rendimento global das plantas estudadas.

Casos	η_{global} (%)
1	71,79
2	65,08
3	74,08
4	66,74

Observa-se que o rendimento global de uma dada planta (η_{global}) tem uma diferença do FUE, pois as potências demandadas para bombeamento são levadas em consideração no cálculo do η_{global} e desconsideradas no cálculo do FUE, de forma que, sempre FUE é maior que η_{global} . Sendo assim, é mostrado na Figura 7.1 o comportamento desses dois índices para todos os casos.

A Figura 7.2 mostra a eficiência da primeira lei para as caldeiras para os casos analisados.

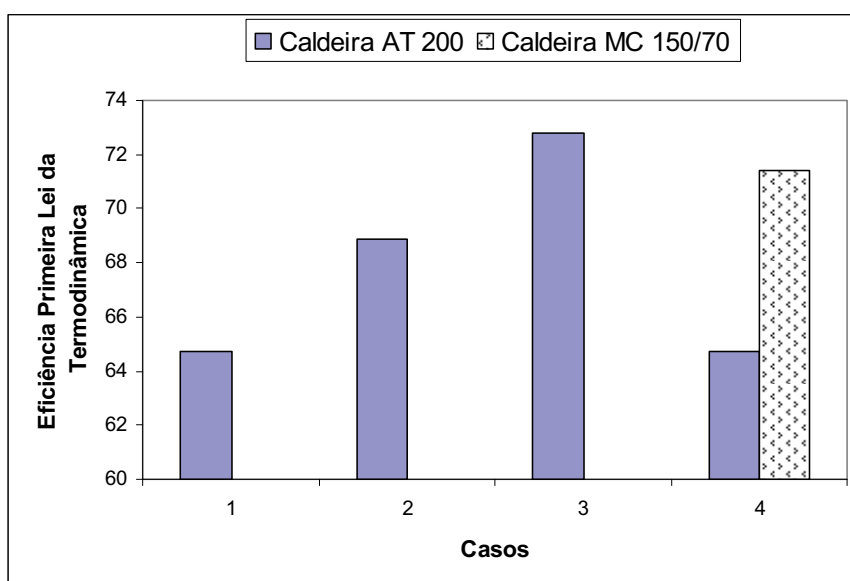


Figura 7.2: Eficiência da primeira lei para as caldeiras para os casos analisados.

De acordo com a Figura 7.2 pode-se observar que o maior rendimento da primeira lei para caldeira é no Caso 3, pois é onde se tem um maior fluxo de massa atingindo 220 toneladas de vapor por hora, utilizando os 10 % de tolerância para caldeira.

A configuração utilizada no Caso 4 produz 67 MWh, dos quais 32 MWh provêm da turbina extração e condensação VE-32 Alstom resultando, assim, maiores rendimento para a primeira lei e segunda lei das turbinas para esta configuração (Tabela 7.5).

Através da segunda lei da termodinâmica, é possível estimar a geração de irreversibilidade de cada equipamento. Assim, na Tabela 7.6 são apresentadas as taxas de irreversibilidades geradas pelas turbinas em cada caso estudado.

Tabela 7.6: Taxas de irreversibilidades geradas pelas turbinas.

Turbinas	Caso 1 (kW)	Caso 2 (kW)	Caso3 (kW)	Caso 4 (kW)
TM150	797,7	4.390	4.629	4.380
TMC10000	-	-	1.850	1.554
VE32	-	-	-	3.780

Para o Caso 4, onde se tem uma configuração que utiliza os três modelos de turbinas propostos, observa-se uma maior irreversibilidade para turbina TM150 devido ao maior fluxo de massa.

Os parâmetros comumente utilizados nas usinas de açúcar e álcool são representados na Tabela 7.7.

Tabela 7.7: Parâmetros em usinas de açúcar e álcool.

Índices	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
$R_{vapcana}$ (kg/t)	477	496	528	475
$R_{potelecan}$ (kWh/t)	14	60	84	111
$R_{vappotele}$ (kg/kWh)	9,6	7,2	6,3	5,1
R_{bagpot} (kg/kWh)	16	4	3	2

O consumo específico de vapor ($R_{vappotele}$) apresentado na Tabela 7.7 é referente a toda a planta, ou seja, ele considera todas as potências geradas e todo vapor direto consumido pelas turbinas. Para sistemas que não objetivam exportar energia elétrica, é interessante que $R_{potelecan}$ seja a mais baixa possível, pois nessa situação significa que se consegue processar uma determinada quantidade de cana com uma quantidade de energia menor. Isso acontece no Caso 1, onde objetiva-se apenas a produção de energia elétrica para o próprio consumo, quanto maior essa relação, maior é a energia gerada com a mesma quantidade de cana moída, portanto o Caso 4 é a configuração mais eficiente em relação a este índice.

A melhoria do aproveitamento do bagaço para geração de potência é visível de acordo com a ampliação da usina podendo ser observada na Figura 7.3.

A Tabela 7.8 e a Figura 7.4 representam as potências geradas pelas turbinas em cada caso.

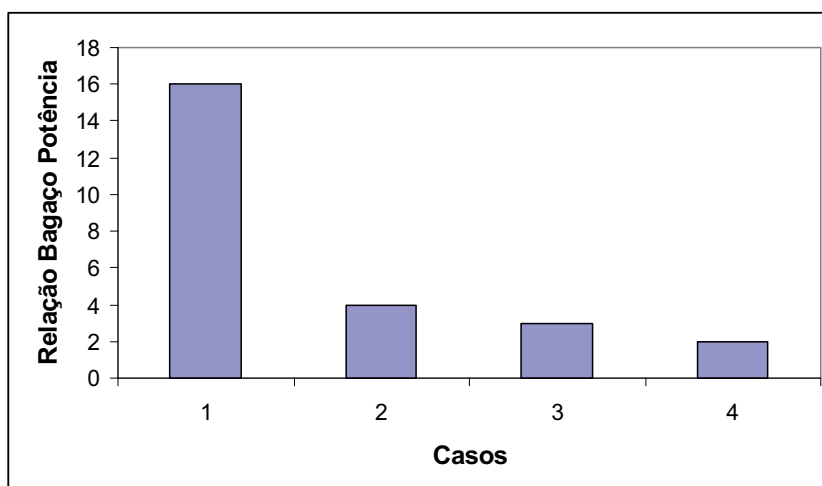


Figura 7.3: Relação Bagaço-Potência para os casos analisados.

Tabela 7.8: Potências geradas pelas turbinas.

Turbinas	Caso 1 (kW)	Caso 2(kW)	Caso 3 (kW)	Caso 4 (kW)
TM150	4.592	25.000	25.000	25.000
TMC10000	-	-	10.000	10.000
VE32	-	-	-	32.000
Total	4.592	25.000	35.000	67.000

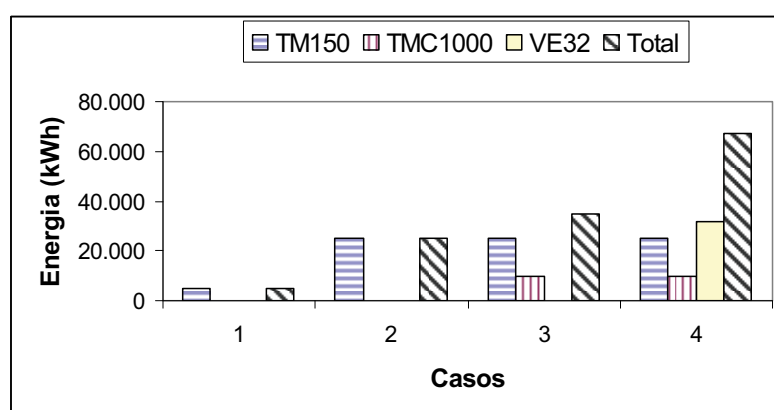


Figura 7.4: Potência gerada pelas turbinas em cada caso.

Como já era esperado, no Caso 4, com a adição de outra caldeira MC 150/70 e uma turbina de extração-condensação VE32, a potência gerada teve um aumento de 91,4 % em relação ao Caso 3.

7.2 RESULTADOS TERMONECONÔMICOS

Os valores amortizados e as taxas de custos para cada um dos equipamentos são apresentados nas Tabelas 7.9 e 7.10, respectivamente.

Tabela 7.9: Custo anual dos equipamentos utilizados, com amortização.

Equipamento	Custo anual com amortização (R\$)
Difusor	7.884.600,00
Turbina contrapressão	695.700,00
Desaerador	301.470,00
Bomba	23.190,00
Caldeira (43 kgf/cm ²)	2.319.000,00
Caldeira (65 kgf/cm ²)	5.797.500,00
Turbina extração-condensação	3.942.300,00
Condensador/Evaporador	185.520,00
Válvula redutora	11.595,00
Turbina Condensação	463.800,00

Tabela 7.10: Taxa de custos dos equipamentos utilizados.

Equipamento	Custo anual com amortização (R\$)
Difusor	0,4380
Turbina contrapressão	0,0387
Desaerador	0,0167
Bomba	0,0013
Caldeira (43 kgf/cm ²)	0,1288
Caldeira (65 kgf/cm ²)	0,3221
Turbina extração-condensação	0,2190
Condensador/Evaporador	0,0103
Válvula redutora	0,0006
Turbina Condensação	0,0258

As Figuras 7.5 e 7.6 mostram, respectivamente, os custos de geração de energia elétrica e de vapor de processo em função do custo do bagaço, para a configuração do Caso 1.

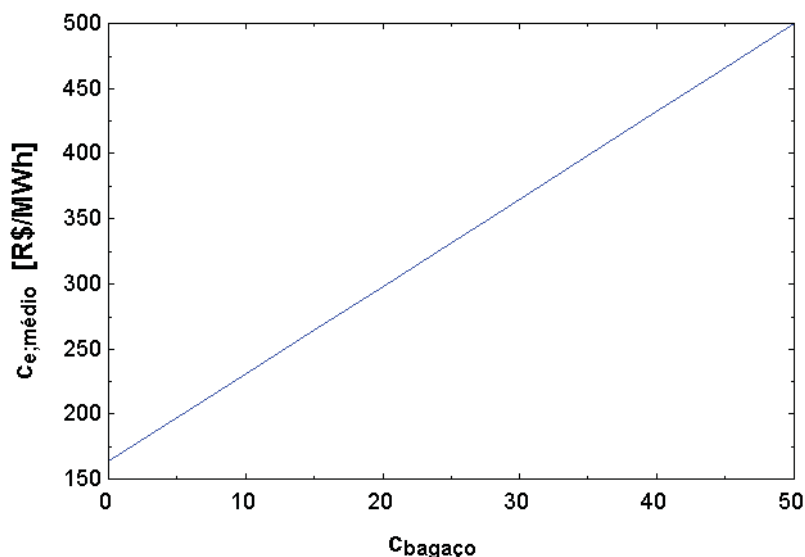


Figura 7.5: Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 1).

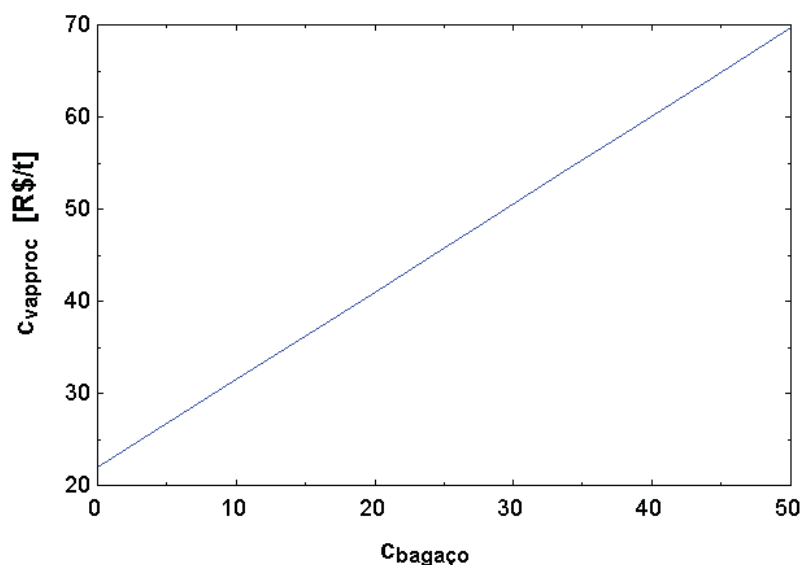


Figura 7.6: Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 1).

Assumindo o custo do bagaço em R\$ 15,00 por tonelada, verifica-se que o custo médio da energia elétrica é de R\$ 264,5 por MWh e o custo do vapor de processo é de R\$ 32,26 por tonelada para a configuração utilizada no Caso 1.

As Figuras 7.7 e 7.8 mostram, respectivamente, os custos de geração de energia elétrica e de vapor de processo em função do custo do bagaço, para a configuração utilizada no Caso 2.

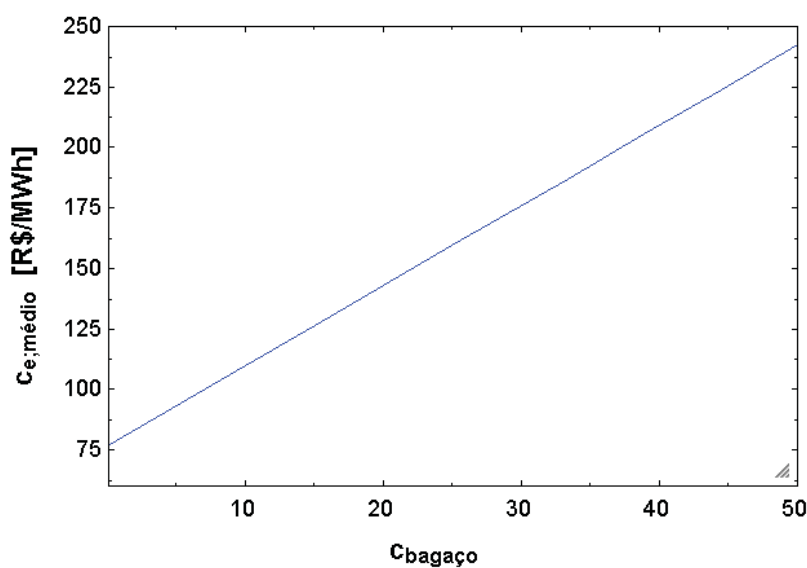


Figura 7.7: Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 2).

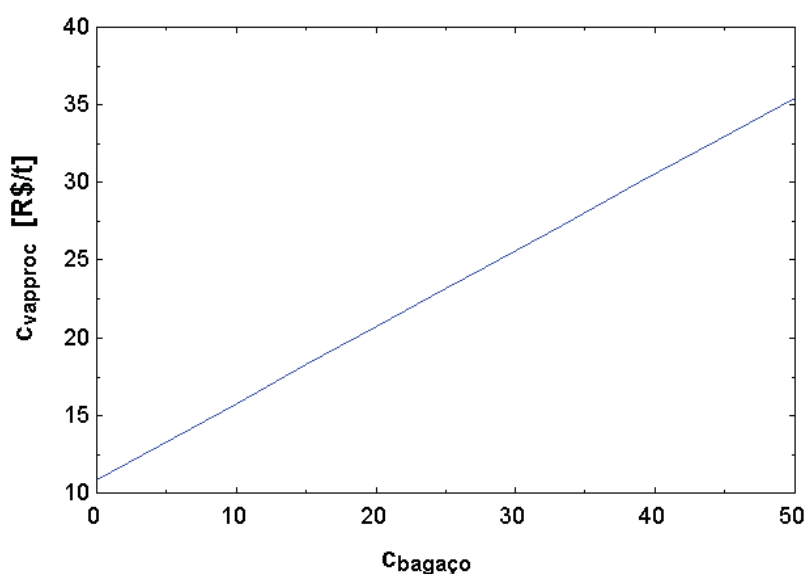


Figura 7.8: Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 2).

Considerando o mesmo custo de bagaço utilizado no Caso 1, verifica-se que o custo médio da energia elétrica é de R\$ 126,3 por MWh e o custo do vapor de processo é de R\$ 18,24 por tonelada.

Os custos de geração de energia elétrica e de vapor de processo em função do custo do bagaço para o Caso 3 são apresentados nas Figuras 7.9 e 7.10, respectivamente.

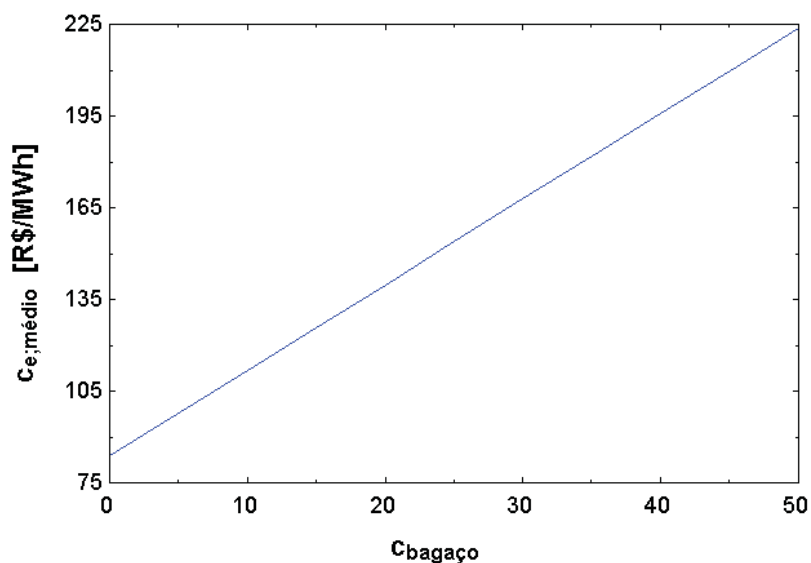


Figura 7.9: Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 3).

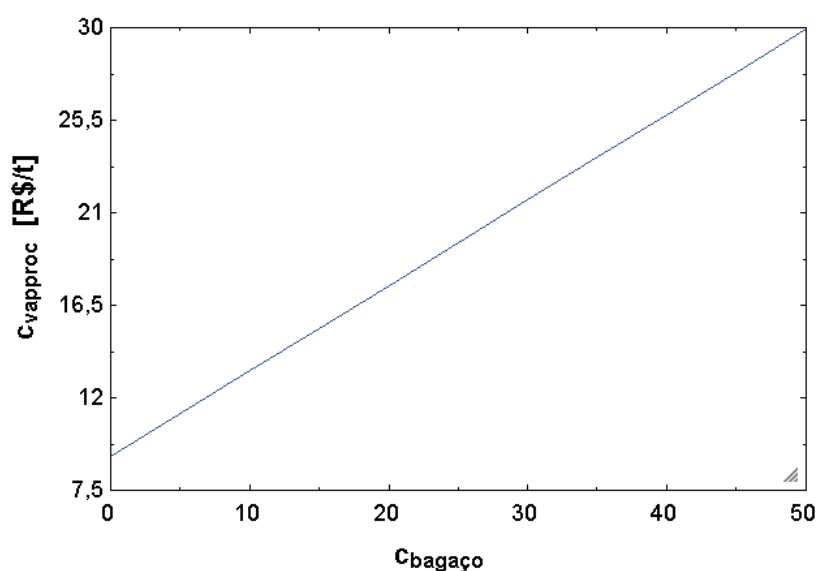


Figura 7.10: Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 3).

Verifica-se que o custo médio da energia elétrica é de R\$ 125,9 por MWh e o custo do vapor de processo é de R\$ 15,39 por tonelada para a configuração utilizada no Caso 3.

As Figuras 7.11 e 7.12 mostram, respectivamente, os custos de geração de energia elétrica e de vapor de processo em função do custo do bagaço, para a configuração do Caso 4.

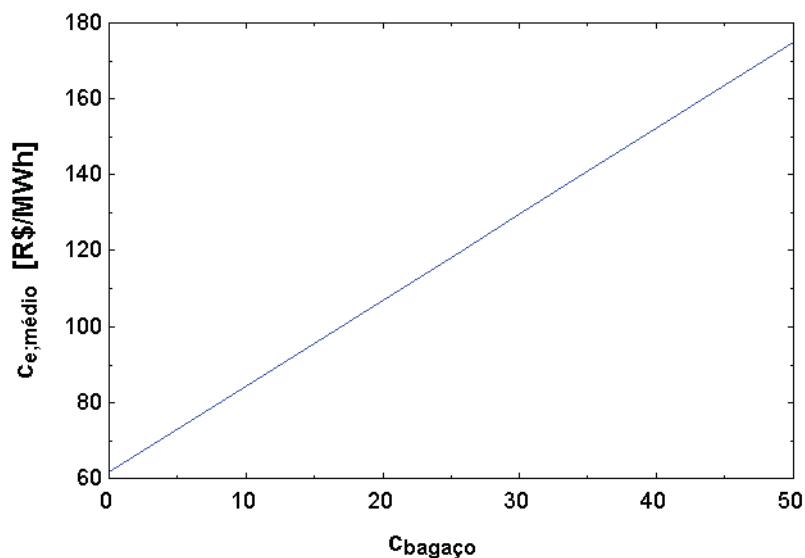


Figura 7.11: Custo médio da eletricidade em função do custo do bagaço (Caso 4).

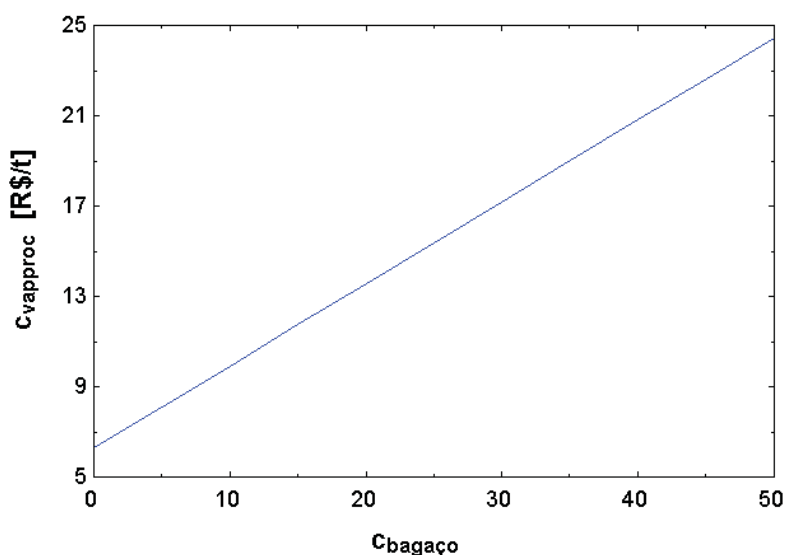


Figura 7.12: Custo do vapor de processo em função do custo do bagaço (Caso 4).

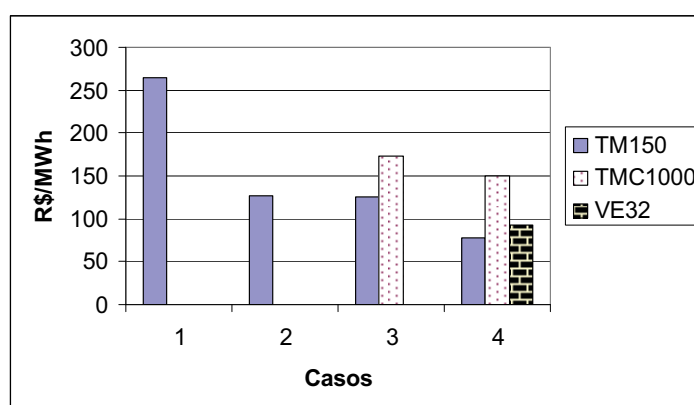
Para o Caso 4 verifica-se que o custo médio da energia elétrica é de R\$ 95,63 por MWh e o custo do vapor de processo é de R\$ 11,74 por tonelada.

A Tabela 7.11 mostra um quadro comparativo entre as configurações estudadas no que diz respeito aos custos de geração de eletricidade e vapor de processo, bem como quantidades de eletricidade produzida, bagaço consumido e excedente.

Tabela 7.11: Quadro comparativo entre as configurações estudadas.

Parâmetros	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Custo de geração de eletricidade (R\$/MWh)	264,5	126,3	125,9	95,63
Custo de geração do vapor de processo (R\$/t)	36,26	18,24	15,39	11,74
Quantidade de eletricidade produzida (MW)	4,5	25	35	67
Quantidade de bagaço consumida (t/h)	70	91	97	150
Quantidade de bagaço excedente (t/h)	13,16	12	6	0

A Figura 7.13 apresenta os custos gerados por cada turbina nas configurações estudadas.

**Figura 7.13:** Custo da potência gerada nas turbinas em cada caso.

Verifica-se para a configuração utilizada no Caso 4 um menor custo de geração de potência provindo das turbinas comparando-as com os outros casos.

7.3 RESULTADOS ECONÔMICOS

Com o auxílio da análise econômica, foi avaliada a viabilidade de implantação de cada um dos casos, já que ocorrem variações consideráveis de alguns parâmetros, tais como: potência produzida, custo de investimento e preço de venda da energia.

A avaliação do investimento de capital através da análise de sensibilidade permite obter resultados para que se estabeleça o potencial econômico do empreendimento levando-se em conta as incertezas futuras e as premissas econômico-financeiras adotadas. No presente trabalho são variadas somente as tarifas de venda de eletricidade. A taxa de juros foi mantida a 12 % ao ano, a vida útil da planta foi considerada de 20 anos.

As Figuras 7.14 a 7.17 mostram o fluxo de caixa ao longo da vida útil da planta para vários preços de venda de energia, considerando um período de implantação da planta de dois anos, no qual ocorrem os desembolsos. A intersecção das curvas com o eixo horizontal indica o tempo de retorno dos investimentos, ou seja, o tempo a partir do qual o fluxo de caixa passa a ser positivo.

As Tabelas 7.12 a 7.15 mostram a Taxa de Retorno do Investimento (TRI), o Valor Líquido Atual (VAL) e a Taxa Interna de Retorno (TIR), em função do preço de venda da eletricidade.

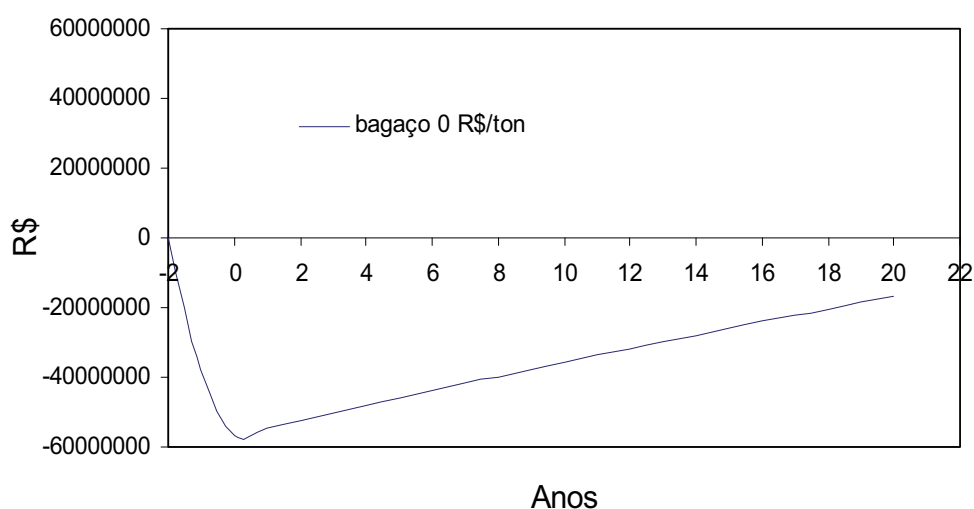


Figura 7.14: Variação do fluxo de caixa acumulado na configuração do Caso 1.

Tabela 7.12: Índices econômicos para o Caso 1.

Preço do Bagaço (R\$/t)	VAL (R\$)	TIR (%)	TRI (%)
0	-16.637.027,00	1,0	-

No Caso 1, mesmo considerando o custo do bagaço sendo nulo observa-se que não se tem um retorno do investimento aplicado ao final dos 20 anos considerados como vida útil da planta Figura 7.14.

Ao final dos 20 anos o Valor Líquido Anual acumulado é negativo (R\$ 16.637.027,00) e a Taxa Interna de Retorno (1 %) é muito menor que a taxa de juros anual (12 %), inviabilizando a configuração estudada no que diz respeito à parte de produção de energia (Tabela 7.12).

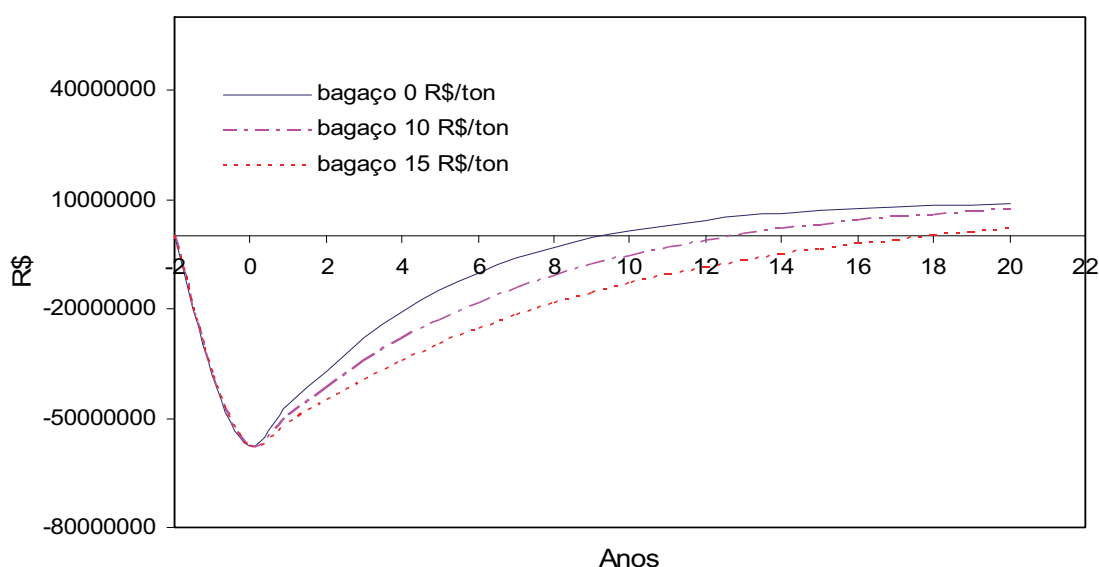


Figura 7.15: Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 2.

Tabela 7.13: Índices econômicos para o Caso 2.

Preço do Bagaço (R\$/t)	VAL (R\$)	TIR (%)	TRI (%)
0	8.802.978,00	24	15,3
10,00	6.941.789,00	16	12,1
15,00	1.677.456,00	12	2,9

Observa-se para o Caso 2 um retorno do investimento até um custo limite de R\$ 15,00/t para o bagaço, onde se tem um Valor Líquido Anual acumulado ao final dos 20 anos de R\$ 1.677.456,00 e uma Taxa de retorno de 12 % considerada baixa, pois é igual ao juro fixado ao ano. Para esta configuração ser viável economicamente o custo do bagaço teria que estar em um intervalo entre 0 e R\$ 10,00/t, possibilitando, assim, uma taxa de retorno do investimento de até 15,31 %, considerando apenas a geração de eletricidade.

Levando em consideração um custo de R\$ 15,00/t para o bagaço, o Caso 2 apresenta um Tempo de Retorno do Investimento de aproximadamente 12 anos conforme a Figura 7.15.

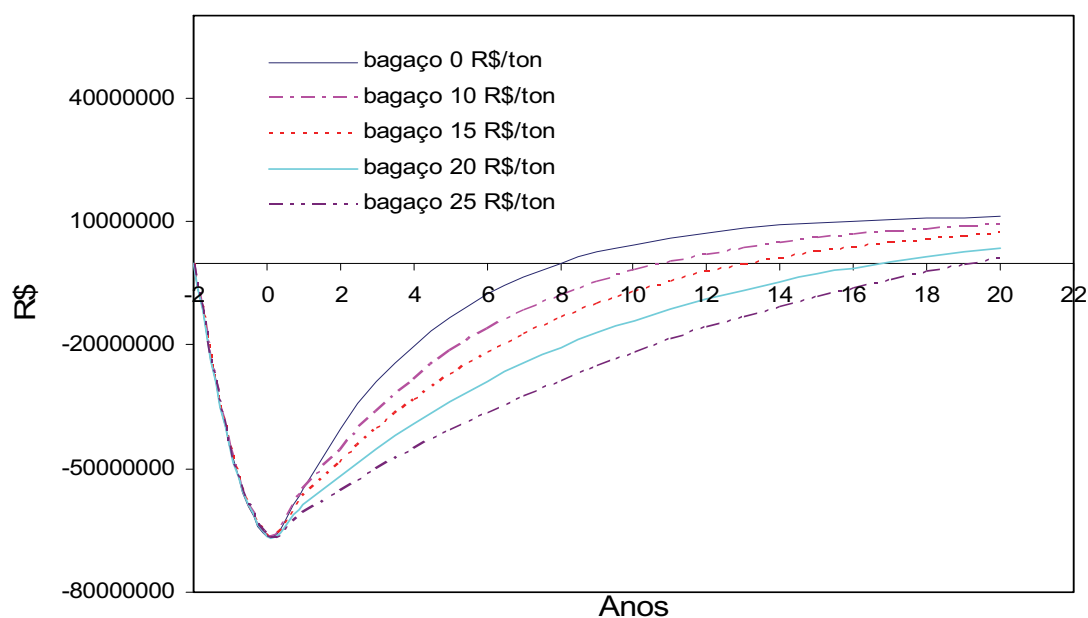


Figura 7.16: Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 3.

Tabela 7.14: Índices econômicos para o Caso 3.

Preço do Bagaço (R\$/t)	VAL (R\$)	TIR (%)	TRI (%)
0	11.153.182,00	28	16,8
10,00	9.064.956,00	20	13,6
15,00	7.051.126,00	16	10,6
20,00	3.488.907,00	12	5,2
25,00	1.180.387,00	7	1,7

Verifica-se que a configuração estudada no Caso 3 possui uma viabilidade econômica com um custo de bagaço entre 0 e R\$ 15,00/t tendo um retorno do investimento entre 8 a 13 anos, respectivamente, para estes custos.

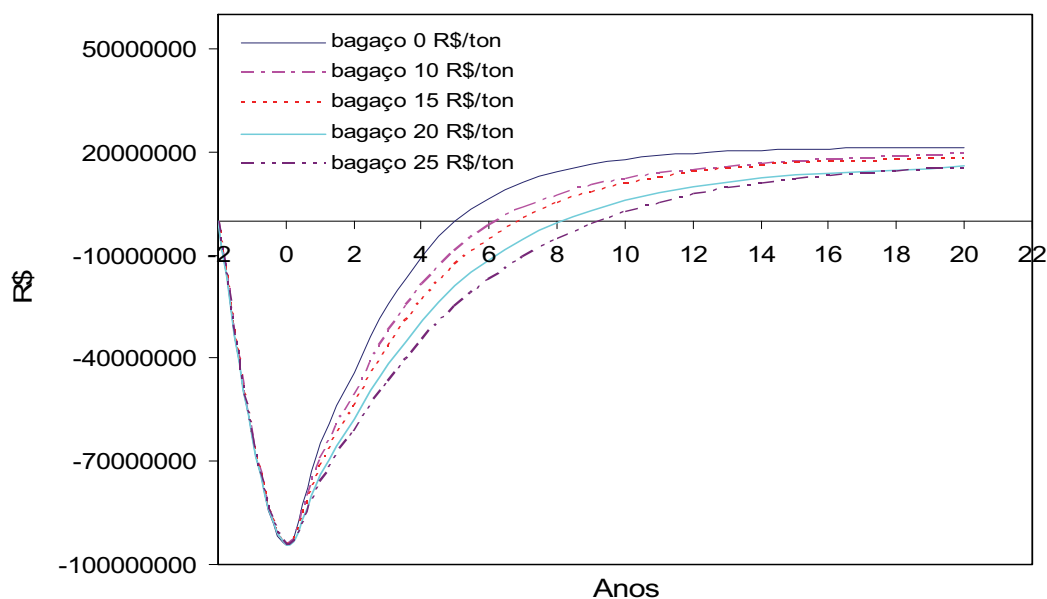


Figura 7.17: Variação do fluxo de caixa acumulado para diferentes preços de venda de energia elétrica para o Caso 4.

Tabela 7.15: Índices econômicos para o Caso 4.

Preço do Bagaço (R\$/t)	VAL (R\$)	TIR (%)	TRI (%)
0	21.156.938,00	45	22,4
10,00	19.502.028,00	37	20,7
15,00	18.121.604,00	32	19,2
20,00	15.780.416,00	28	16,7
25,00	15.021.599,00	23	15,9

Observa-se que a configuração estudada no Caso 4 é a que exige um maior investimento, entretanto é a que fornece um retorno mais rápido em função da venda de energia elétrica, pois, mesmo para o custo máximo considerado para o bagaço (R\$ 25,00/t), o retorno do investimento ocorre antes da metade da vida útil da planta, como mostra a Figura 7.17, e com uma TIR e uma TRI bastante atraentes para o setor (ambas acima de 15 %), conforme mostra a Tabela 7.15.

8 CONCLUSÕES

Os objetivos desse trabalho foram alcançados com as análises exergética, energética, termoeconômica e econômica de configurações que retratam as expansões na planta de uma usina de açúcar e álcool com sistema de extração por difusão ainda em construção (Usina Dourados), que vão desde um simples sistema, onde se produz álcool e energia elétrica para o próprio consumo, até um sistema mais complexo, visando a produção de álcool, açúcar e excedente de energia elétrica para comercialização.

Para tanto, foram consideradas quatro situações: a configuração inicial da planta definida como Caso 1, que opera visando gerar energia elétrica apenas para o próprio consumo e vapor para processo de produção apenas de álcool; em seqüência tem-se a configuração definida como Caso 2, onde o intuito é produzir o máximo de energia elétrica que o turbogerador pode fornecer e vapor para processo de produção de álcool e também de açúcar; na configuração seguinte, definida como Caso 3, é adicionada na planta uma turbina de condensação visando um melhor aproveitamento para a geração de energia elétrica; e, por fim, na última configuração, definida como Caso 4, é adicionada uma nova turbina de extração condensação e uma caldeira de alta pressão priorizando a geração de energia elétrica.

A análise termodinâmica possibilitou verificar os rendimentos das plantas estudadas e as eficiências dos principais equipamentos envolvidos, podendo, desta forma, avaliar seus efeitos sobre o desempenho das plantas.

Como se esperava, o Caso 4 apresenta os melhores indicadores de $R_{potelecan}$ e R_{bagpot} , sendo, assim, a configuração mais propícia para exportação de energia elétrica, embora ela não apresente a melhor eficiência global. Como as configurações possuem uma crescente variação na geração de potência, verifica-se que o índice RPC, por estar fortemente influenciado a este parâmetro, possui um valor maior para a configuração do Caso 4, onde a geração fornecida pelas turbinas é de 67 MW.

Sob o ponto de vista da eficiência global, a configuração do Caso 3 é a mais eficiente, fato este que pode ser explicado pelo maior rendimento da caldeira AT 200 entre todas as configurações.

As análises mostraram que a configuração do Caso 4, que representa uma planta mais moderna, realmente tem um melhor desempenho que a planta do Caso 1.

Os diagnósticos feitos para cada caso analisado servem para avaliar aqueles que já estão em fase de implantação (Casos 1 e 2) ou para ajudar a decidir por qual deles optar futuramente (Casos 3 e 4) e quais são os resultados que podem ser esperados com o principal objetivo de gerar um maior excedente de eletricidade para exportação, o que exige concepções tecnológicas mais avançadas, que possibilitem um melhor aproveitamento energético do combustível.

A análise termoeconômica baseada na Teoria de Custo Exergético aplicada às plantas térmicas é uma ferramenta muito importante, sendo considerada a forma mais racional de contabilizar os custos dos fluxos de energia envolvidos. Através desta análise, verificou-se que a redução do custo do bagaço faz com que os custos de produção de energia elétrica e de vapor diminuam significativamente. Ocorre que, a maioria das usinas sucroalcooleiras não tem definido quanto realmente custa o bagaço para a utilização no processo de cogeração de energia, devido ao fato de que o bagaço, até bem pouco tempo atrás, era considerado um simples rejeito do processo industrial. A partir do momento que se tem como produto a eletricidade, além do açúcar e do álcool, seria interessante realizar uma melhor partição de custos entre os produtos e insumos envolvidos no processo industrial das usinas. Dessa forma, um menor custo do bagaço aumentaria a atratividade das configurações estudadas, viabilizando a comercialização da energia excedente pelo preço estabelecido no PROINFA.

Analizando apenas os custos da energia elétrica, nota-se que os custos da energia elétrica gerada pelas turbinas dos Casos 2, 3 e 4 (R\$ 126,30, R\$ 125,90, e R\$ 95,63 por MWh), são menores que o preço de venda nos leilões de energia elétrica (R\$ 150,00 por MWh). O Caso 1 torna-se inviável, pois apresenta um custo de geração de R\$ 264,5 por MWh, só que obviamente isso já era previsto, pois trata-se de uma fase inicial de instalação da planta completa (Caso 2).

O levantamento dos custos reais de cada equipamento envolvido nas plantas, em vez da estimativa através da partição de custos utilizada neste trabalho, levaria a obtenção de custos mais apurados para as utilidades produzidas. Essa questão é de suma importância, pois a participação dos custos da planta pode ser dada de maneira diferente da utilizada no trabalho.

Através da análise econômica e da determinação dos índices de Valor Atual Líquido, Tempo de Retorno de Investimento e Taxa Interna de Retorno foi possível definir que a configuração mais atraente do ponto de vista econômico é a configuração do Caso 4, embora seja a que necessite de um maior investimento.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de análises exergéticas do caldo, levando em consideração todo o processo envolvido numa usina de açúcar e álcool.

REFERÊNCIAS

ANTUNES, J. S. **Código computacional para análise de cogeração com turbinas a gás**. 1999. 169 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

ASSOCIAÇÃO PAULISTA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA - COGEN-SP. São Paulo, 2007. Disponível em: <<http://www.cogensp.com.br>>. Acesso em: 20 out. 2007.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Editora UFSC, 2002. 279 p.

BARREDA DEL CAMPO, E. R. **Análise termoeconômica do sistema de cogeração da Usina Vale do Rosário**. 1999. 280 f. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

BARREDA DEL CAMPO, E. R.; LLAGOSTERA, J. Estudo de possibilidades de incremento da cogeração em usinas açucareiras cubanas. In: ENCONTRO DE CIÊNCIAS TÉRMICAS, 6., 1996, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: [s.n.], 1996. p. 447-452.

BARREDA DEL CAMPO, E. R.; ROXO, R.; NEBRA, S. A.; BORDONAL, A. F. Análises energética e exergética do sistema de cogeração da Usina Vale do Rosário. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 7., 1998, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: [s.n.], 1998. v. 1. p. 307-312.

BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. New York: John Wiley & Sons, 1988. 850 p.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design & optimization**. New York: John Wiley & Sons, 1996. 542 p.

BOHÓRQUEZ, W. O. I.; HORTA NOGUEIRA, L. A.; LORA, E. E. S. Análise exergoeconômica da repotenciação de uma planta de cogeração na indústria açucareira equatoriana. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 4., 2006, Recife. **Anais...** Recife: [s.n.], 2006. 10 p. 1 CD-ROM.

BOWEL, R. Steam turbine selection for co-generation in a sugar mill. **International Sugar Journal**, Glamorgan, v. 98, n. 1167, p.113-115, 1996.

BRIGHENTI, C. R. F. **Integração do cogrador de energia do setor sucroalcooleiro com o sistema elétrico**. 2003. 169 f. Dissertação (Mestrado) – Instituto de Eletrotécnica e Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

CAMARGO, C. A.; RIBEIRO, A. M. M.; USHIMA, A. H.; SOUSA, M. E. P.; SANTOS, N. F. **Conservação de energia na indústria do açúcar e álcool**: manual de recomendações. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990. 798 p. (Publicação 1817).

CARPIO, R. C.; TEIXEIRA, F. N.; BESSA, F. C.; LORA, E. E. S. Critérios de avaliação termodinâmica para sistemas de cogeração em usinas de açúcar. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15. 1999, Águas de Lindóia. **Anais...** Águas de Lindóia: [s. n.], 1999. 10 p. 1 CD-ROM.

CERQUEIRA, S. A. A. G. **Metodologias de análise termoeconômica de sistemas**. 1999. 137 f. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

COELHO, S. T. **Mecanismos para implementação da cogeração de eletricidade a partir de biomassa**: um modelo para o Estado de São Paulo. 1999. 275 f. Tese (Doutorado) – Instituto de Eletrotécnica e Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

COELHO, S. T.; OLIVEIRA JUNIOR, S.; ZYLBERSTAJN, D. Análise termoeconômica da cogeração de eletricidade a partir do bagaço da cana em uma usina. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 14., 1997, Bauru. **Anais...** Bauru: [s.n], 1997. 8 p. 1 CD-ROM.

COELHO, S. T.; PALETTA, C. E. M.; FREITAS, M. A. V. Medidas mitigadoras para a redução de emissões de gases de efeito estufa na geração termelétrica. Brasília: CENBIO, 2000.

COELHO, S. T.; PALETTA, C. E. M.; GUARDABASSI, P.; PIRES, R. G.; SILVA, O. C.; GOMES FILHO, A. Levantamento do potencial real da cogeração de excedentes no setor sucroalcooleiro. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, 9., 2002, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: [s.n], 2002. p. 1867-1875.

CORRÊA NETO, V. **Análise de viabilidade da cogeração de energia elétrica em ciclo combinado com gaseificação de biomassa de cana-de-açúcar e gás**

natural. 2001. 194 f. Tese (Doutorado) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.

DIXON, T. F. Steam generation and combustion research at the SRI. **International Sugar Journal**, Glamorgan, v. 101, n. 1204, p. 219-220, 1999.

EL-SAYED, Y. M.; EVANS, R. B. Thermoeconomics and design of heat system. **Journal of Engineering Power-Transactions ASME**, New York, v. 92, p. 27-34, 1970.

EL-SAYED, Y. M.; GAGGIOLI, R. A. A critical review of second law costing method I – Background and algebraic procedures. **Journal of Energy Resources Technology**, New York, v. 111, n. 1, p. 8-15, 1989.

ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Optimization of thermal energy consumption in sugar cane factories. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006a. p. 569-576. 1 CD-ROM.

ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Analysis of cogeneration systems in sugar cane factories: alternatives of steam and combined cycle power plants. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006b. p. 1177-1184. 1 CD-ROM.

ENSINAS, A. V.; NEBRA, S. A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Analysis of process steam demand reduction and electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 48, n. 11, p. 2978-2987, 2007.

FIOMARI, M. C. **Análise energética e exergética de uma usina sucroalcooleira do Oeste Paulista com sistema de cogeração de energia em expansão**. 2004. 129 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2004.

FRANGOPOULOS, C. A. Thermoeconomic functional analysis and optimization. **Energy**, Oxford, v. 12, n. 7, p. 563-571, 1987.

GAS TURBINE WORLD HANDBOOK. Fairfield: Pequot, 2001-2002.

GARAGATTI ARRIOLA, D. W. **Sistema tri e tetra combinado de cogeração: avaliação exergética e termoeconômica**. 2000. 206 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

GITMAN, J. L. **Princípios da administração financeira**. São Paulo: Harper & Row, 1984.

HIGA, M.; BANNWART, A. C. Cogeração e integração térmica de evaporadores de múltiplos efeitos em usinas de açúcar e álcool. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais...** João Pessoa: [s.n.], 2002. 10 p. 1 CD-ROM.

HORLOCK, J. H. **Combined power plants**. Oxford: Pergamon Press, 1992. 288 p. 1992.

HORLOCK, J. H. **Cogeneration-combined heat and power (CHP): thermodynamics and economics**. Florida: Krieger, 1997. 226 p.

HUANG, F. F. Performance assessment parameters of a cogeneration system. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 9., 1996, Stockholm. **Proceedings...** Stockholm: [s.n.], 1996. p. 225-229.

HUGOT, E. **Manual da engenharia açucareira**. São Paulo: Mestre Jou, 1969. 2 v.

INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS – IPT. **Geração de vapor, sistemas de potência, refrigeração e recuperação de calor**. São Paulo: IPT, 1996. Cap. 3, p. 3.2-3.38.

JAGUARIBE, E. F.; LOBO, P. C.; NETO, J. R. L.; SOUZA, W. L.; ROCHA, F. A. A. Estudo termodinâmico e análise de custos da ampliação de um sistema de cogeração de energia em uma destilaria de cana de açúcar. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 9., 2002, Caxambu: **Anais...** Caxambu: [s.n.], 2002. 9 p. 1 CD-ROM.

JAGUARIBE, E. F.; LOBO, P. C.; SOUZA, W. L.; ROCHA, R. M.; NASCIMENTO, E. T. Vender bagaço ou comercializar a energia gerada pela cogeração?. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 10., 2004, Rio de Janeiro: **Anais...** Rio de Janeiro: [s.n.], 2004. 12 p. 1 CD-ROM.

KAMATE, S. C.; GANGAVATI, P. B. Exergy analysis of cogeneration power plants in sugar industries. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 29, n. 5-6, p. 1187-1194, 2009.

KHARTCHENKO, N. V. **Advanced energy systems**. Washington, DC: Taylor & Francis, 1998. 285 p.

KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. **EES – Engineering Equation Solver**. Middleton: F-Chart Software, 1995.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. Malabar: Krieger, 1995. 328 p.

LEITE, C. P. **Seleção de centrais termoeletricas utilizando gás natural e bagaço de cana**. 2003. 166 f. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

LOBO, P. C.; JAGUARIBE, E. F.; LIMA NETO, J. R.; ROCHA, F. A. A.; SOUZA, W. L. Análise comparativa de sistemas de cogeração usados em duas diferentes plantas sucroalcooleiras. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais...** João Pessoa: [s.n.], 2002. 10 p. 1 CD-ROM.

LOBO, P. C.; JAGUARIBE, E. F.; RODRIGUES, J.; ROCHA, F. A. A. Economics of alternative sugar cane milling options. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 27, p. 1405-1413, 2007.

LORA, E. E. S.; ARRIETA, F. P.; CARPIO, R. C.; NOGUEIRA, L. A. H. Clean production: efficiency and environment. **International Sugar Journal**, Glamorgan, v.102, n.1219, p.343-351, 2000.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004. v. 1.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Theory of exergetic cost. **Energy**, Oxford, v. 18, n. 9, p. 939-960, 1993.

NEGRI, J. C.; VIEIRA, S. Análise de projeto de ciclo combinado nas condições brasileiras: a visão do empreendedor. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO

E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 15., 1999, Foz do Iguaçu. **Anais...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 1999. 5 p. 1 CD-ROM.

OGDEN, J. M.; HOCHGREB, S.; HYLTON, M. Steam economy and cogeneration in cane sugar factories. **International Sugar Journal**, Glamorgan, v. 92, n. 1099, p.131-142, 1990.

ORLANDO, J. A. **Cogeneration Planner's Handbook**. Londres: Fairmont, 1991. 315 p.

PALACIO, J. C. E.; LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J.; SANTOS, J. J. C. S.; MOURA, A. G. Thermodynamic and thermoeconomic evaluation of different technologies and steam parameters for plant modernization alternatives in an autonomous distillery. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS - ECOS 2009, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 1 CD-ROM.

PALACIOS-BERECHE, R.; PEREIRA, P.; NEBRA, S. A.; OLIVEIRA, C. E. L.; RABI, J. A. Energetic evaluation of cogeneration systems in sugar cane plants in Brazil: case studies. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS - ECOS 2009, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 1 CD-ROM.

PASSOLONGO, R.; RAMOS, R. A. V.; WOISKI, E. R.; MAIA, C. R. M. Integration of biomass gasification systems in a sugar-ethanol factory: study of cases. INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS - ECOS 2009, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...**, Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 1 CD-ROM.

PELLEGRINI, M. C. **Inserção de centrais cogeradoras a bagaço de cana no Parque Energético do Estado de São Paulo**: exemplo de aplicação de metodologia para análise dos aspectos locacionais de integração energética. 2002. 168 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S. Thermo-economic-environmental analysis and optimization applied to the combined production of sugar, ethanol and electricity. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS - ECOS 2009, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 1 CD-ROM.

PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR., S.; BURBANO, J. C. Supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles for sugarcane mills. **Energy**, Oxford, v. 35, n. 2, p. 1172-1180, 2010.

PIZZO, J. H.; DIB, F. H.; PASSOLONGO, R.; RAMOS, R. A. V. Avaliação de desempenho de diferentes métodos de aproveitamento do vapor em uma usina de açúcar e álcool. CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 5., 2008, Salvador. **Anais...** Salvador: [s.n.], 2008, 10 p. 1 CD-ROM.

REISTAD, G. M.; GAGGIOLI, R. A. Available-Energy Costing. In: ACS Symposium Series. Oxford: Oxford University Press, 1980. v. 122, p. 143-159.

ROSA, L. P. **New partnerships for sustainable development and key issues or operationalising the clean developing mechanism**. Rio de Janeiro: Global Change Center, PPE-COPPE/UFRJ, 1998.

SÁNCHEZ PRIETO, M. G. S. **Alternativas de cogeração na indústria sucro-alcooleira**: estudo de caso. 2003. 255 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

SÁNCHEZ PRIETO, M. G. S.; CARRIL, T. P.; NEBRA, S. A. Análise do custo exergético do sistema de geração de vapor da usina Cruz Alta. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16., 2001, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: [s.n.], 2001. v. 4. p. 196-205.

SÁNCHEZ PRIETO, M. G. S.; NEBRA, S. A. Análise do custo exergético do sistema de cogeração de uma usina sucro-alcooleira. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 16., 2001, Uberlândia. **Anais...** Uberlândia: [s.n.], 2001. v. 4. p. 206-215.

SILVEIRA, S. F. R.; SILVA, J. S.; PINTO, F. A. C.; REZENDE, R. C. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**: composição do custo de secagem. Viçosa: Aprenda Fácil, 2000. p. 221-239.

SRIVASTAVA, V. C. Planning and engineering of cogeneration projects. **International Sugar Journal**, Glamorgan, v. 99, n. 1178, p. 85-87, 1997.

SZARGUT, J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process**. New York: Hemisphere, 1998. 332 p.

TAKAKI, A. T. **Análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e trigeração de energia em indústrias frigoríficas.** 2006. 159 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2006.

TOLMASQUIM, M.; SZKLO, A.; SUGIYAMA, A.; SOARES, J.; CORRÊA NETO, V. **Avaliação dos potenciais técnicos e econômicos e identificação das principais barreiras à implementação da cogeração no Brasil e em setores selecionados.** Rio de Janeiro: PROCEL/COPPE/PPE, 1999.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy system. **Progress in Energy and Combustion Science**, Oxford, v. 19, p. 227-257, 1993.

UNI-SYSTEMS do Brasil. Sertãozinho, 2009. Disponível em: <<http://www.uni-systems.us/>>. Acesso em: 03 dez. 2009.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** São Paulo: Edgard Blücher, 1995. 594 p.

VALERO, A.; SERRA, L.; LOZANO, M. A. Structural theory of thermoeconomics. In: ASME WINTER ANNUAL MEETING, 1993, New Orleans. **Proceedings...** New Orleans: ASME, 1993. p. 241-249.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TSATSARONIS, G.; PISA, J.; FRANGOPOULUS, C.; VON SPAKOVSKY, M. R. CGAM problem: definition and conventional solution. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 279-286, 1994.

VIEIRA, S.; PELLEGRINI, M. C. Cogeração em usinas sucroalcooleiras de médio porte e sua inserção no Parque Gerador Nacional. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15., 1999, Águas de Lindóia. **Anais...** Águas de Lindóia: [s.n.], 1999. 8 p. 1 CD-ROM.

WALTER, A. C. **Viabilidade e perspectivas da cogeração e da geração termelétrica junto ao setor sucro-alcooleiro.** 1994. 283 f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.

APÊNDICE A

INFORMAÇÕES SOBRE O PROGRAMA IPSEPRO

O IPSEpro[®], desenvolvido pela empresa austríaca *Sim Technology* (Sim Tech, 2000), é uma linguagem de programação visual, que apresenta estrutura para a composição através da escolha de componentes (turbinas, condensadores, caldeiras, entre outros equipamentos) que estão disponíveis em uma biblioteca. Estes componentes (ícones) selecionados são arrastados para uma área específica do projeto onde são interligados.

Os fornecimentos dos dados para o processamento da análise são inseridos diretamente nos equipamentos dispostos na planilha, e os resultados são apresentados na própria configuração formulada.

A Figura A.1 mostra esquematicamente a estrutura do IPSEpro[®].

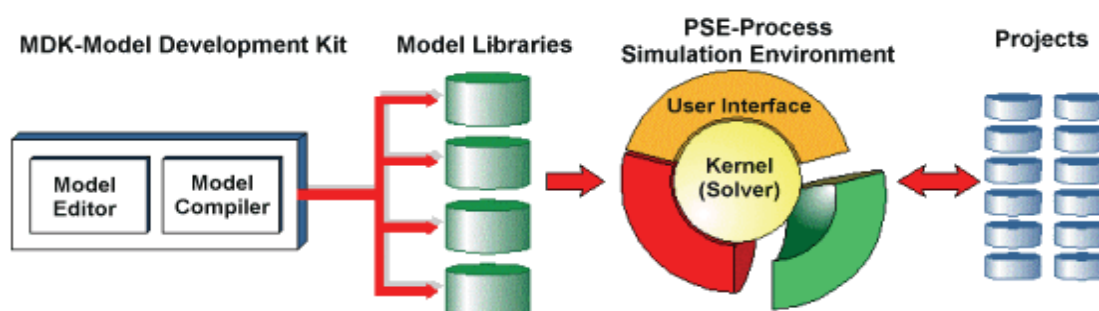


Figura A.1: Representação esquemática da estrutura do IPSEpro.

A seguir serão apresentadas brevemente a biblioteca e os módulos do IPSEpro[®], que foram adquiridos pelo NUPLN.

A.1 BIBLIOTECAS DO IPSEPRO

O IPSEpro[®] possui várias bibliotecas, sendo que a seguir serão descritas algumas dessas bibliotecas que foram utilizados nesse trabalho.

A.1.1 Biblioteca APP

A biblioteca APP (*Advanced Power Plant*) foi projetada para a modelagem de uma grande faixa de sistemas térmicos de potência. A biblioteca contém modelos que permitem tanto projetar quanto analisar qualquer tipo de planta de potência já existente, incluindo: Plantas de potência convencionais; Plantas de cogeração e Plantas de ciclo combinado.

Alguns componentes presentes nesta biblioteca são: caldeira, câmara de combustão, compressor, condensador, torre de resfriamento, desaerador, turbina a gás, gerador, condensador, misturador, motor, bomba, separador e válvula.

Os modelos do componente incluídos com a biblioteca APP representam uma combinação entre: Facilidade de utilização; Exatidão de modelo; Quantidade de dados de entrada e Flexibilidade.

A seguir, serão apresentados na Figura A.2 os equipamentos contidos na biblioteca APP e na Figura A.3 a interface da biblioteca APP com seus componentes.

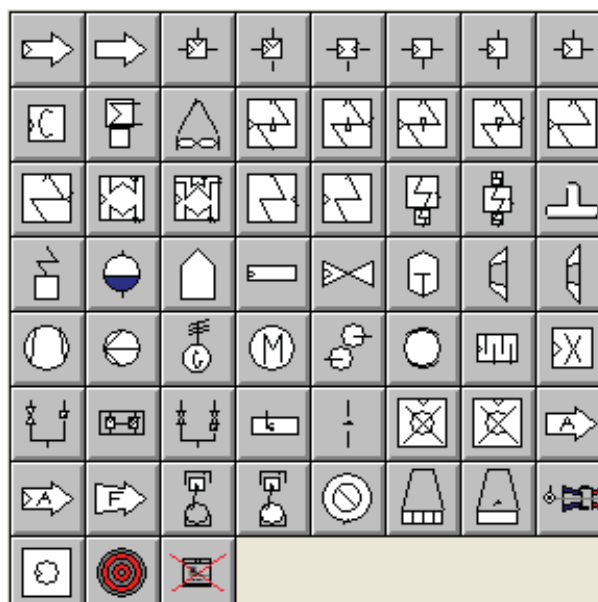


Figura A.2: Equipamentos da biblioteca APP.

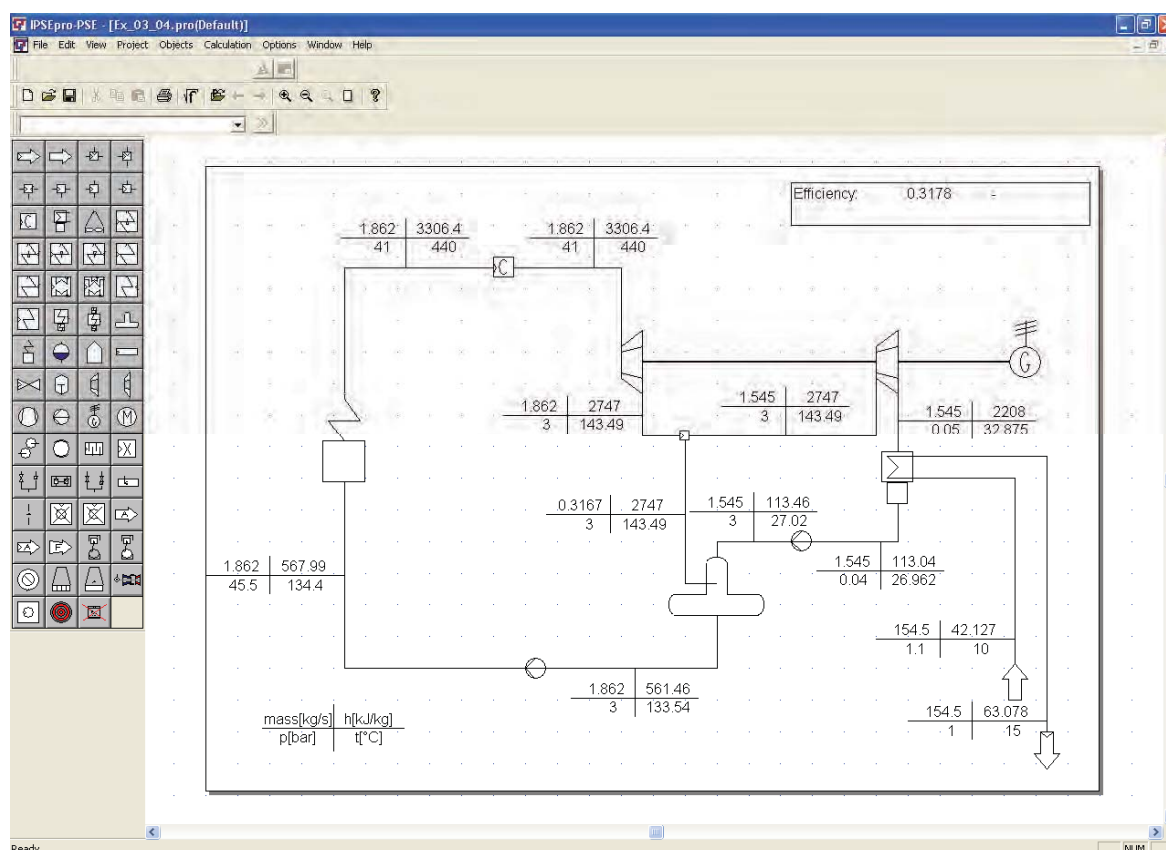


Figura A.3: Interface da biblioteca APP.

A.1.2 Biblioteca Gas Turbine

A biblioteca *Gas Turbine* contém modelos pré-definidos de turbinas a gás comercializadas no mercado que podem ser usados juntos com a biblioteca APP, propiciando avaliar o desempenho de turbinas a gás numa planta específica em questão.

Além dos modelos pré-definidos de turbinas, existe a possibilidade de criar um novo modelo de turbina através de *Turbine Generic*.

Os modelos existentes na biblioteca *Gas Turbine* conseguem reproduzir a influência de fatores externos, como a temperatura do ambiente, a altitude, etc., no desempenho das turbinas a gás.

A seguir, serão apresentados na Figura A.4 alguns dos modelos de turbinas contidos na biblioteca *Gas Turbine* e na Figura A.5 a interface da biblioteca *Gas Turbine* com seus componentes.

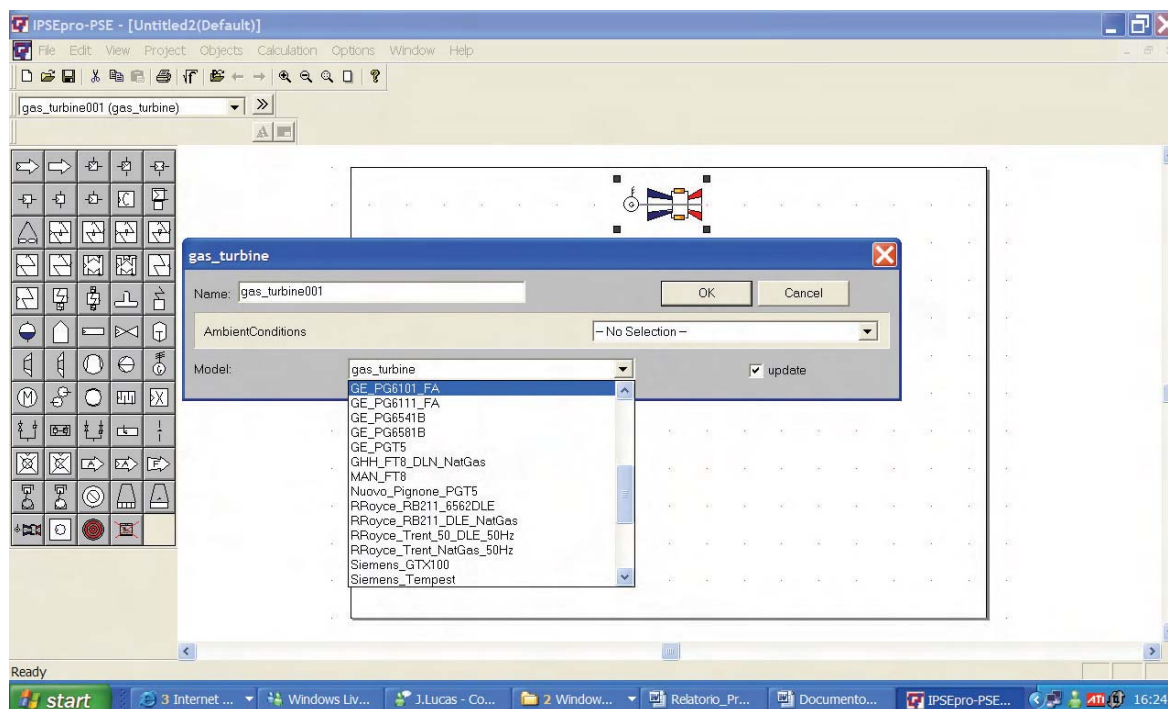


Figura A.4: Modelos de turbinas existentes na biblioteca Gas Turbine.

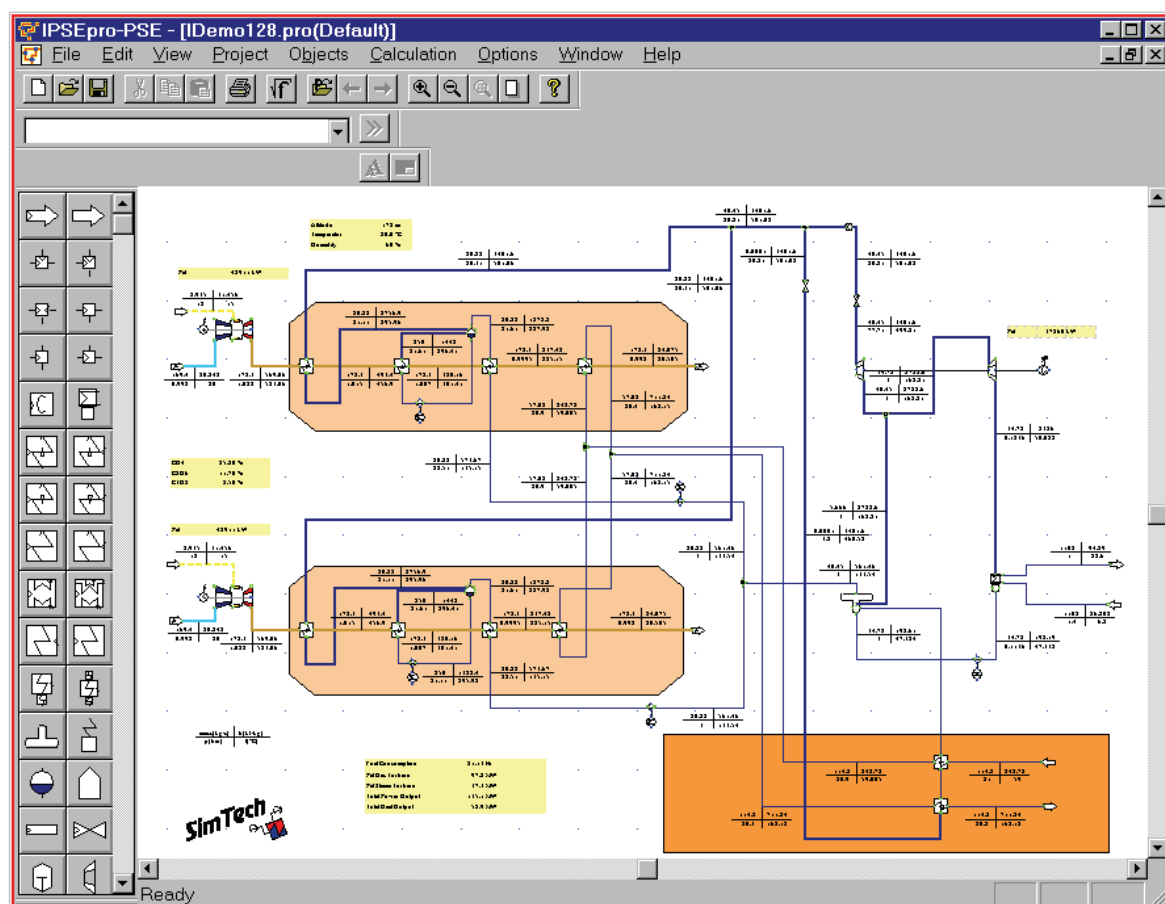


Figura A.5: Interface da biblioteca Gas Turbine.

A.2 MÓDULOS DO IPSEPRO

A seguir serão descritas alguns dos módulos do IPSEpro[®], utilizados na elaboração desse trabalho.

A.2.1 Módulo PSE

Com o módulo PSE o usuário seleciona os componentes requeridos no menu da biblioteca e os arranja de maneira apropriada. Todos os dados do processo são configurados diretamente na folha de dados. Os resultados são mostrados diretamente no esquema criado. Ao final da simulação, o PSE gera automaticamente um protocolo de saída, no qual são mostrados todos os parâmetros e variáveis do processo, bem como a situação de cada um deles: fornecido, calculado ou não-calculado e convergido ou não-convergado. No caso da existência de erros, a causa dos mesmos também é apresentada nesse protocolo.

Na Figura A.6 é apresentada a interface do modulo PSE para um modelo de planta térmica de ciclo combinado.

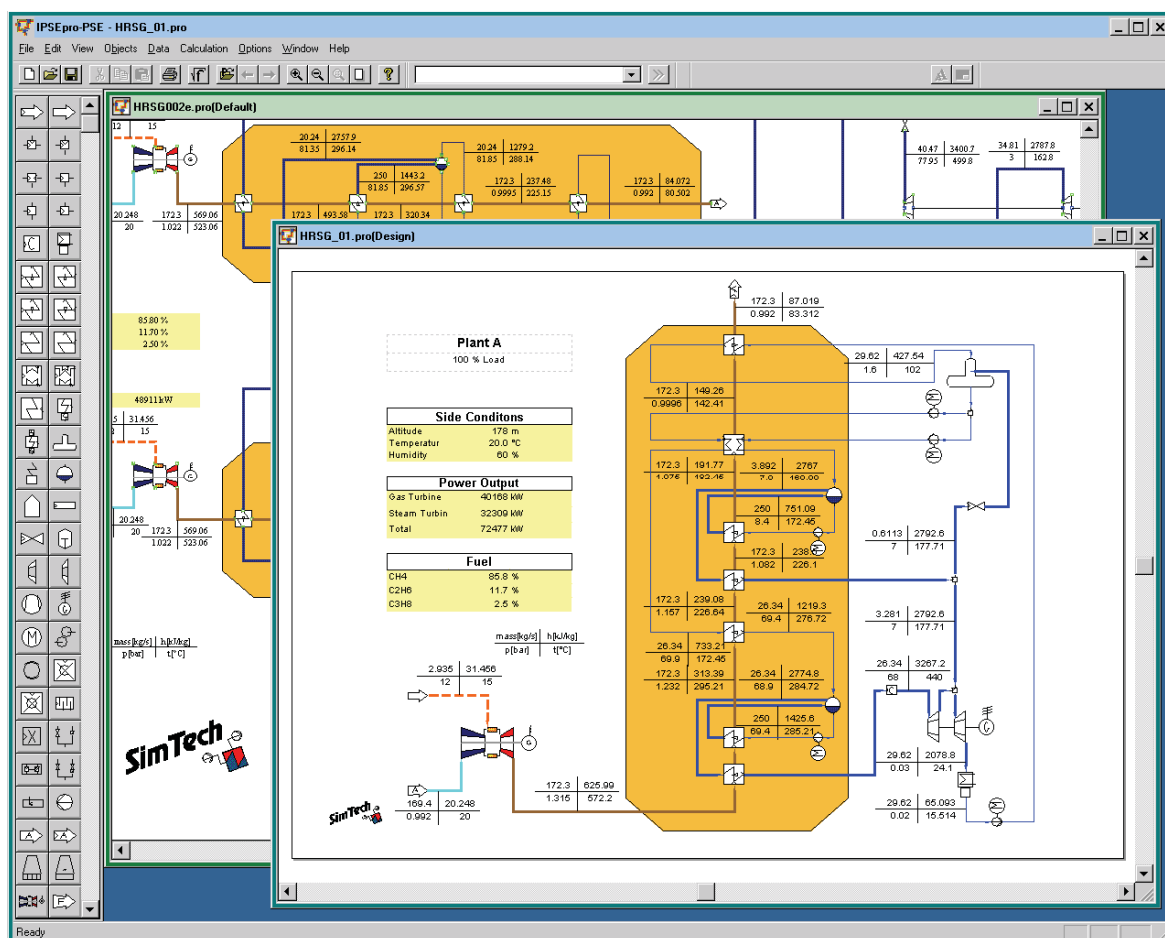


Figura A.6: Interface do Módulo PSE.

Há a possibilidade de serem incluídos novos componentes na estrutura de síntese de configurações a partir de comandos específicos, no módulo MDK; uma vez descritas as condições operacionais que se espera para o componente, um compilador adequado traduz as informações fornecidas em linguagem compatível com o código de modo que possa ser considerado na análise.

O PSE usa o sistema de equações orientadas e métodos de otimização matemática garantem cálculos rápidos e exatos. A resolução de um sistema de equações no PSE é feita em duas etapas:

- **Análise:** Na fase de análise o PSE primeiro verifica o modelo quanto a erros nas especificações do processo. Se as especificações estão corretas, ele determina o melhor método de solução.
- **Solução Numérica:** Nessa fase o PSE resolve as equações por meio de métodos numéricos pré-definidos pela fase de Análise.

A.2.2 Módulo MDK

O Módulo MDK (*Model Development Kit*) oferece capacidade para que sejam definidos novos modelos ou componentes que possam ser usados em complemento aos existentes no PSE. Ele é constituído basicamente de duas unidades funcionais, uma para edição para descrever os modelos matematicamente (*Model Editor*) e outra para compilação (*Model Compiler*), responsável por uma transformação para o formato binário para processamento no módulo PSE.

A Figura A.7 apresenta a interface do módulo MDK para um modelo de turbina a gás da biblioteca APP.

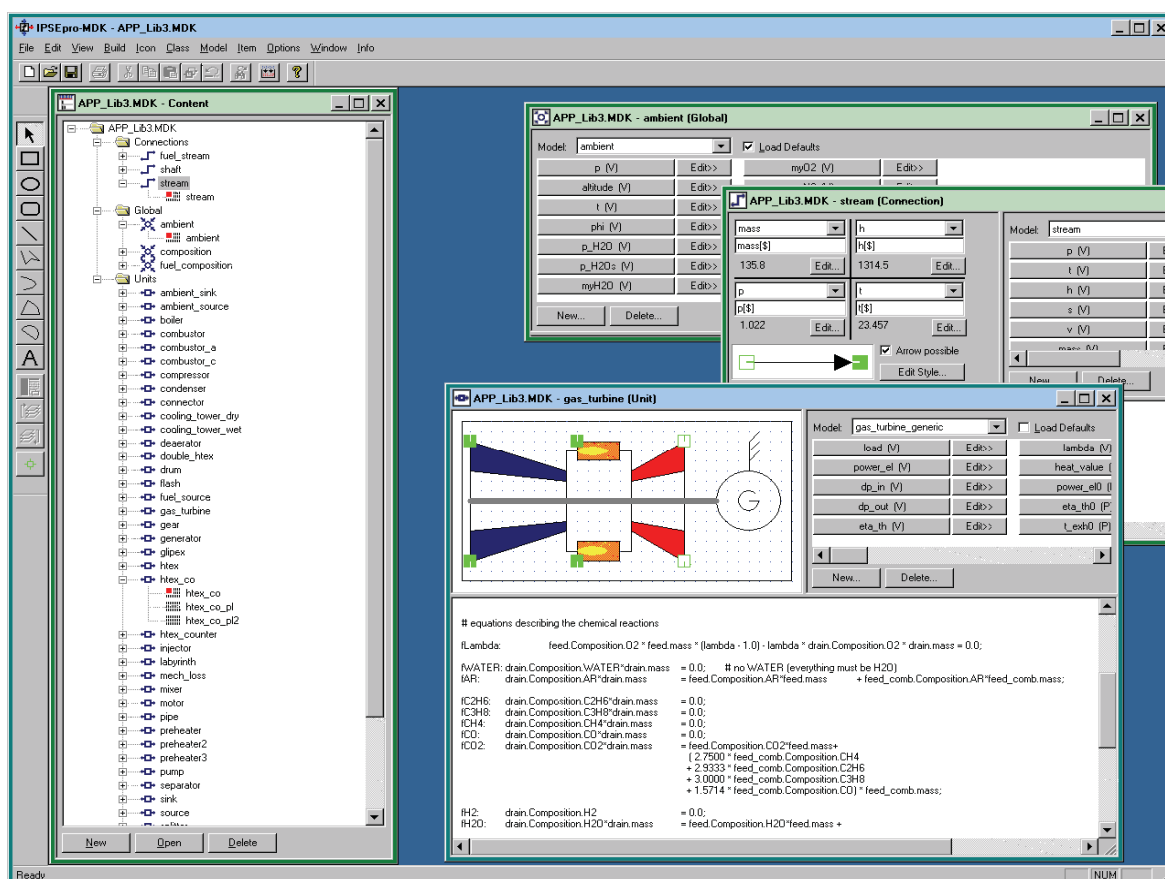


Figura A.7: Interface do Módulo MDK.

A.2.3 Módulo PSExcel

O PSExcel é um módulo da extensão que serve para integrar projetos de PSE com planilhas do MS-Excel. A troca de dados pode ser feita em ambas as direções, ou seja, podem ser utilizados dados do Excel como entrada para o PSE, ou podem ser usados resultados da simulação do PSE em planilhas do Excel para posterior pós-processamento.

Algumas “macros” pré-definidas suportam uma variação automática de parâmetros de modo que uma análise de sensibilidade pode ser feita para identificar como certas variáveis afetam o resultado dos cálculos.

Vale destacar que as simulações do PSE podem ser completamente controladas a partir do MS-Excel sem que haja a necessidade da abertura de telas adicionais. A Figura A.8 apresenta uma planilha do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSExcel.

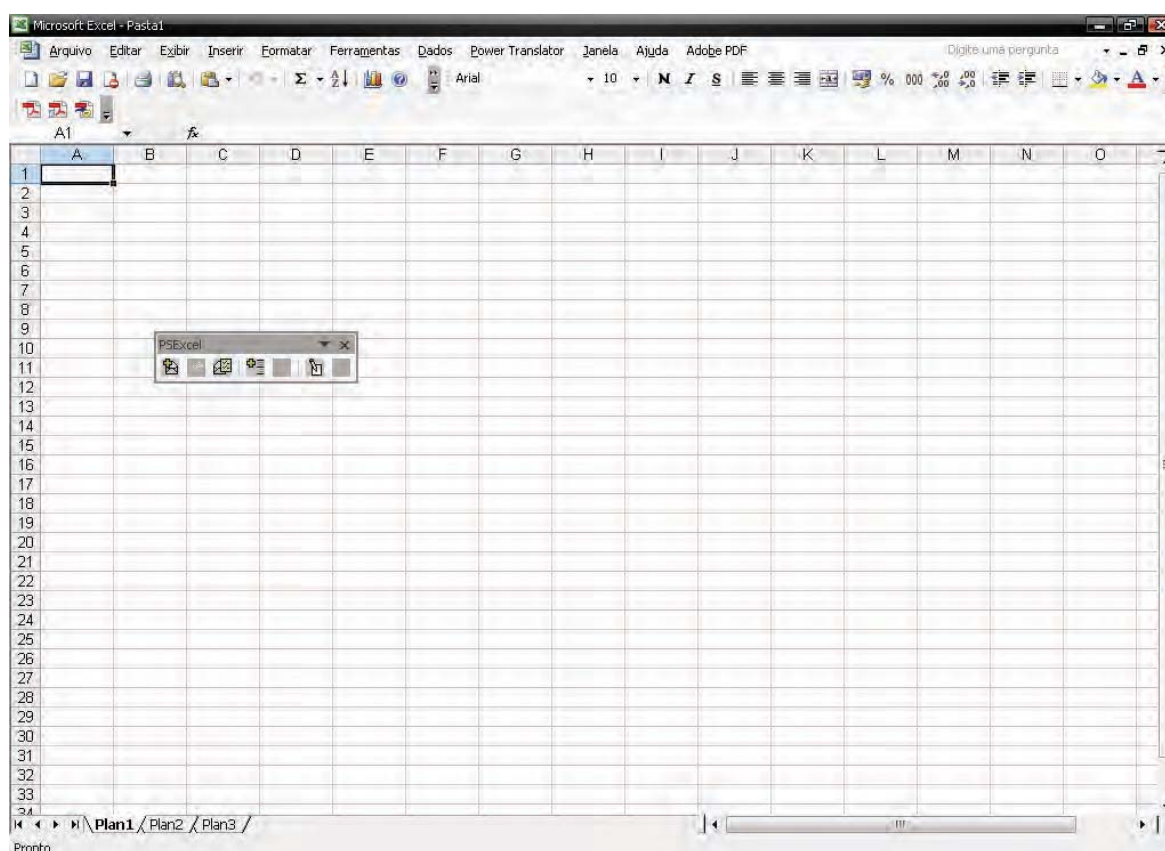


Figura A.8: Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSExcel.

A.2.4 Módulo PSEconomy

O módulo *PSEconomy* permite a análise e otimização econômica de processos. Ele implementa uma análise dinâmica dos custos e é capaz de analisar o desempenho econômico ao longo da vida útil da planta. Pode ser utilizado como uma plataforma independente ou como uma extensão do módulo IPSEpro-PSE. A Figura A.9 apresenta interface gráfica do *PSEconomy*.

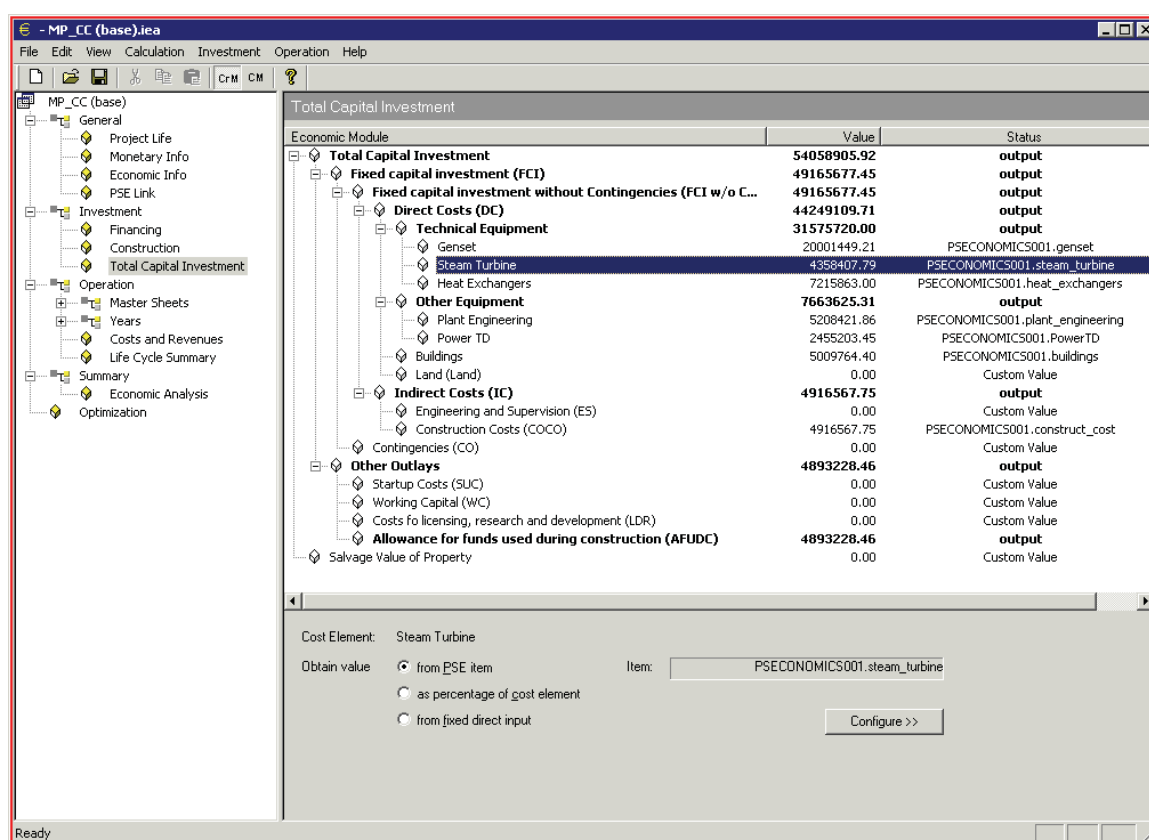


Figura A.9: Interface gráfica do PSEconomy.

APÊNDICE B

BALANÇO DOS CUSTOS EXERGEOCONÔMICOS

Nas Tabelas B.1 a B.4 são apresentados os balanços de custos exergoeconômicos de cada um dos casos estudados.

Tabela B.1: Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira (43 kgf/cm ²)	$c_{21}\dot{B}_{21} + \dot{Z}_{Cald} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_1\dot{B}_1$	-
Turbina Contrapressão	$c_2\dot{B}_2 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_3\dot{B}_3 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_2 = c_3$ $c_7 = c_8$ $c_8 = c_9$ $c_9 = c_{16}$ $c_{16} = c_{10}$
Processo	$c_{10}\dot{B}_{10} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{15}\dot{B}_{15}$	-
Desaerador	$c_{16}\dot{B}_{16} + c_{15}\dot{B}_{15} + c_{17}\dot{B}_{17} + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{18}\dot{B}_{18}$	$c_{17} = 0$ $c_{18} = c_{20}$ $c_{20} = c_{19}$
Bomba Alim. Caldeira	$c_{20}\dot{B}_{20} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cal} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_{21}\dot{B}_{21}$	-
Junção 1	$c_3\dot{B}_3 + c_5\dot{B}_5$	$c_6\dot{B}_6$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_4$ $c_4 = c_5$
Junção 2	$c_6\dot{B}_6 + c_{19}\dot{B}_{19}$	$c_7\dot{B}_7$	-

Tabela B.2: Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira (43 kgf/cm ²)	$c_{22}\dot{B}_{22} + \dot{Z}_{Cald} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_1\dot{B}_1$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_4$
Turbina Contrapressão	$c_4\dot{B}_4 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_5\dot{B}_5 + c_{e,Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_4 = c_5$ $c_2 = c_3$
Processo	$c_{10}\dot{B}_{10} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{19}\dot{B}_{19}$	-
Desaerador	$c_{19}\dot{B}_{19} + c_{20}\dot{B}_{20} + c_9\dot{B}_9 + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{21}\dot{B}_{21}$	$c_{20} = 0$
Bomba Alim. Caldeira	$c_{20}\dot{B}_{20} + c_{e,med}\dot{W}_{B;Cal} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_{21}\dot{B}_{21}$	-
Junção 1	$c_3\dot{B}_3 + c_5\dot{B}_5$	$c_6\dot{B}_6$	$c_6 = c_7$ $c_7 = c_8$ $c_8 = c_9$ $c_9 = c_{10}$

Tabela B.3: Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira (43 kgf/cm ²)	$c_{21}\dot{B}_{21} + \dot{Z}_{Cald} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_1\dot{B}_1$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_4$
Turbina Condensação	$c_4\dot{B}_4 + \dot{Z}_{Tur;Cond}$	$c_5\dot{B}_5 + c_{e;Tur;Cond}\dot{W}_{Tur;Cond}$	$c_4 = c_5$
Turbina Contrapressão	$c_2\dot{B}_2 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_3\dot{B}_3 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_2 = c_3$ $c_3 = c_9$ $c_3 = c_{10}$
Processo	$c_{10}\dot{B}_{10} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{19}\dot{B}_{19}$	-
Condensador Turbina Cond.	$c_5\dot{B}_5 + \dot{Z}_{Cond;2}$	$c_6\dot{B}_6$	-
Bomba do Cond. Turbina Cond.	$c_6\dot{B}_6 + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cond} + \dot{Z}_{B;Cond}$	$c_7\dot{B}_7$	-
Desaerador	$c_{19}\dot{B}_{19} + c_8\dot{B}_8 + c_9\dot{B}_9 + \dot{Z}_{Desae}$	$c_{20}\dot{B}_{20}$	$c_7 = c_8$
Bomba Alim. Caldeira	$c_{20}\dot{B}_{20} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cal} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_{21}\dot{B}_{21}$	-

Tabela B.4: Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira 1 (43 kgf/cm ²)	$c_{32}\dot{B}_{32} + \dot{Z}_{Cald1} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_1\dot{B}_1$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_4$
Caldeira 2 (65 kgf/cm ²)	$c_{30}\dot{B}_{30} + \dot{Z}_{Cald2} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_7\dot{B}_7$	$c_7 = c_{10}$ $c_7 = c_{23}$
Turbina Condensação	$c_4\dot{B}_4 + \dot{Z}_{Tur;Cond}$	$c_5\dot{B}_5 + c_{e;Tur;Cond}\dot{W}_{Tur;Cond}$	$c_4 = c_5$
Cond. Turbina Condensação	$c_5\dot{B}_5 + \dot{Z}_{Cond;2}$	$c_6\dot{B}_6$	-
Turbina Contrapressão	$c_2\dot{B}_2 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_3\dot{B}_3 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_2 = c_3$
Processo	$c_{12}\dot{B}_{12} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{21}\dot{B}_{21}$	-
Bomba entrada Desaerador	$c_5\dot{B}_5 + c_{e;med}\dot{W}_{B;Des} + \dot{Z}_{B;Des}$	$c_6\dot{B}_6$	$c_{27} = c_{28}$ $c_{28} = c_{29}$ $c_{29} = c_{31}$
Bomba Alim. Caldeira 1	$c_{31}\dot{B}_{31} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cald1} + \dot{Z}_{B;Cald1}$	$c_{32}\dot{B}_{32}$	-
Bomba Alim. Caldeira 2	$c_{29}\dot{B}_{29} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cald2} + \dot{Z}_{B;Cald2}$	$c_{30}\dot{B}_{30}$	-
Turbina Ext-Cond.	$c_7\dot{B}_7 + \dot{Z}_{Tur;Ext}$	$c_{23}\dot{B}_{23} + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext} + c_{10}\dot{B}_{10}$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_3$
Cond Turbina Ext-Cond.	$c_{23}\dot{B}_{23} + \dot{Z}_{Cond}$	$c_{24}\dot{B}_{24}$	-
Junção 1	$c_3\dot{B}_3 + c_{10}\dot{B}_{10}$	$c_{11}\dot{B}_{11}$	$c_{11} = c_2$ $c_{11} = c_{22}$
Junção 2	$c_{24}\dot{B}_{24} + c_6\dot{B}_6$	$c_{25}\dot{B}_{25}$	-