

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 E TERMOECONÔMICA DO
APROVEITAMENTO DO GÁS NATURAL EM SISTEMAS DE
COGERAÇÃO DE ENERGIA DE USINAS DE AÇÚCAR E ÁLCOOL**

David José Saran

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

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos

Ilha Solteira (SP), 29 de Janeiro de 2010.

FICHA CATALOGRÁFICA

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

- S243a Saran, David José.
Análise termodinâmica e termoeconômica do aproveitamento do gás natural em sistemas de cogeração de energia de usinas de açúcar e álcool / David José Saran. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2010.
121 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. Gás natural.



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

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Análise termodinâmica e termoeconômica do aproveitamento do gás natural em sistemas de cogeração de energia de usinas de açúcar e álcool

AUTOR: DAVID JOSÉ SARAN

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. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. MARCELO MOREIRA GANZAROLLI

Departamento de Energia / Universidade Estadual de Campinas

Data da realização: 29 de janeiro de 2010.

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais, José Mario Saran e Maria de Fátima Milan Saran e aos meus irmãos Daniel Fernando Saran e Maria Natália Saran.

Dedico também a minha noiva Marina Claudia Brustello, que se fez presente em toda a trajetória até a conclusão desse trabalho.

AGRADECIMENTOS

À Deus.

Aos meus pais José Mario e Fátima pelo amor, apoio e companheirismo que demonstraram durante a realização desse trabalho.

À Marina Claudia Brustello, pela capacidade de resistir à distância e manter o seu carinho e dedicação comigo.

Aos amigos de pós-graduação Danilo Yura, Glauber Rocha, Antonio Tavares de França Junior, que compartilharam as alegrias e as dificuldades encontradas durante a realização desse trabalho e, em especial, ao amigo Rodnei Passolongo que contribuiu bastante para a conclusão do mesmo.

Aos inesquecíveis amigos de república a quem me acostumei chamar por apelido, Alexandre (Travesseiro), Bruno (Tchê), Bruno Estevez (Ronco), Luis Eduardo (Dia), Lucas (Sabugo), Renan (Renan), Izaque (Pet), Sérgio (Cabresto), Elton (Mimão), Rodrigo (Parafuso) e Danilo (Coxinha), pelo companheirismo e proximidade.

Aos amigos do PET (Programa de Educação Tutorial), em especial ao Maurício Jardim e ao Thiago Antonini, e ao Tutor Prof. Dr. Emanuel Rocha Woiski.

Minha gratidão também para amigos queridos como Rodrigo Borges, Regina, Bel, Aline e Lilian.

À CAPES (Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pelo suporte financeiro durante parte do desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos e ao Prof. Dr. Cassio Roberto Macedo Maia pelo apoio durante o desenvolvimento deste trabalho.

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

RESUMO

Neste trabalho são realizados estudos termodinâmicos e termoeconômicos visando o aproveitamento do gás natural como combustível em usinas de açúcar e álcool. Para tanto são considerados quatro casos, sendo o primeiro uma planta de uma usina sucroalcooleira real que utiliza equipamentos modernos e eficientes, e que comercializa o excedente de eletricidade na safra. O segundo é um caso hipotético no qual é incorporada à planta real da usina uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, passando a planta a operar em ciclo combinado na entressafra utilizando como combustível o gás natural, com o intuito de possibilitar a comercialização de eletricidade ao longo de todo o ano. O terceiro caso considera a proposta de uma planta com grande capacidade de moagem (duas vezes mais do que a da usina real considerada no primeiro caso), que opere de forma convencional com geração de excedente de eletricidade para comercialização apenas na safra, com o diferencial de ser constituída por duas linhas independentes de produção, consumo de vapor e geração de eletricidade, flexibilizando a produção e manutenção. Finalmente, o quarto caso considera o aproveitamento do gás natural como combustível associado ao bagaço da cana, através da incorporação de uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação na planta do terceiro caso, permitindo também a comercialização de eletricidade na entressafra. Diante dos resultados obtidos, foi constatado que só existe a viabilidade para o uso do gás natural no quarto caso, e mesmo assim em condições especiais nas quais se considera custos do bagaço e do gás natural abaixo dos praticados no mercado, bem como uma remuneração para a venda de eletricidade excedente acima do preço atual de mercado.

Palavras-Chave: Usina Sucroalcooleira. Cogeração. Bagaço. Gás Natural.

ABSTRACT

In this work thermodynamic and thermoeconomic analyses for the use of natural gas as fuel in sugar-alcohol factories will be accomplished. In order to make these analyses, four cases are considered, being the first case constituted by a real sugar-alcohol factory that uses modern and efficient equipments, and sells surplus of electricity during the harvest. The second case is a hypothetical case that incorporates to the real plant of the previous case a gas turbine and a heat recovery steam generator, making possible the operation with natural gas in combined cycle at the time between harvests, with the intention of making possible the commercialization of electricity along the entire year. The third case considers the proposal of a plant with great milling capacity (twice more than of the real plant considered previously), operating in a conventional way with generation of electricity surplus for commercialization in the harvest, with the differential of being constituted by two independent lines of production and steam consumption and generation of electricity, becoming more flexible the production and maintenance. Finally, the fourth case considers the use of the natural gas as fuel associated to the sugar cane bagasse, through the incorporation of a gas turbine and a heat recovery steam generator in the plant of the previous case, also allowing the electricity commercialization at the time between harvests. In agreement with the obtained results, it was verified that there is viability for the natural gas use only in the fourth case, even though in special conditions in which the costs of the sugar cane bagasse and natural gas are considered below of the current price of the market, as well as the remuneration for the sale of electricity surplus is considered above of the current price of market.

Keywords: Sugar Cane Factory. Cogeneration. Bagasse. Natural Gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1:	Processo seqüencial de geração de eletricidade e consumo de energia térmica útil..	17
Figura 1.2:	Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão.	19
Figura 1.3:	Sistema de cogeração com turbina a vapor de extração-condensação.	20
Figura 1.4:	Sistema de cogeração com ciclo combinado de gás e vapor.	22
Figura 1.5:	Estimativa da produção de cana e de bioeletricidade no Brasil.	25
Figura 1.6:	Constituição das matrizes energética e elétrica brasileira.	26
Figura 1.7:	Oferta e demanda de eletricidade no Brasil.	27
Figura 1.8:	Acréscimo da geração de energia no Brasil até 2015.	28
Figura 3.1:	Sistema aberto em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos.	48
Figura 4.1:	Representação esquemática do Caso 1.	66
Figura 4.2:	Representação esquemática do Caso 2.	69
Figura 4.3:	Representação esquemática do Caso 3.	71
Figura 4.4:	Representação esquemática do Caso 4.	74
Figura 5.1:	Custo de geração de eletricidade em função do percentual de gás na caldeira.	85
Figura 5.2:	Custo médio de eletricidade em função do custo do gás natural e do bagaço.	88
Figura A.1:	Gasodutos no Brasil.	102
Figura C.1:	Representação esquemática da estrutura do IPSEpro.	109
Figura C.2:	Equipamentos da biblioteca APP.	110
Figura C.3:	Interface da biblioteca <i>Advanced Power Plant</i> .	111
Figura C.4:	Modelos de turbinas existentes na biblioteca <i>Gas Turbine</i> .	112
Figura C.5:	Interface da biblioteca <i>Gas Turbine</i> .	112
Figura C.6:	Interface do Módulo PSE.	114
Figura C.7:	Interface do Módulo MDK.	115
Figura C.8:	Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.	116
Figura C.9:	Interface gráfica do <i>PSEconomy</i> .	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1:	Potencial de geração de bioeletricidade no Brasil até 2013.	24
Tabela 4.1:	Dados de moagem, produção e consumo de bagaço para o Caso 1.	67
Tabela 4.2:	Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 1.	68
Tabela 4.3:	Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 2.	70
Tabela 4.4:	Dados de moagem, produção e consumo de bagaço para o Caso 3.	72
Tabela 4.5:	Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 3.	73
Tabela 4.6:	Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 4.	75
Tabela 5.1:	Custo estimado dos equipamentos.	77
Tabela 5.2:	Custo anual dos equipamentos, com amortização.	77
Tabela 5.3:	Taxas de custos dos equipamentos em cada uma das configurações estudadas.	78
Tabela 5.4:	Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 1.	79
Tabela 5.5:	Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 2.	79
Tabela 5.6:	Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 3.	7980
Tabela 5.7:	Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 4.	80
Tabela 5.8:	Índices de desempenho das plantas de cada um dos casos estudados.	82
Tabela 5.9:	Parâmetros importantes das plantas de cada um dos casos estudados.	82
Tabela 5.10:	Resultados termoeconômicos para cada um dos casos estudados.	84
Tabela 5.11:	Custo de geração de eletricidade em função do percentual de gás na caldeira.	85
Tabela 5.12:	Resultados globais para as configurações estudadas.	87
Tabela A.1:	Propriedades médias do gás natural boliviano.	103

Tabela A.2:	Composição média em volume do gás natural boliviano.....	104
Tabela A.3:	Custo do gás natural para o segmento de cogeração de energia.	105
Tabela B.1:	Características do bagaço de cana.	107
Tabela B.2:	Exergia química dos principais componentes do gás natural no estado puro.	108
Tabela D.1:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 1.	118
Tabela D.2:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 2.	119
Tabela D.3:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 3.	120
Tabela D.4:	Balanço dos custos exergoeconômicos para o Caso 4.	121

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

b	Exergia específica (kJ/kg)
$\dot{B}$	Fluxo de exergia (kW/kg)
c	Custo monetário por unidade de exergia (R\$/kJ)
$\dot{C}$	Custo médio do fluxo por unidade de tempo em um componente (R\$/s)
f_a	Fator de amortização
f_{omf}	Percentual de custo anual fixo associada à operação e manutenção
f_{omv}	Percentual de custo anual variável de operação e manutenção
f_{teor}	Relação combustível-ar teórica
f_{real}	Relação combustível-ar real
FC	Fator de carga
g	Aceleração gravitacional (m/s ²)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
i	Taxa anual de juros
$\dot{I}$	Taxa de irreversibilidades do processo (kW)
$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg/s)
n	Período de tempo (anos)
P	Pressão (kPa)
$\dot{Q}$	Fluxo de calor (kW)
$R_{bagvapor}$	Relação entre a quantidade de bagaço e o vapor produzido
$R_{vapcana}$	Relação entre a quantidade de vapor produzido e a quantidade de cana moída
$R_{potelecana}$	Relação da energia elétrica gerada em kWh por tonelada de cana moída
$R_{vapcana}$	Relação entre a quantidade de vapor produzido e a quantidade de cana moída
$R_{vappotele}$	Relação entre a potência elétrica e a quantidade de cana moída
s	Entropia específica (kJ/kgK)
$\dot{S}_{ger}$	Fluxo de geração de entropia (kW/kgK)
t_{oper}	Tempo efetivo de operação do equipamento (h)

T	Temperatura (K)
V	Velocidade do fluxo de massa (m/s)
$\dot{W}$	Fluxo de trabalho (kW)
z	Cota (m)
Z	Custo de investimento de capital no equipamento (R\$)
Z^a	Custo anual do equipamento com amortização (R\$/ano)
$\dot{Z}$	Custo médio total do equipamento por unidade de tempo (R\$/s)

Símbolos gregos

μ_i	Potencial químico do elemento
δ	Porcentagem de irreversibilidade de um equipamento na planta
η	Eficiência ou rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica
ψ	Eficiência ou rendimento baseado na segunda lei da termodinâmica

Subscritos/Sobrescritos

0	Estado de referência
bag	Bagaço
$cald$	Caldeira
$cald_ref$	Caldeira de referência
$Cond$	Condensador
$Cont$	Contrapressão
$comb$	Combustível
$Desaer$	Desaerador
$Desup$	Dessuperaquecedor
e	Entrada
ele	Elétrico
Ext	Extração
fis	Física
ger	Geração

<i>GN</i>	Gás Natural
<i>mec</i>	Mecânico
<i>med</i>	Médio
<i>OM</i>	Operação e manutenção
<i>Proc</i>	Processo
<i>Q</i>	Referente a calor
<i>qui</i>	Química
<i>Rec</i>	Recuperação
<i>rev</i>	Reversível
<i>s</i>	Saída
<i>t</i>	Total
<i>term_ref</i>	Planta de potência de referência
<i>TG</i>	Turbina a Gás
<i>tur</i>	Turbina
<i>U</i>	Útil
<i>vap</i>	Vapor
<i>VC</i>	Volume de controle
<i>W</i>	Referente a trabalho

Abreviaturas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional do Petróleo
BIG-GT	<i>Biomass Integrated Gasification Gas Turbine</i>
BIG-CC	<i>Biomass Integrated Gasification Gas Turbine Combined Cycle</i>
CCEE	Câmara Central de Energia Elétrica
CENBIO	Centro Nacional de Referência em Biomassa
CESP	Companhia Energética de São Paulo
CGCE	Câmara de Gestão da Crise Energética
CNP	Conselho Nacional de Petróleo
CNPE	Conselho Nacional de Pesquisa Energética
CONAB	Companhia Nacional de Abastecimento
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz

DNC	Departamento Nacional de Combustíveis
EEC	Energia Economizada com a Cogeração
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FUE	Fator de Utilização de Energia
GOELRO	Plano Governamental de Eletrificação Russa
IGP	Índice de Geração de Potência
IPE	Índice de Poupança de Energia
MAE	Mercado Atacadista de Energia
MDK	<i>Model Development Kit</i>
MME	Ministério de Minas e Energia
NOS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
NUPLEN	Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PCI	Poder Calorífico Inferior
PIB	Produto Interno Bruto
PPT	Programa Prioritário de Termoelectricidade
PROINFA	Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
PSE	<i>Process Simulation Environment</i>
PURPA	<i>Public Utilities Regulatory Policy Act</i>
RPC	Razão Potência/Calor
SIN	Sistema Interligado Nacional
SNE	Secretaria Nacional de Energia
TEP	Toneladas Equivalentes de Petróleo

SUMÁRIO

PREÂMBULO.....	15
1 INTRODUÇÃO	15
1.1 ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO DE ENERGIA	16
1.2 A COGERAÇÃO NO SETOR ELÉTRICO BRASILEIRO	18
1.3 CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	19
1.4 DESENVOLVIMENTO DA COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	22
1.5 POTENCIAL DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	24
1.6 MATRIZ ENERGÉTICA E ELÉTRICA, OFERTA E DEMANDA DE ELETRICIDADE NO BRASIL	25
1.7 MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA DO TRABALHO	28
2 REVISÃO DA LITERATURA E OBJETIVO DO TRABALHO	30
2.1 RETROSPECTO DE ESTUDOS SOBRE COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS.....	30
2.2 OBJETIVO DO TRABALHO	41
3 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS E TERMoeCONÔMICOS.....	43
3.1 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS	43
3.1.1 <i>Introdução à Análise Energética.....</i>	<i>43</i>
3.1.2 <i>Introdução à Análise Exergética.....</i>	<i>44</i>
3.1.3 <i>Análise Termodinâmica de Plantas de Cogeração</i>	<i>47</i>
3.2. ÍNDICES DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO	50
3.2.1 <i>Fator de Utilização de Energia.....</i>	<i>50</i>
3.2.2 <i>Índice de Poupança de Energia.....</i>	<i>51</i>
3.2.3 <i>Índice de Geração de Potência</i>	<i>52</i>
3.2.4 <i>Razão Potência/Calor.....</i>	<i>52</i>
3.2.5 <i>Eficiência Global da Planta.....</i>	<i>53</i>
3.3 PARÂMETROS IMPORTANTES NO SETOR SUCROALCOOLEIRO	53

3.3.1	<i>Relação Bagaço-Vapor</i>	53
3.3.2	<i>Relação Vapor - Cana Moída</i>	54
3.3.3	<i>Relação Potência Elétrica - Cana Moída</i>	55
3.3.4	<i>Relação Vapor - Potência Elétrica</i>	55
3.3.5	<i>Relação Bagaço - Potência</i>	56
3.4	FUNDAMENTOS TERMoeCONÔMICOS	57
3.4.1	<i>Histórico da Termoeconomia</i>	58
3.4.2	<i>Vertentes da Termoeconomia</i>	59
3.4.3	<i>Análise do Custo Exergético</i>	60
4	DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS	65
4.1	CASO 1 - CONFIGURAÇÃO ATUAL DE UMA USINA REAL	66
4.2	CASO 2 - CONFIGURAÇÃO DE CICLO COMBINADO PARA UMA USINA REAL	68
4.3	CASO 3 - CONFIGURAÇÃO MODIFICADA DE UMA USINA IDEALIZADA	70
4.4	CASO 4 - CONFIGURAÇÃO DE CICLO COMBINADO PARA UMA USINA IDEALIZADA	73
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	76
5.1	CONSIDERAÇÕES E CÁLCULOS PRELIMINARES	76
5.2	RESULTADOS TERMODINÂMICOS	79
5.3	RESULTADOS TERMoeCONÔMICOS	83
5.4	RESULTADOS COMPLEMENTARES	85
6	CONCLUSÕES	89
	REFERÊNCIAS	91
	APÊNDICE A - ASPECTOS DO GÁS NATURAL NO BRASIL	99
A.1	ASPECTOS REGULATÓRIOS	99
A.2	ASPECTOS AMBIENTAIS	100
A.3	REDES DE DISTRIBUIÇÃO E PERSPECTIVAS DE AUMENTO DE CONSUMO	101
A.4	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	103

A.5	TARIFAÇÃO DO GÁS NATURAL	104
APÊNDICE B - CÁLCULO DAS EXERGIAS DOS COMBUSTÍVEIS		106
B.1	EXERGIA DO BAGAÇO DE CANA	106
B.2	EXERGIA DO GÁS NATURAL.....	107
APÊNDICE C - INFORMAÇÕES SOBRE O PROGRAMA IPSEPRO.....		109
C.1	BIBLIOTECAS DO IPSEPRO	109
	<i>C.1.1 Biblioteca APP</i>	<i>110</i>
	<i>C.1.2 Biblioteca Gas Turbine.....</i>	<i>111</i>
C.2	MÓDULOS DO IPSEPRO	113
	<i>C.2.1 Módulo PSE</i>	<i>113</i>
	<i>C.2.2 Módulo MDK</i>	<i>115</i>
	<i>C.2.3 Módulo PSExcel.....</i>	<i>116</i>
	<i>C.2.4 Módulo PSEconomy</i>	<i>117</i>
APÊNDICE D - BALANÇO DOS CUSTOS EXERGoeCONÔMICOS		118

PREÂMBULO

Este trabalho está inserido dentro das linhas de pesquisa do NUPLEN (Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia) do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (UNESP) e seu conteúdo será descrito brevemente a seguir.

No Capítulo 1 são abordados alguns aspectos referentes à cogeração de energia, desde a sua definição, tecnologias e, principalmente, sua aplicação no setor sucroalcooleiro e sua contribuição para as matrizes elétrica e energética brasileira; sendo, por fim, destacada a motivação para realização do trabalho.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura relacionada à cogeração de energia no setor sucroalcooleiro e, depois, dentro deste contexto, definido o objetivo do trabalho.

No Capítulo 3 são apresentados os conceitos termodinâmicos e termoeconômicos necessários para a avaliação das plantas de cogeração, dando ênfase às eficiências dos equipamentos e processos. Além disso, nesse capítulo são apresentados alguns índices de desempenho fundamentais baseados na primeira e na segunda lei da termodinâmica, bem como parâmetros importantes usualmente utilizados no setor sucroalcooleiro.

No Capítulo 4 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 5, primeiramente são apresentadas algumas considerações assumidas e cálculos preliminares necessários para as simulações, sendo depois descritos os principais resultados das análises termodinâmicas e termoeconômicas.

No Capítulo 6 são apresentadas as principais conclusões do trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

Por fim, é apresentada uma lista de referências bibliográficas usadas para a execução deste trabalho, que consiste em livros clássicos, artigos de periódicos e de congressos, teses e dissertações, além de *websites* de empresas e instituições. Na sequência, constam quatro Apêndices que dizem respeito, respectivamente, a aspectos do gás natural; ao cálculo das exergias dos combustíveis; ao principal programa utilizado nas simulações das plantas e ao balanço dos custos exergoeconômicos.

1 INTRODUÇÃO

Inicialmente serão destacados neste trabalho alguns aspectos referentes à cogeração de energia, desde a sua definição, tecnologias e, principalmente, sua aplicação no setor sucroalcooleiro e sua contribuição para as matrizes elétrica e energética brasileira.

1.1 ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO DE ENERGIA

O termo “cogeração” é de origem americana e é empregado para designar os processos de produção combinada de energia térmica e potência, mecânica ou elétrica, com o uso da energia liberada por uma mesma fonte primária de combustível, qualquer que seja o ciclo termodinâmico. Normalmente, são usados os ciclos Rankine, que são aqueles que empregam turbinas a vapor, ou os ciclos Brayton, que utilizam turbinas a gás.

Pelo fato de serem obtidos dois produtos de valores distintos, energia térmica e potência, utilizando uma mesma fonte de energia, os sistemas de cogeração tornam-se atrativos por apresentarem eficiências de primeira lei maiores do que aquelas encontradas quando ambas as formas de energia são produzidas em processos independentes. Estas eficiências podem ser da ordem de 75 a 90 % (WALTER, 1994).

As usinas do setor sucroalcooleiro podem ser consideradas empreendimentos de cogeração, pois, a partir da queima de bagaço, que é considerada uma fonte primária de energia, geram o vapor que será fornecido às turbinas de acionamentos mecânicos, como bombas, moendas, desfibradores, entre outros, e, também, para os geradores de energia elétrica. O vapor que sai das turbinas, chamado de “vapor de escape”, é usado como reservatório térmico no processamento do caldo de cana.

O processo seqüencial de geração de eletricidade e consumo de energia térmica útil admite duas possibilidades de acordo com a ordem de produção das formas de energia. O ciclo *topping* é o mais freqüentemente encontrado na prática, especialmente no setor sucroalcooleiro. Neste ciclo, o vapor é utilizado para produzir primeiramente potência elétrica, sendo que a energia térmica resultante é recuperada e depois utilizada no processo produtivo. Nos chamados ciclos *bottoming*, a energia térmica residual associada aos processos

industriais que precisam de alta temperatura é empregada para a produção de energia elétrica, situação esta mais comum em indústrias químicas (SÁNCHEZ PRIETO, 2003). A Figura 1.1 ilustra os ciclos *topping* e *bottoming*.

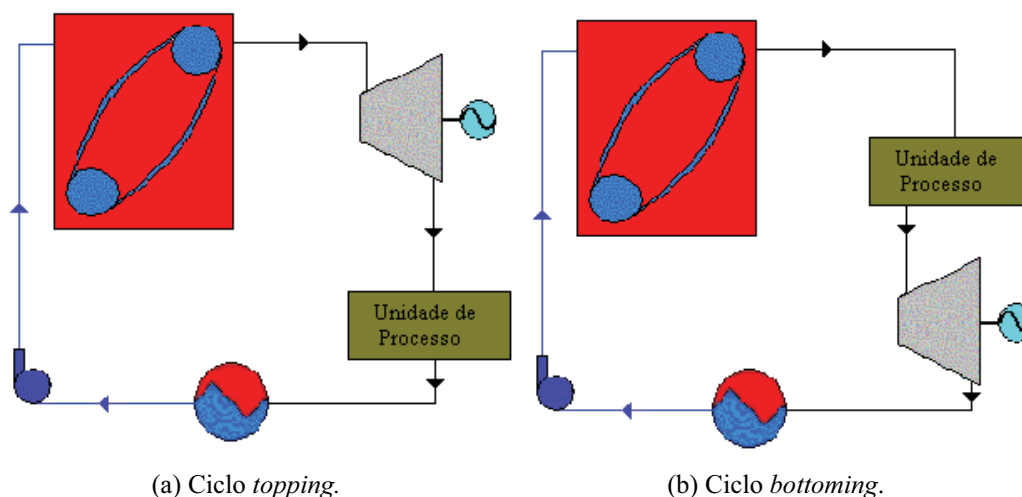


Figura 1.1: Processo sequencial de geração de eletricidade e consumo de energia térmica útil.
(Fonte: Fiomari, 2004).

Um dos aspectos mais importantes inerentes à definição, mas com muita relação com a funcionalidade da tecnologia, é que estes sistemas são projetados para satisfazer fundamentalmente a demanda térmica do consumidor (paridade térmica), já que não é viável, na maioria dos casos, comprar este tipo de energia de outra empresa. A potência elétrica produzida pode atender parte ou a totalidade das necessidades da própria planta industrial, existindo também a possibilidade de produção de excedente de energia elétrica para a venda, constituindo-se em mais um produto da empresa. No caso de operação em paridade elétrica, a central deve atender às necessidades regidas pela curva de demanda eletromecânica, sendo a energia liberada para atender a demanda térmica uma decorrência desse processo. Ou seja, a vazão de vapor é uma variável dependente da necessidade eletromecânica.

A operação em paridade térmica é usada pelas usinas sucroalcooleiras, pois tem sua geração de vapor ditada pelo consumo de vapor da unidade de processo, ou seja, aquele usado principalmente na fabricação do açúcar e do álcool. Normalmente, existem válvulas de controle nas plantas que atuam quando há falta de vapor de processo, desviando parte do vapor que sai da caldeira diretamente para o processo (sem passar pela turbina) até que seja atendida a necessidade.

Nos casos das plantas que têm por objetivo produzir excedente de energia elétrica para venda, o vapor é fornecido a um turbo gerador de maior eficiência que rebaixará a pressão do

vapor a níveis desejados e produzirá energia elétrica. Após a passagem por esse turbo gerador o vapor poderá ser direcionado para outras turbinas de acionamento mecânico destinadas aos processos de fabricação de açúcar e álcool.

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 de ordem institucional e 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 Termelétricidade (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 e muito para a produção de energia elétrica excedente para comercialização. Assim, a seguir serão apresentados alguns aspectos importantes deste setor.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

No setor sucroalcooleiro o principal sistema de cogeração é aquele que emprega turbinas a vapor como máquinas térmicas e que aparece vinculado a três configurações fundamentais: turbinas de contrapressão; combinação de turbinas de contrapressão com outras de condensação que empregam o fluxo excedente; e turbinas de extração-condensação. A condensação de uma parte do vapor de escape, ou de uma extração de vapor de uma turbina de extração-condensação, garante as necessidades de energia térmica do sistema.

A Figura 1.2 apresenta um esquema de processo trabalhando em regime de cogeração que emprega turbinas de contrapressão.

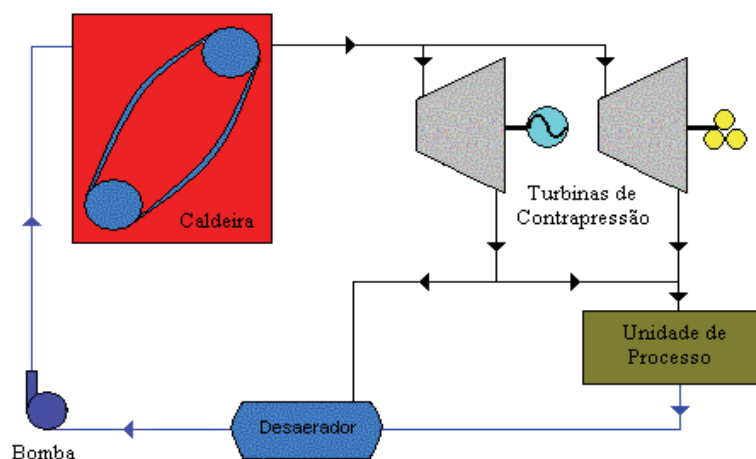


Figura 1.2: Sistema de cogeração com turbinas a vapor de contrapressão.
(Fonte: Fiomari, 2004.)

Às vezes uma mesma indústria precisa de vapor a distintos níveis de pressão, o que pode estar unido à necessidade de estabilizar o fornecimento da energia elétrica às concessionárias. Segundo Sánchez Prieto (2003), a solução adequada pode ser a combinação de turbinas a vapor de contrapressão com turbinas de condensação, estrutura que permite uma

maior flexibilidade às entregas de energia elétrica e energia térmica para processo, ainda que o custo de duas turbinas seja maior do que o custo de uma, aliado ao fato da complexidade do ponto de vista operativo.

Quando o objetivo principal visa adequar a instalação para produção e venda de energia excedente, o uso de turbinas de extração-condensação é mais viável. Além de altos índices de desempenho, tais máquinas de condensação com extração regulada se justificam também pela sua capacidade de satisfazer a relação entre energia térmica e elétrica, que pode variar em uma ampla faixa.

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

A Figura 1.3 ilustra um esquema de processo trabalhando em regime de cogeração que emprega uma turbina de extração-condensação.

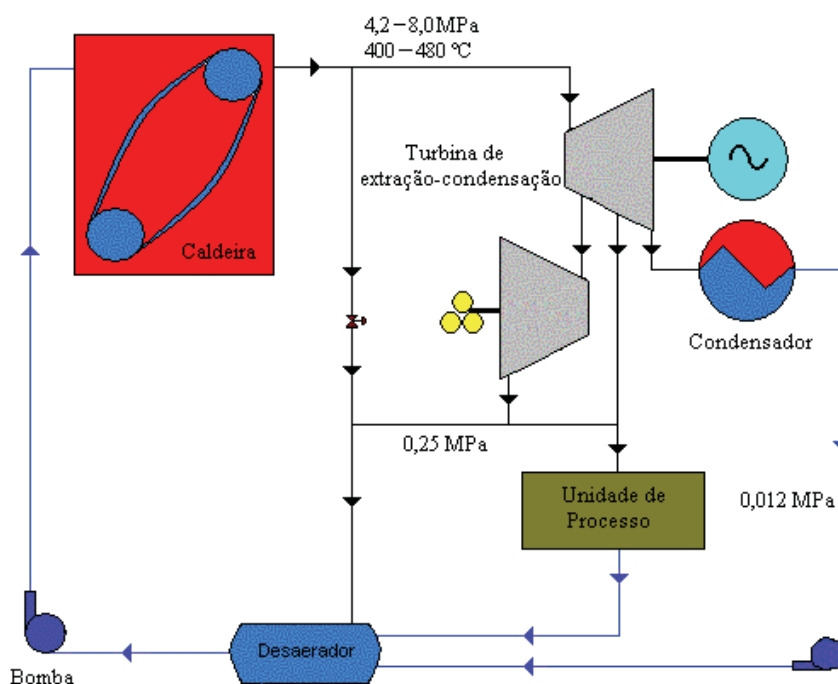


Figura 1.3: Sistema de cogeração com turbina a vapor de extração-condensação.
(Fonte: Fiomari, 2004.)

Por outro lado, turbinas a gás têm sido usadas nas áreas industrial e aeronáutica como elementos geradores de energia elétrica e/ou acionamento mecânico, assim como propulsores de aeronaves. A evolução tecnológica de seus componentes implicou numa grande contribuição ao incremento da sua eficiência, que junto da disponibilidade crescente de gás natural a preços competitivos tem favorecido a implantação de sistemas de cogeração com turbinas a gás.

Os gases de escape carregam entre 60 e 80 % da energia primária que entra na turbina e constituem, de fato, a fonte de energia térmica fundamental nestes sistemas. Assim, as temperaturas relativamente altas (400 a 600 °C); o elevado conteúdo de oxigênio nos gases de saída (13 a 18 %), decorrente do excesso de ar usado na combustão; e os baixos teores de gases poluentes com o emprego de gás natural como combustível; constituem o ponto de partida de algumas modificações feitas no ciclo padrão, visando acréscimos nos valores da eficiência térmica e/ou trabalho líquido (SÁNCHEZ PRIETO, 2003).

Neste sentido, os esforços têm sido dirigidos ao aproveitamento do potencial energético dos gases de escape da turbina, sendo uma das primeiras modificações estudadas e avaliadas é o Ciclo de Turbina a Gás com Regenerador, no qual se aproveita a energia dos gases na saída da expansão para o aquecimento do ar antes da câmara de combustão. Esse é o mesmo princípio das caldeiras que têm pré-aquecedores de ar, nas quais o ar que é injetado na fornalha sofre anteriormente um pré-aquecimento trocando calor com os gases de combustão que vão ser liberados para a atmosfera.

O termo “ciclo combinado” tem sido reservado para a instalação cuja essência de funcionamento consiste em aproveitar a energia dos gases de saída da turbina a gás para gerar vapor sob pressão na caldeira de recuperação de energia térmica e, posteriormente, obter mais potência elétrica numa turbina a vapor, constituindo-se, assim, numa combinação do ciclo a gás com o ciclo a vapor. A Figura 1.4 mostra um sistema de cogeração com ciclo combinado.

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

Os ciclos que utilizam a combinação de gás e vapor podem sofrer algumas variantes. Uma delas é quando parte do vapor produzido na caldeira de recuperação é injetada na câmara de combustão da turbina a gás, facilitando as condições para criar uma mistura apropriada para obtenção de um efeito mais apreciável na redução das emissões de NO_x .

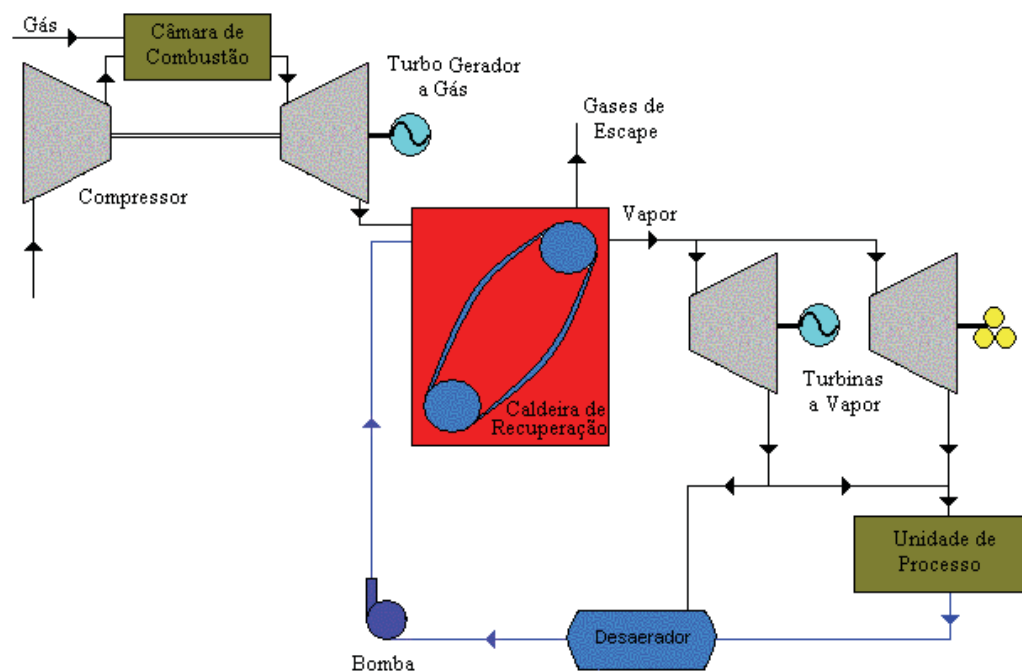


Figura 1.4: Sistema de cogeração com ciclo combinado de gás e vapor.
(Fonte: Fiomari, 2004.)

No Apêndice A são apresentadas algumas informações importantes sobre o gás natural, incluindo aspectos regulatórios e ambientais, características técnicas (propriedades, composição, etc...), redes de distribuição, perspectivas de aumento de consumo e, por fim a tarifação do mesmo no Brasil, com destaque para a utilização em cogeração, que será objeto de estudo neste trabalho.

1.4 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 22 kgf/cm² abs. 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 44 kgf/cm² abs. e 420 °C, respectivamente, e logo depois para 66 kgf/cm² abs. 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 ainda mais altos de pressão e temperatura, por volta de 80 kgf/cm² abs. 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 aços 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 (2,5 kgf/cm²), que 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 o teor de

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 em caldeiras modernas.

1.5 POTENCIAL DE COGERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

Apesar da auto-suficiência em energia elétrica, a geração de excedentes de energia elétrica 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 ainda 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)	<i>Retrofit</i> (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.

Pode ser observado que o potencial de energia a ser exportada até 2013 representa um crescimento de cerca de 2 vezes o valor exportado até a safra 2008-2009.

A Figura 1.5 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).

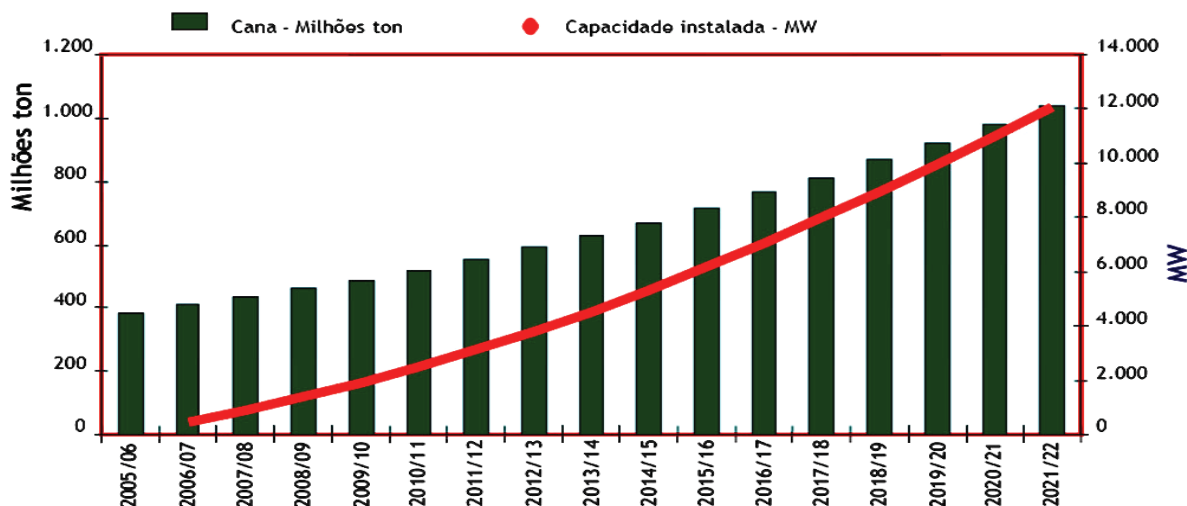


Figura 1.5: Estimativa da produção de cana e de bioeletricidade no Brasil.
(Fonte: COGEN-SP, 2007.)

1.6 MATRIZ ENERGÉTICA E ELÉTRICA, OFERTA E DEMANDA DE ELETRICIDADE NO BRASIL

Vários fatores devem ser considerados na constituição da matriz energética, além dos dados estatísticos registrados ao longo do tempo, dentre eles: PIB setorial, intensidade e eficiência energética, crescimento populacional, urbanização e consumo energético.

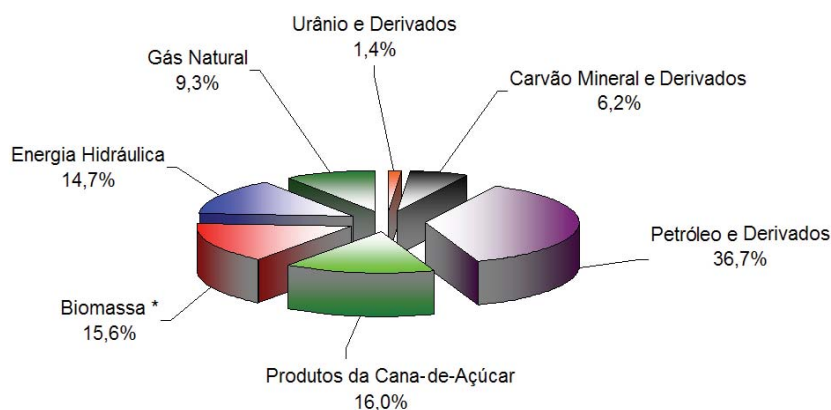
A Figura 1.6 mostra a distribuição das várias fontes de energia que constituem as matrizes energética e elétrica brasileira, segundo dados do Balanço Energético Nacional referente ao ano de 2007 efetuado pelo MME - Ministério de Minas e Energia (BRASIL, 2008).

Na matriz energética (Figura 1.6a) têm destaque especial os derivados de petróleo utilizados principalmente como combustíveis veiculares. Em segundo lugar vem a biomassa utilizada como combustível para produção de calor e vapor para processo e geração de eletricidade e, também, como combustível veicular (álcool).

Por outro lado, na matriz elétrica brasileira (Figura 1.6b), que inclui a importação de

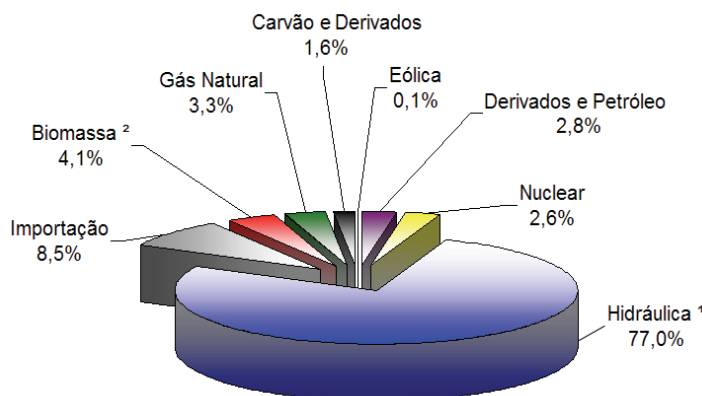
Itaipu, verifica-se ainda a predominância de longa data da fonte hidráulica (usinas hidrelétricas), seguida pela biomassa e gás natural (usinas termelétricas). Outro ponto que pode ser destacado é a grande parcela de energia renovável que constitui essas matrizes.

Vale destacar ainda a baixa participação da produção de eletricidade por meio da cogeração, correspondendo a algo em torno de apenas 6 % do total, segundo o MME, mostrando que existe um grande espaço para crescimento, principalmente no que se diz respeito ao setor sucroalcooleiro e depois em relação ao gás natural.



* Inclui lenha, bagaço de cana, lixívia e outras recuperações.

(a) Matriz Energética (239,4 milhões de TEP)



¹ Inclui importação. ² Inclui lenha, bagaço de cana, lixívia e outras recuperações.

(b) Matriz Elétrica (482,6 TWh)

Figura 1.6: Constituição das matrizes energética e elétrica brasileira.
(Fonte: MME, 2008.)

A partir da definição de alguns cenários de desenvolvimento, é que são planejados os investimentos no setor energético para que não ocorram crises no futuro.

Segundo projeções recentes do Plano Decenal de Expansão da Eletricidade do

Ministério de Minas e Energia (BRASIL, 2008), considerando um cenário de referência no qual são previstos crescimentos anuais de 4,2 % no PIB, de 2 milhões de habitantes e de 5,1 % no consumo de energia, devem ser acrescidos cerca de 41.800 MW na capacidade instalada e de 41.300 km em linhas de transmissão, resultando em investimentos da ordem de US\$ 56 bilhões até 2015.

A Figura 1.7 mostra a oferta de eletricidade existente e curvas da demanda considerando o cenário de referência e um cenário de maior crescimento do consumo de eletricidade, segundo dados da Associação Paulista de Cogeração de Energia (COGEN-SP), na qual pode ser observado que a demanda superaria a oferta em 2008 ou em 2010, respectivamente (COGEN-SP, 2007). No entanto, isso ainda não ocorreu devido a um menor crescimento anual do que o que havia sido projetado.

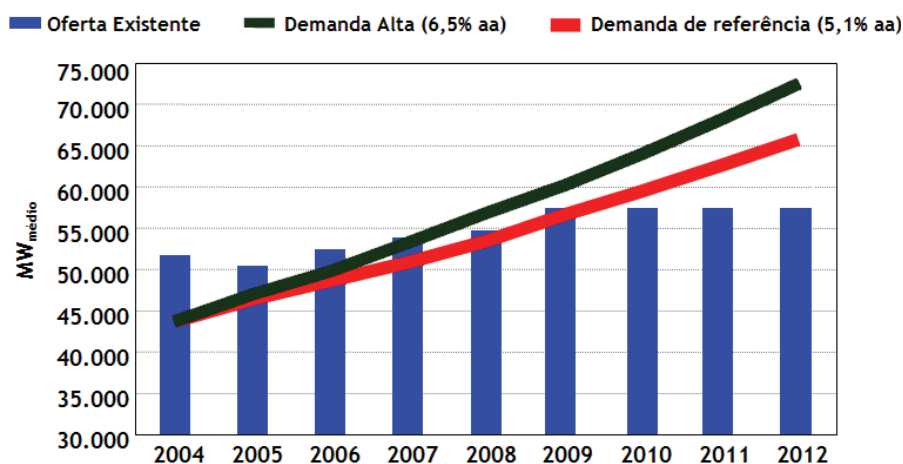


Figura 1.7: Oferta e demanda de eletricidade no Brasil.
(Fonte: COGEN-SP, 2007.)

A Figura 1.8 mostra a previsão de acréscimo da geração de energia elétrica no Brasil até o ano de 2015, distribuídos entre as principais fontes, na qual pode ser verificada a pequena parcela prevista para o PROINFA, dentro do qual se enquadra a energia gerada pelo setor sucroalcooleiro, entre outras (biogás, resíduos, PCHs e eólica) e a grande parcela de energia hidráulica. Vale destacar que do investimento total previsto 73,8 % deve ser destinado a grandes centrais hidrelétricas, 21,1 % para usinas termelétricas e apenas 5,1 % para PCHs e outras (COGEN-SP, 2007).

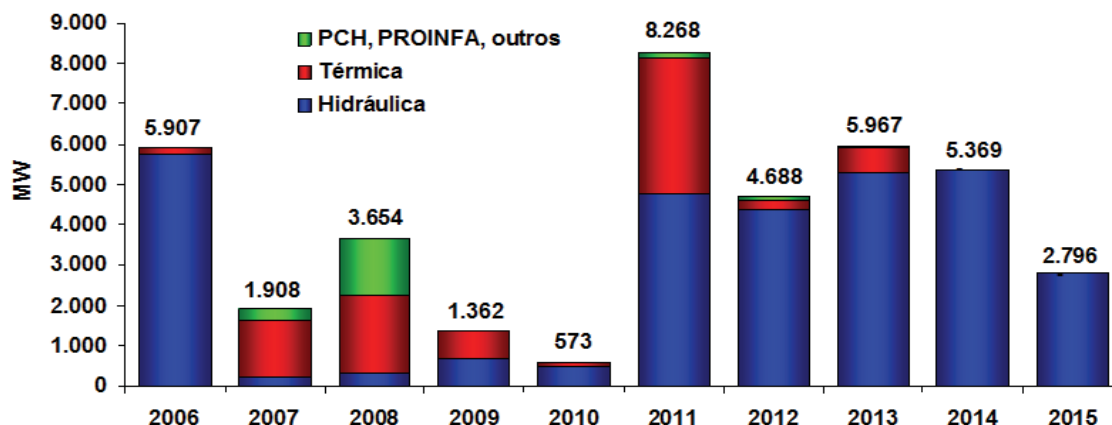


Figura 1.8: Acréscimo da geração de energia no Brasil até 2015.
(Fonte: COGEN-SP, 2007.)

1.7 MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA DO TRABALHO

A análise de dados do Ministério de Minas e Energia (MME) mostra que o consumo de energia elétrica no Brasil experimenta índices de crescimento superiores ao do seu Produto Interno Bruto (PIB), fruto do crescimento populacional concentrado nas zonas urbanas e da modernização da economia.

Além disso, a matriz energética brasileira é fortemente dependente dos recursos hídricos e, após os baixos níveis dos reservatórios, decorrente da falta de chuva, ocorreu em 2001 uma grande crise no setor energético brasileiro.

Devido a essa situação, o incentivo ao uso de outras fontes energéticas e a busca pelo aumento da eficiência de produção de energia tem sido crescente nos últimos anos. Como exemplo disso, pode ser destacado o PPT (Programa Prioritário de Termoeletricidade) e o PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica), implantados pelo governo.

Nesse contexto, a conversão da biomassa em vetores energéticos (combustíveis líquidos, gasosos e eletricidade), o estímulo à geração independente e descentralizada com participação de capital privado no sistema através da construção de pequenas centrais termelétricas e o aumento da geração de energia elétrica através da cogeração em indústrias, principalmente no setor sucroalcooleiro, têm se demonstrado alternativas interessantes.

Esse incremento da geração e da cogeração de energia no setor sucroalcooleiro, através de novos empreendimentos e/ou ampliação/repotencialização de plantas já existentes,

visando à comercialização de energia, é um aspecto de importante consideração para alavancar o desenvolvimento, uma vez que existe a possibilidade de integração com o mercado consumidor através das várias linhas de transmissão de energia elétrica já existentes.

O uso do bagaço de cana e do gás natural como combustíveis nestas plantas pode apresentar atrativos econômicos e ambientais, sendo importante estabelecer as condições técnicas para as quais o uso independente e/ou combinado desses dois combustíveis pode ser praticado por usinas sucroalcooleiras, uma vez que algumas delas ficam próximas ao gasoduto Bolívia-Brasil e que também existem grandes áreas disponíveis nas imediações do mesmo para implantação de novos investimentos.

2 REVISÃO DA LITERATURA E OBJETIVO DO TRABALHO

2.1 RETROSPECTO DE ESTUDOS SOBRE COGERAÇÃO EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS

Nos últimos anos, têm surgido diversos trabalhos relacionados à análise energética, exergética 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 apresentadas resumidamente algumas publicações que serviram como referência para o desenvolvimento do presente trabalho.

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 exergéticas 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 em uma 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, eles realizaram 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 entressafra, 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 apresentou eficiência de 66 % contra 42 % do sistema de contrapressão, além de ter uma taxa de economia da energia do combustível de quase sete vezes. 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 realizada uma avaliação termoeconômica da Companhia Energética Santa Elisa, localizada em Sertãozinho (SP), e foram propostas modificações na

legislação e na regulamentação em vigor e, também, estudos visando à inclusão dos custos ambientais e taxação 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.

Arrieta (2000) analisou a possibilidade da utilização do gás natural como combustível complementar para a cogeração no setor sucroalcooleiro. Foi realizada uma análise econômica da integração de blocos geradores BIG-GT a usinas de diferentes capacidades de moagem e consumo de vapor em processo, a partir de diferentes relações de potência térmica entre os combustíveis (gás natural e bagaço) visando calcular o custo de eletricidade gerada. Além disso, foi feita uma análise termoeconômica, visando calcular o custo da eletricidade gerada por bloco gerador integrados a uma usina de capacidade média com um consumo de vapor reduzido se comparado com o atual.

Corrêa Neto (2001) avaliou a viabilidade técnica e econômica de projetos de geração de energia elétrica utilizando como combustível o bagaço, a palha e as pontas da cana-de-açúcar, como opção complementar à expansão do sistema elétrico brasileiro. A tecnologia analisada foi de geração termelétrica com ciclo combinado, operando em cogeração, integrado a sistemas de gaseificação de biomassa para a produção de gás combustível, com e sem adição de gás natural. A análise econômica foi feita através da modelagem e construção de curvas de economicidade do projeto, baseadas nos preços da energia elétrica, do gás natural e nos custos da biomassa.

Sánchez Prieto e Nebra (2001) fizeram uma análise de custo exergetico do sistema de cogeração de uma usina açucareira que tem toda sua demanda de potência e energia térmica satisfeita pelo próprio sistema. Neste trabalho, os autores 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 cogeneradoras para a venda de energia.

Sánchez Prieto, Carril e Nebra (2001) apresentaram uma análise de custo exergetico do sistema de cogeração aplicado na Usina Cruz Alta, localizada na cidade de Olímpia (SP). Neste estudo é 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 requeriam também diferentes medidas e estabeleceram 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 cogerar 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. Foi verificado que a empresa que utiliza energia elétrica cogerada, com turbinas maiores para acionar as máquinas, chega a economizar 65 % do bagaço gasto para moer uma tonelada de cana quando comprada com a empresa que utiliza várias turbinas menores e menos eficientes. Foi concluído 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 tinha o objetivo apenas de tornar a destilaria auto-suficiente em termos de energia, mas

também de tornar possível exportar 33.616 MWh durante a safra e 3.600 MWh na entressafra. Foram considerados todos os custos envolvidos e os resultados mostraram que, naquela oportunidade, o negócio não seria atrativo, mas se houvesse 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.

Leite (2003) apresentou várias propostas de ciclos de potência e de plantas de cogeração para especificação de uma central termelétrica para operar em ciclo combinado, utilizando o gás natural e o bagaço de cana excedente de usinas sucroalcooleiras como energéticos. O trabalho consistiu na determinação da melhor opção na seleção da central termelétrica, considerando o critério de mínimo custo por kWh de energia produzida, através de uma análise termoeconômica, com a avaliação dos custos de produção de vapor e de eletricidade em base exergética.

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 e 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 MW. 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. As plantas consideradas foram baseadas nas propostas de expansão do sistema de cogeração da Destilaria Pioneiros, no período de 2003 a 2007. Através da primeira e segunda leis da termodinâmica, foi possível avaliar a eficiência e a geração de calor e potência para cada componente, caldeiras, turbinas, condensadores e bombas que compunham as plantas avaliadas, bem como o aproveitamento global de energia de cada uma delas. Através de índices baseados na primeira lei da termodinâmica, foi possível comparar todas as plantas consideradas. Além disso, foram calculados também alguns indicadores que são bastante comuns em usinas de açúcar e álcool, como o consumo específico de vapor de turbinas a vapor ou consumo específico de vapor de processo. Algumas análises de sensibilidade foram feitas para avaliar o comportamento do aproveitamento global de energia de um ciclo com turbina de extração-condensação levando em consideração a variação de parâmetros como eficiência da caldeira, consumo de vapor de processo e taxa de condensação na turbina de extração-condensação. Observou-se que a eficiência da planta foi bastante sensível à variação da taxa de condensação e aumentou quando se aumentou a demanda do vapor de processo.

Uchôa (2005) analisou a possibilidade de aproveitamento do gás natural como combustível complementar em usinas de açúcar e álcool paulistas, que ficam próximas do gasoduto, com a finalidade de não só aumentar a quantidade de energia e/ou bagaço para comercialização, como também permitir a operação durante todo o ano. Para tanto, foi feito um estudo termodinâmico minucioso, bem como uma criteriosa análise da viabilidade técnica e econômica, levando-se em conta as modificações que devem ser feitas com relação às plantas tradicionais dessas 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. O gás natural queimado diretamente nas caldeiras mostrou-se uma opção economicamente inviável, enquanto que seu uso em ciclo combinado pode ser uma alternativa interessante, desde que existam condições favoráveis ao retorno dos altos investimentos a serem realizados.

Bohórquez, Horta Nogueira e Lora (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\$ 0,0511/kWh.

Walter e Llagostera (2006a) realizaram uma análise da viabilidade da utilização de ciclos combinados com *co-firing* baseado na gaseificação dos resíduos da cana de açúcar (bagaço e palha) e aproveitamento do gás natural. A análise foi baseada nos custos de investimento de capital e de operação e manutenção de tais ciclos, levando em conta os custos atuais e de médio prazo das tecnologias BIG-CC em desenvolvimento. Foi concluído que uma profunda redução dos custos de investimentos nas tecnologias de gaseificação, bem como do custo do gás natural, são pontos chaves para fazer a tecnologia BIG-CC competitiva frente às outras opções existentes no mercado para a produção de eletricidade, mas isso só vai ser conseguido com a implantação e aprimoramento de algumas pequenas e médias unidades experimentais.

Walter e Llagostera (2006b) realizaram uma pré-análise da viabilidade da integração de turbinas a gás com caldeiras que queimam pontas e palhas de cana, em uma configuração similar as que são utilizadas no caso de incineração de resíduos sólidos urbano, visando à produção de eletricidade. Ressalta-se que o aproveitamento destes resíduos para a geração ou cogeração de energia se torna importante não só para o aumento atual do potencial, como também para a substituição do próprio uso do bagaço da cana, a partir do momento que o mesmo passar a ser utilizado para a produção de etanol através do processo de hidrólise. Foram consideradas duas configurações para a análise sob o ponto de vista termodinâmico e econômico. Numa das configurações o vapor é produzido tanto na caldeira convencional de biomassa como também uma caldeira de recuperação, que utiliza os gases de exaustão da turbina a gás, e, também, superaquece o vapor oriundo da caldeira convencional antes de entrar na turbina a vapor. Na outra configuração o vapor é produzido somente na caldeira convencional de biomassa, sendo o mesmo apenas superaquecido pelos gases de exaustão da turbina a gás antes de entrar na turbina a vapor. Foi concluído que a primeira opção é mais viável, embora necessite de maiores investimentos, mas estudos mais detalhados devem ser feitos para otimização do sistema.

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 com a utilização da tradicional turbina de contrapressão; a segunda com a utilização de uma moderna turbina de extração-condensação; a terceira com a utilização de um gaseificador de bagaço, uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação e, por fim, a quarta com uma 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.

Zanetti, Pellegrini e Oliveira Junior (2006) apresentaram um sistema de cogeração de energia para uma usina sucroalcooleira, com utilização de bagaço de cana-de-açúcar e gás natural, visando maximizar a produção de eletricidade. Para este sistema, foram propostas diversas estratégias de operação para uma mesma planta de utilidade, sendo uma delas a utilização de todo o bagaço na gaseificação e complementação de gás natural na turbina a gás de forma a atender a demanda de vapor da usina (sem queima de bagaço na caldeira de recuperação), e outra forma de operação com o envio de uma determinada quantidade de bagaço ao gaseificador para acionar uma turbina a gás, sendo o excedente queimado na caldeira de recuperação de forma a maximizar a quantidade de vapor produzida. Por fim, foi concluído que a maximização da produção de energia elétrica implica no comprometimento do rendimento exergético do sistema, devido ao aumento das irreversibilidades na caldeira.

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 incluíram 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 como a diluição do caldo sejam maiores, utilizando turbinas modernas para acionamento dos

geradores, verificou-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.

Rodrigues, Walter e Faaij (2007) avaliaram o desempenho dos sistemas de gaseificação da biomassa atmosféricos em ciclo combinado operando sob diferentes estratégias de utilização do gás de baixo poder calorífico em turbinas a gás. São propostas algumas modificações como extração de ar do compressor e *retrofit* da turbina a gás, através da alteração da geometria do compressor. Os resultados mostraram ganhos consideráveis que podem ser obtidos na produção de energia quando o expensor de turbina a gás é modificado.

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 para longo prazo, permitindo um incremento de mais de 70 % na geração de eletricidade.

Lima et al. (2008) realizaram análises termodinâmicas e termoeconômicas do projeto inicial e de uma proposta de expansão de uma usina sucroalcooleira com processo de extração de caldo por difusão. O primeiro caso estudado considerou a produção apenas de álcool e é constituído por uma caldeira que produz vapor a 43 bar e 400 °C e um turbogerador de simples estágio para geração de eletricidade para consumo próprio. O segundo caso estudado consistiu na expansão da planta inicial para produção de álcool, açúcar e excedente de eletricidade para comercialização. Os resultados obtidos mostraram que os dois casos possuem um rendimento global equivalente, porém o segundo caso mostrou-se mais interessante por apresentar melhor eficiência de caldeiras e turbina, melhores índices de desempenho termodinâmico e também por aproveitar melhor o bagaço e gerar uma maior quantidade de energia. Em termos termoeconômicos, o segundo caso também se mostrou mais viável por possuir um menor custo de produção de vapor associado a um menor custo de produção de eletricidade.

Pizzo et al. (2008) analisaram e compararam as eficiências da planta de vapor de uma usina sucroalcooleira paulista (Companhia 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 21 kgf/cm² por uma única caldeira de 95 kgf/cm², 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 indicaram 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 por combustível consumido.

Bocci, Di Carlo e Marcelo (2009) estudaram a eficiência energética utilizando dados reais de uma usina sucroalcooleira antiga e exploraram possíveis melhorias como utilizar o ciclo de Rankine com temperatura e pressão mais elevadas e configurações inovadoras com gaseificador e turbina a gás. Os autores mostraram que as configurações inovadoras para a usina podem aumentar o potencial de cogeração do bagaço da cana, aumentando significativamente a energia elétrica produzida com combustíveis renováveis.

Bohorquez et al. (2009) avaliaram a tecnologia existente para produção de energia numa planta vapor, considerando 6 casos com implementações diferentes. O Caso I utiliza ciclo combinado com duas turbinas a gás, caldeira de recuperação e uma turbina a vapor adicional. O Caso II utiliza apenas uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, mantendo a turbina a vapor antiga. O Caso III utiliza o mesmo arranjo do Caso II, mas inclui injeção de água na câmara de combustão da turbina a gás. O Caso IV utiliza o mesmo arranjo do Caso II, mas inclui injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás. O Caso V utiliza um ciclo combinado, incluindo o uso de gás natural tanto na caldeira convencional como na turbina a gás. O antigo ciclo a vapor é mantido e a turbina a gás com a caldeira de recuperação é adicionada. O Caso VI utiliza o mesmo esquema do Caso V, mas usa óleo como combustível na caldeira convencional e diesel na turbina a gás. Todos os casos que passaram por implementações mostraram uma maior eficiência quando comparados com o caso base (Caso I), sendo que o Caso II foi o que apresentou maior eficiência e o Caso IV foi o que apresentou menos emissão de gás carbônico.

Kamate e Gangavati (2009) apresentaram uma análise exergética de uma planta de cogeração típica de uma usina que processa 2.500 toneladas de cana por dia, 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 % da exergia total 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 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, foi verificado que 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 produzir até 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 Junior 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.

2.2 OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo principal deste trabalho é a realização de análises termodinâmica e termoeconômica do aproveitamento do gás natural em sistemas de cogeração de energia de usinas de açúcar e álcool.

Serão considerados quatro casos, sendo o primeiro um estudo sobre uma planta de uma usina sucroalcooleira real que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo uma caldeira que produz vapor a altos níveis de pressão e temperatura, o qual é utilizado para geração de eletricidade em uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios e em outra turbina de contrapressão. Além disso, todos os acionamentos das moendas são

eletrificados. Na seqüência será definido um caso hipotético no qual é incorporada à planta real da usina uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação, passando a planta a operar em ciclo combinado com gás natural na entressafra com a turbina a vapor de contrapressão e, também, com uma turbina a vapor de condensação que será incorporada, com o intuito de possibilitar a comercialização de energia ao longo do ano todo. A partir daí serão definidas novas configurações de plantas para usinas sucroalcooleiras baseadas nas modernas tecnologias e equipamentos da planta real. A primeira nova configuração proposta será constituída por uma planta básica com grande capacidade de moagem (duas vezes mais do que a da usina real), que opere de forma convencional com geração de excedente de energia elétrica para comercialização apenas na safra, sendo a mesma constituída por duas linhas independentes de produção e consumo de vapor e geração de eletricidade, flexibilizando a produção e manutenção. Tendo como base essa última configuração, será idealizada uma nova configuração que permite, na entressafra, o aproveitamento do gás natural como combustível associado ao bagaço da cana, através da incorporação de uma turbina de condensação, uma turbina a gás e uma caldeira de recuperação. A proposta é fazer com que seja possível gerar um excedente de eletricidade ao longo do ano todo de modo que se possa fazer um contrato de fornecimento de uma quantidade fixa (energia firme), sendo o eventual valor ainda excedente passível de comercialização por meio de leilões de energia.

3 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS E TERMOECONÔMICOS

3.1 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS

3.1.1 Introdução à Análise Energética

A análise de sistemas e processos pela Primeira Lei da Termodinâmica está baseada nas conservações de energia e de massa. No caso de regime permanente, a conservação de massa inclui somente a análise do fluxo de massa que está entrando e saindo do volume de controle e desconsidera a variação de massa no interior do volume de controle. Além disso, considerando-se que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis no balanço de energia, as equações resultantes são as seguintes:

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

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (3.2)$$

sendo:

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

$\dot{m}_s$: fluxo de massa saindo do volume de controle (kg/s);

h_e : entalpia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s : entalpia específica na saída do volume de controle (kJ/kg);

$\dot{Q}_{v.c.}$: taxa transferida de calor no volume de controle (kW);

$\dot{W}_{v.c.}$: taxa de potência no volume de controle (kW).

As somatórias que aparecem nas equações representam a possibilidade de diversas portas de entrada e saída de massa e de vários fluxos de calor na superfície de controle.

As irreversibilidades num processo são quantificadas pela Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da propriedade denominada entropia. Para processos em um volume de controle, em regime permanente, o balanço de entropia é definido como:

$$\dot{S}_{ger, v.c.} + \sum \left(\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (3.3)$$

sendo:

s_e : entropia específica na entrada do volume de controle (kJ/kg K);

s_s : entropia específica na saída do volume de controle (kJ/kg K);

$\dot{Q}_i/T_i$: taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor no V.C. (kW/K);

T_i : temperatura superficial do volume de controle (K);

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

A Equação (3.3) mostra que a taxa na qual a entropia é transferida para fora do volume de controle deve ser igual à soma da taxa na qual a entropia entra no volume de controle, da taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor e da taxa de geração de entropia devida às irreversibilidades.

3.1.2 Introdução à Análise Exergética

A análise exergética consiste no emprego simultâneo da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica na avaliação de desempenho de processos de conversão de energia, uma vez que a análise energética (Primeira Lei da Termodinâmica) não contabiliza a qualidade da energia que está se perdendo e nem onde ocorrem as irreversibilidades dos processos. Assim, uma aplicação conjunta das análises energética e exergética permite uma efetiva avaliação termodinâmica dos processos, quantificando o valor termodinâmico de um fluxo, em termos do trabalho mecânico que poderia ser extraído dele, assim como também as irreversibilidades que ocorrem durante o desenvolvimento destes processos.

A análise exergética, segundo Tsatsaronis (1993), permite:

- Uma melhor medida para a avaliação da magnitude da energia perdida em relação à energia total suprida sob a forma de insumo energético;
- Uma medida da qualidade (ou do desperdício) da energia do ponto de vista termodinâmico;
- Uma variável para definir a eficiência racional para o sistema energético.

Segundo Kotas (1985), a exergia é o padrão de qualidade de energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando os parâmetros do ambiente (P_0 , T_0) como referência.

A exergia sempre possui uma parcela que é destruída, constituindo a chamada irreversibilidade. A exergia é sempre medida comparando-se um estado inicial a um estado de equilíbrio. Podem ser definidos dois estados de equilíbrio:

- **Equilíbrio restrito:** estado em que o sistema é levado a um equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, onde a temperatura e pressão do sistema são iguais às do ambiente considerado;
- **Equilíbrio irrestrito:** neste caso, além do equilíbrio térmico e mecânico, ainda existe o equilíbrio químico. Neste estado de equilíbrio o sistema possui energia, mas a sua exergia é zero.

Um fator importante quando se deseja calcular o valor da exergia de um sistema é o ambiente de referência. Kotas (1985) afirma que o ambiente real é muito complexo para ser usado em cálculos termodinâmicos, sendo necessária a introdução de um meio ambiente idealizado. Neste caso, não existem gradientes de pressão, temperatura, potencial químico, energia cinética e potencial, impossibilitando a execução de trabalho por interação entre as várias partes. O ambiente pode ser modelado por duas abordagens:

- As substâncias que formam o meio ambiente de referência são escolhidas de forma a coincidir com as substâncias do sistema analisado;
- Todos os sistemas são analisados com um único estado de referência, pode este estado escolhido coincidir ou não com o ambiente real.

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. A variação de exergia entre dois estados será independente do processo seguido para alcançar um a partir do outro. Permitindo, assim, 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, propõem a seguinte relação para o cálculo da exergia:

$$\bar{b}_t = \bar{b}_{fis} + \bar{b}_{qui} \quad (3.4)$$

onde:

$\bar{b}_{fis}$: exergia específica física (kJ/kmol);

$\bar{b}_{qui}$: exergia específica química (kJ/kmol).

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:

$$\bar{b}_{fis} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) + \frac{V^2}{2} + g(z - z_0) \quad (3.5)$$

Desprezando os termos decorrentes da energia cinética e potencial, tem-se que a função exergia para um fluxo de matéria em regime permanente assume a seguinte forma:

$$\bar{b}_{fis} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (3.6)$$

Segundo Kotas (1985), a exergia química é definida como sendo a máxima quantidade de trabalho obtida da transformação de uma substância em equilíbrio físico com o ambiente até o estado de referência irrestrito, através de processos que envolvam apenas transferência de calor e troca de substâncias somente com o meio.

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:

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

onde:

$\mu_{0,i}$: 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:

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

Szargut, Morris e Steward (1988) estabeleceram uma substância padrão para cada um dos elementos da tabela periódica, desta forma foi definido um ambiente padrão com o qual é possível calcular a exergia de qualquer composto químico. Além disso, eles calcularam a exergia de muitos compostos químicos e as apresentaram em forma de tabelas e equações.

As equações para o cálculo das exergias dos combustíveis a serem usados neste trabalho (bagaço da cana-de-açúcar e gás natural) são apresentadas no Apêndice B.

3.1.3 Análise Termodinâmica de Plantas de Cogeração

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, o qual, em certo instante, pode estar em contato térmico com um número de reservatórios de temperatura 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 taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) representa a combinação de todos os modos possíveis de transferência de trabalho ($P dV/dt$, $\dot{W}_{mecânico}$, $\dot{W}_{elétrico}$, $\dot{W}_{magnético}$).

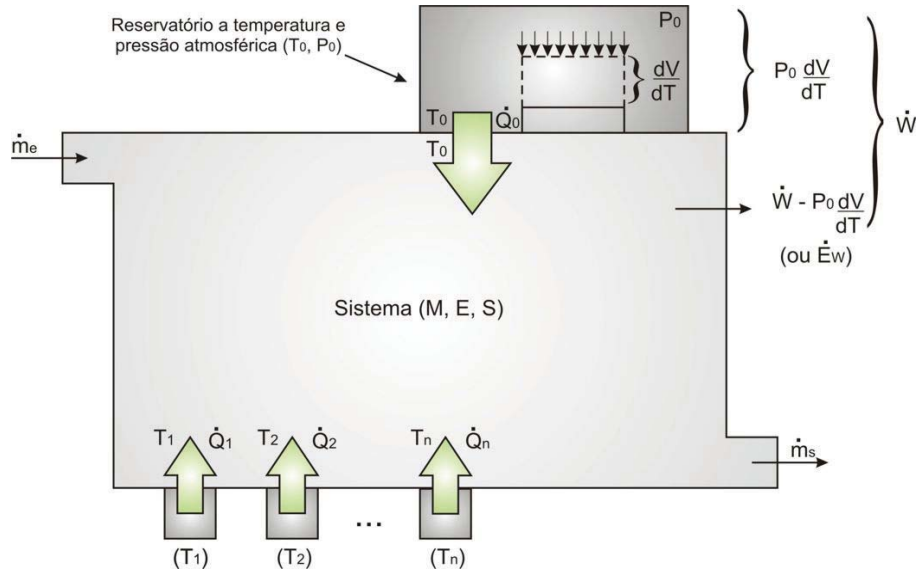


Figura 3.1: Sistema aberto em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos.

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:

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

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

Eliminando $\dot{Q}_0$ das equações (3.9) e (3.10), encontra-se que a taxa de transferência de trabalho ($\dot{W}$) 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, Equação (3.11) pode ser expressa como:

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

Pois,

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

Fazendo-se a diferença entre a taxa trabalho reversível e a taxa de trabalho real, que é a taxa de trabalho perdida ou taxa de exergia destruída ou taxa de irreversibilidade ($\dot{I}$):

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

Em casos onde o reservatório de pressão atmosférica P_0 troca trabalho com o sistema (Figura 3.1), a parte de $\dot{W}$ que é transferida para a atmosfera é $P_0 dV/dt$, enquanto que o restante constitui a taxa de trabalho útil (taxa de exergia), conforme segue:

$$\dot{W}_{util} = \dot{W}_{rev} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad (3.15)$$

Portanto, o balanço de fluxo de exergia é o seguinte:

$$\dot{W}_{util} = -\frac{d}{dt}(E + P_0 V - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (3.16)$$

A Equação (3.16) considera todas as exergias possíveis, sendo o primeiro termo após a igualdade correspondente as exergias de não fluxo, o segundo as trocas de calor, o terceiro e quarto ao fluxo líquido de exergia para cada corrente e o último corresponde às irreversibilidades.

Um importante parâmetro a ser observado na análise exergética não é só a irreversibilidade em cada equipamento, que mostra o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia que nele é introduzida, mas, também, a porcentagem da irreversibilidade de cada equipamento em relação ao total da planta, que mostra o quanto cada equipamento contribui na geração de irreversibilidade global do sistema, podendo a mesma ser definida por:

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{I}_i} \quad (3.17)$$

onde:

$\dot{I}_i$: irreversibilidade num determinado equipamento (kW);

$\sum_{i=1}^n \dot{I}_i$: irreversibilidade total da planta, considerando todos os equipamentos (kW).

3.2 ÍNDICES DE DESEMPENHO DOS 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 qualidades termodinâmicas, tais como calor e potência produzida (WALTER; LLAGOSTERA; GALLO, 1997).

Um aspecto importante, que permite o dimensionamento do sistema de cogeração, é o perfil de demanda de eletricidade e de calor. Assim, tais sistemas podem operar seguindo a demanda de eletricidade (paridade elétrica), ou a demanda de calor (paridade térmica), existindo outras variantes isoladas, nas quais os sistemas são dimensionados para operar em plena carga, vendendo os excedentes de eletricidade e calor. No entanto, normalmente os sistemas de cogeração são dimensionados para operar em paridade térmica, seguindo o critério da não utilização de equipamento térmico auxiliar, nem venda de excedentes térmicos. A energia elétrica é mais facilmente comercializável pela rede elétrica, embora as tarifas e condições de venda não sejam sempre favoráveis para as entidades cogedoras (SÁNCHEZ PRIETO, 2003).

3.2.1 Fator de Utilização de Energia

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

da Primeira Lei ou Fator de Utilização de Energia (*FUE*). Este parâmetro é a relação entre a energia térmica eletromecânica aproveitada no ciclo e a energia do combustível gasto para a geração do vapor, conforme segue:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_U}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (3.18)$$

onde:

$\dot{Q}_U$: taxa 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).

Vale destacar que em alguns casos o fator *FUE* pode não ser considerado ou fornecer informações incompletas sobre o sistema avaliado, uma vez que este consiste em um valor global de 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.

3.2.2 Índice de Poupança de Energia

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:

$$IPE = \frac{\dot{m}_{comb} PCI}{\frac{\dot{W}}{\eta_{term_ref}} + \frac{\dot{Q}_U}{\eta_{cald_ref}}} \quad (3.19)$$

onde:

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

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

Segundo a Equação (3.19), 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:

$$EEC = 1 - IPE \quad (3.20)$$

3.2.3 Índice de Geração de Potência

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:

$$IGP = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{comb} PCI - \dot{Q}_U / \eta_{cald}} \quad (3.21)$$

onde:

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

3.2.4 Razão Potência/Calor

Segundo Huang (1996) 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*), dada por:

$$RPC = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_U} \quad (3.22)$$

Nos termos da razão potência/calor o fator de utilização de energia pode-se expressar através de:

$$FUE = \frac{\left(1 + \frac{1}{RPC}\right) \dot{W}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (3.23)$$

3.2.5 Eficiência Global da Planta

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 combustível. Assim, pode-se definir a eficiência global do sistema (η_{global}), conforme ilustrado pela equação que segue:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ele} - \dot{W}_{bomb} + \dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{comb} PCI_{comb}} \quad (3.24)$$

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.

3.3 PARÂMETROS IMPORTANTES NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

3.3.1 Relação Bagaço-Vapor

O consumo específico de bagaço, ou relação bagaço-vapor ($R_{bagvapor}$), é um parâmetro importante que está associado à eficiência das caldeiras. Tal parâmetro é calculado a partir da quantidade de bagaço que é necessária para se produzir um quilograma de vapor na pressão e temperatura desejada. Assim, tem-se:

$$R_{bagvapor} = \frac{\dot{m}_{bag}}{\dot{m}_{vapor}} \quad (3.25)$$

Para um processo em regime permanente, a Eq. (3.25) mostra a relação direta entre a eficiência da caldeira com a relação bagaço-vapor, de acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\eta = \frac{h_{\text{vapor}} - h_{\text{água}}}{R_{\text{bagvapor}} PCI_{\text{bag}}} \quad (3.26)$$

Analogamente à Eq. (3.26), é obtida a Eq. (3.27) com base na Segunda Lei da Termodinâmica:

$$\psi = \frac{b_{\text{vapor}} - b_{\text{água}}}{R_{\text{bagvapor}} b_{\text{bag}}} \quad (3.27)$$

Tanto a eficiência pela Primeira Lei quanto pela Segunda Lei variam exponencialmente com a relação bagaço-vapor. Uma vez adotados os parâmetros de operação, a sensibilidade é dada pela constante calculada pela diferença de entalpias do vapor e água dividida pelo PCI do bagaço, na Primeira Lei, e pela diferença de exergias do vapor e água dividida pela exergia do bagaço, na Segunda Lei.

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 Eq. (3.25).

3.3.2 Relação Vapor - Cana Moída

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 quilogramas 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. A Eq. (3.28) 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.

$$R_{vapcana} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{cana}} 1000 \quad (3.28)$$

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 da diminuição da temperatura é compensada pela vazão mássica que entra no dessuperaquecedor aumentando a vazão de vapor.

3.3.3 Relação Potência Elétrica - Cana Moída

Analogamente à relação $R_{vapcana}$, pode-se caracterizar a relação da energia elétrica gerada em kWh por tonelada de cana moída ($R_{potelecana}$). Esse número difere em 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 $R_{potelecana}$ 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:

$$R_{potelecana} = \frac{\dot{W}_{ele}}{3,6 \dot{m}_{cana}} \quad (3.29)$$

3.3.4 Relação Vapor - Potência Elétrica

A Eq. (3.30) apresentada na sequência ilustra a relação entre o vapor consumido e a potência gerada ($R_{vappotele}$) 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**.

$$R_{vappotele} = \frac{3600 \dot{m}_{vap}}{\dot{W}} \quad (3.30)$$

Esse número está associado ao rendimento da máquina, pois quanto menor essa relação, maior é o rendimento termodinâmico dela. Assim, a Eq. (3.31) expressa a relação entre o η e $R_{vappotele}$:

$$\eta = \frac{3600}{R_{vappotele} \Delta h_{iso}} \quad (3.31)$$

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

3.3.5 Relação Bagaço - Potência

Para avaliar a eficiência do conjunto caldeira e turbinas, seja de acionamento elétrico ou mecânico, pode-se usar a relação ilustrada pela equação abaixo, 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 ($\dot{W}_{mec}$):

$$R_{bagpot} = \frac{3600 \dot{m}_{bag}}{(\dot{W}_{ele} + \dot{W}_{mec})} \quad (3.32)$$

A relação ilustrada pela Eq. (3.32) 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.

3.4 FUNDAMENTOS TERMoeCONÔMICOS

Termoeconomia é o ramo da engenharia que combina a análise exergética com os princípios econômicos, fornecendo ao projetista ou operador do sistema informações não disponíveis através de análises energética e econômica convencionais, mas cruciais para o custo efetivo do projeto e operação do sistema (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

A análise termoeconômica baseia-se na combinação de uma análise termodinâmica (Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica) com uma análise econômica. Essa técnica ajuda a compreender o processo de formação dos custos, minimiza o custo global dos produtos e distingue o custo dos vários produtos do processo.

Se um sistema possui mais de produto final, como, por exemplo, um sistema de cogeração, pode-se querer saber qual é o custo de produção de cada produto. Assim, os custos são ordenados para o produto final apropriado, de acordo com o tipo e quantia de cada “insumo” utilizado para gerar o mesmo.

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

- Identificar a localização, magnitude e o não aproveitamento de fontes termodinâmicas reais num sistema energético;
- Calcular os custos associados às exergias não aproveitadas;
- 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.

3.4.1 Histórico da Termoeconomia

Em um interessante levantamento histórico, Takaki (2006) descreve que o primeiro a utilizar a exergia como critério de alocação de custo foi Keenan (1932), ele sugeriu que os custos deveriam ser repartidos entre os produtos (potência elétrica e calor útil) de uma de uma planta de cogeração de maneira proporcional a sua exergia.

Em 1961 Gaggioli aplicou um conceito similar ao de Keenan para determinar a espessura do isolamento ótimo para a tubulação de vapor de uma central termelétrica, considerando a equivalência de exergia perdida com o custo da energia elétrica que se deixa de gerar em função desta perda.

Em 1962 Tribus e Evans (apud El-Sayed e Gaggioli, 1989) apresentaram uma análise exergética de uma planta de dessalinização, associaram a exergia aos fluxos dos custos econômicos e cunharam um novo vocábulo: Termoeconomia. O procedimento associa o fluxo monetário (combustíveis, operação e amortização) da instalação aos fluxos exergéticos. Sendo assim, aplicando os balanços de custos para cada equipamento pode-se determinar os custos econômicos unitários dos diferentes fluxos.

Bergman e Schimidt em 1965 (apud Valero e Lozano, 1994) associaram custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica. El-Sayed e Evans (1970) generalizaram os fundamentos matemáticos para a otimização termoeconômica dos sistemas térmicos.

Reistad (1970) desenvolveu uma análise termoeconômica de sistemas de cogeração e aplicou o método de El-Sayed e Evans a uma planta de potência simples.

Porém, foi nas décadas de 80 e 90 que o desenvolvimento e a aplicação de metodologias termoeconômicas à análise, projeto e otimização de sistemas térmicos floresceram. Nesta fase, destacam-se os trabalhos de Valero e Lozano, Tsatsaronis, Frangopoulos e Von Spakovsky. Estes trabalhos foram publicados em uma edição especial da revista “Energy”, voltada totalmente a termoeconomia. Nesta edição os autores Chiristos Frangopoulos, George Tsatsaronis, Antonio Valero e Michael Spakovsky apresentaram um sistema de cogeração com turbina a gás regenerativa com caldeira de recuperação que ficou conhecido com o nome de CGAM (correspondente as iniciais dos nomes dos autores).

Hua et al. (1989) explicaram a partição da otimização do sistema total em subsistemas para otimizar sistemas térmicos complexos por meio da avaliação exergética e econômica.

Frangopoulos (1994) desenvolveu a teoria “Análise Funcional Termoeconômica”, definindo um sistema como um conjunto de sistema inter-relacionadas, assim, cada equipamento tem uma única função (produto) determinando sua relação com os demais equipamentos.

Spakovsky (1994) em sua teoria denominada “Análise Funcional de Engenharia” considerou o estudo das condições termoeconômicas dos equipamentos isolados do sistema capaz de produzir uma otimização global do sistema.

Valero et al. (1994) em sua “Teoria dos Custos Exergéticos” descreveram um conjunto de regras para construir o sistema de equações utilizado na determinação dos fluxos de sistema.

Tsatsaronis e Pisa (1994) utilizaram os custos exergéticos para analisar os fluxos de exergia, de energia e de materiais e a identificação dos custos associados à aquisição e manutenção dos equipamentos.

Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) mostraram como variáveis relativas à exergia podem ser usadas na minimização do custo de um sistema térmico. Estas variáveis incluem a eficiência exergética, os custos associados com exergia destruída, capital investido, operação e manutenção do sistema térmico.

Cerqueira e Nebra (1999) aplicaram as diferentes metodologias a um sistema de energia semelhante ao CGAM, realizando um estudo comparativo das mesmas.

3.4.2 Vertentes da Termoeconomia

Ao longo do processo histórico da termoeconomia muitos foram os pesquisadores que se dispuseram a discutir sobre o assunto. Durante esse período diferentes metodologias e abordagens foram propostas para a sua implementação matemática, que descrevessem de maneira adequada a distribuição dos custos.

Duas são as principais vertentes na Termoeconomia. A primeira estabelece 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. A segunda vertente utiliza a alocação dos custos médios dos produtos, externos e internos dos componentes do sistema, satisfazendo alguns objetivos (Takaki, 2006):

- Determinar o custo atual dos produtos ou serviços;
- Propiciar bases racionais para a fixação dos preços dos produtos e serviços;
- Fornecer por meio de alocar e controlar os gastos;
- Fornecer informações a partir das quais decisões operacionais podem ser estabelecidas e avaliadas.

Na primeira vertente destaca-se as metodologias de Otimização Termoeconômica de El-Sayed e Evans (1970) e de Análise Funcional Termoeconômica, desenvolvida por Frangopoulos (1983), já na segunda vertente destaca-se a Análise dos Custos Exergéticos de Lozano e Valero (1993), a qual será utilizada neste trabalho e melhor descrita a seguir

3.4.3 Análise do Custo Exergético

Essa análise é baseada na contabilidade da exergia não aproveitada que experimentam os fluxos na sua passagem através dos diferentes equipamentos constituintes do sistema. Desta forma, são contabilizadas as eficiências (e perdas exergéticas), em cada um dos volumes de controle (equipamentos, junções e ramificação) do sistema, tendo como resultado o custo exergético de cada um dos portadores de energia.

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 e despesas de operação e manutenção. Conseqüentemente, para um componente que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação (LOZANO; VALERO, 1993):

$$\sum_s \dot{C}_{s_k} + \dot{C}_{w_k} = \dot{C}_{Q_k} + \sum_e \dot{C}_{e_k} + \dot{Z}_k \quad (3.33)$$

onde:

$\dot{C}_{s_k}$: custo médio do fluxo de saída por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{w_k}$: custo médio do fluxo trabalho por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{Q_k}$: custo médio do fluxo de calor por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{C}_{e_k}$: custo médio do fluxo de entrada por unidade de tempo no componente k (R\$/s);

$\dot{Z}_k$: custo médio total do equipamento por unidade de tempo no componente k (R\$/s).

Através da Eq. (3.33) é possível constatar que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual a despesa total para obtê-lo. É interessante notar que, quando um componente recebe potência (compressor ou bomba), o termo $\dot{C}_{w_k}$ muda o seu sinal. O mesmo ocorre quando existe transferência de calor do componente, onde o termo $\dot{C}_{Q_k}$ aparece com sinal negativo. Geralmente os balanços de custos são escritos de forma que todos os termos são positivos, assim o que se faz é rearranjar a equação transferindo os termos para esquerda ou para a direita de acordo com o sinal.

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 a taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ($\dot{B}_q$), tem-se:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{B}_e = c_e (\dot{m}_e b_e) \quad (3.34)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{B}_s = c_s (\dot{m}_s b_s) \quad (3.35)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (3.36)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{B}_Q \quad (3.37)$$

onde: c_e , c_s , c_w e c_Q denotam os custos médios por unidade de exergia em reais por Gigajoule (R\$/GJ).

No k-ésimo componente, as taxas de exergia entrando e saindo ($\dot{B}_e$ e $\dot{B}_s$), bem como as de calor transferido e de trabalho ($\dot{B}_Q$ e $\dot{W}$) são calculadas em uma análise exergética.

Antes da determinação de $\dot{Z}_k$, deve ser calculado o custo anual dos equipamentos (Z_k) com amortização (Z_k^a), levando-se em conta as despesas com investimento de capital e com operação e manutenção, através da seguinte equação:

$$Z_k^a = Z_k (f_a + f_{omf} + FC f_{omv}) \quad (3.38)$$

sendo:

Z_k : custo de investimento de capital no equipamento k (R\$);

f_a : fator de amortização;

f_{omf} : percentual de custo anual fixo associada à operação e manutenção;

f_{omv} : percentual de custo anual variável de operação e manutenção;

FC : fator de carga.

O fator de amortização (f_a) pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$f_a = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}} \quad (3.39)$$

sendo:

i : taxa anual de juros (%);

n : período de amortização (anos).

Assim, tem-se:

$$Z_k^a = Z_k \left(\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}} + f_{omf} + FC f_{omv} \right) \quad (3.40)$$

Portanto, a taxa de custo para cada equipamento ($\dot{Z}_k$), levando-se em conta as despesas com investimento de capital, operação e manutenção, além do tempo efetivo de funcionamento, pode ser calculada por (LEITE, 2003):

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k^a}{3600 t_{oper}} \quad (3.41)$$

sendo:

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

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

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

Introduzindo as expressões de taxa de custo, Eqs. (3.34) a (3.37), e a Eq. (3.41) na Eq. (3.33), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{B}_s)_k + c_{w_k} \dot{W}_k = c_{Q_k} \dot{B}_{Q_k} + \sum_e (c_e \dot{B}_e)_k + \frac{Z_k^a}{3600 t_{oper}} \quad (3.42)$$

Na Equação (3.42) as variáveis correspondem aos 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}). Para analisar cada componente pode-se assumir que os custos por unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Caso, uma corrente venha a incorporar o sistema, o custo dessa corrente será o seu custo de compra, logo, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o k -ésimo componente são os custos por unidade de exergia dos fluxos que saem (c_{s_k}). No caso do componente analisado gerar calor ou potência o custo por unidade de exergia deverá ser associado como transferência de potência (c_{w_k}) ou calor (c_{Q_k}).

A determinação dos custos é feita de acordo com um conjunto de regras (postulados) enumerada por Lozano e Valero (1993) que considera um conjunto de definições prévias de estrutura física e produtiva de modo a gerar um sistema de equações para a determinação dos custos dos fluxos de uma instalação, a saber:

Postulado 1: Custos exergeticos e exergoeconômicos são quantidades conservativas como consequência de suas definições, e pode-se, portanto, escrever uma equação de balanço para cada unidade do sistema. Na determinação do custo exergetico, o lado direito de cada equação de balanço será igual a zero e, na determinação do custo exergoeconômico, igual aos demais custos associados ao sistema, com sinal negativo.

Postulado 2: Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo suprido externamente ao sistema é igual à sua exergia e o custo exergoeconômico é o custo de aquisição do insumo.

Postulado 3: Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser incluídos no custo final dos produtos, o que se traduz na atribuição de custo zero a todas as perdas.

Os Postulados 2 e 3 permitem escrever tantas equações quanto forem os fluxos supridos ao sistema de perdas. Como em geral o número de fluxos é superior à soma do número de sistemas, dos fluxos de entrada e das perdas, as equações obtidas pela aplicação dos postulados 1 a 3 não constituem um sistema determinado. As equações adicionais serão obtidas pela aplicação dos dois postulados finais, que são:

Postulado 4a: Se um fluxo que sai de uma unidade for parte do insumo desta unidade, então o custo exergético unitário do fluxo é constante através da unidade.

Postulado 4b: Se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos unitários de cada um desses fluxos.

4 DESCRIÇÃO DOS CASOS ESTUDADOS

Neste capítulo, é apresentada a descrição dos casos nos quais serão feitas as análises termodinâmicas e termoeconômicas, levando-se em conta configurações de geração, distribuição e consumo de vapor, além da produção de eletricidade.

Serão considerados quatro casos, com as seguintes configurações resumidas:

- **Caso 1:** Considera uma planta de uma usina sucroalcooleira real que utiliza equipamentos modernos e eficientes, dentre eles uma caldeira que produz vapor a alta pressão e temperatura, o qual é utilizado no processo industrial em uma turbina de extração-condensação e em outra de contrapressão que geram energia elétrica para consumo próprio, incluindo a energia necessária para acionamento da moenda, e para comercialização.
- **Caso 2:** Trata-se de um caso hipotético no qual são incorporadas à planta anterior uma turbina a gás com uma caldeira de recuperação e uma turbina de condensação, passando a planta a operar em ciclo combinado na entressafra utilizando gás natural como combustível, com o intuito de possibilitar a comercialização de energia ao longo do ano todo.
- **Caso 3:** Considera uma proposta de planta moderna com grande capacidade de moagem (duas vezes mais do que a da usina real do Caso 1), que opera de forma convencional com geração de excedente de energia elétrica para comercialização apenas na safra. O diferencial é que a mesma é constituída por duas linhas independentes de produção, consumo de vapor e geração de eletricidade, flexibilizando a produção e a manutenção, além facilitar a operação na entressafra, pois foi projetada para gerar um excedente de bagaço na safra.
- **Caso 4:** Definido com base na planta do terceiro caso, considerando o aproveitamento do gás natural como combustível associado ao bagaço da cana para produção de eletricidade para comercialização na entressafra, através da incorporação de uma turbina a gás, uma caldeira de recuperação, e, também, uma turbina de condensação que aproveita o vapor que seria destinado anteriormente ao processo.

A seguir serão detalhados cada um dos casos estudados através da apresentação das plantas, descrição de alguns equipamentos e das condições de operação, incluindo dados de

vazão mássica ($\dot{m}$), temperatura (T), pressão (P), entalpia específica (h), entropia específica (s) e exergia específica (b), obtidos com a utilização do programa IPSEpro[®], sobre o qual são dadas algumas informações no Apêndice C.

4.1 CASO 1 - CONFIGURAÇÃO ATUAL DE UMA USINA REAL

O primeiro caso a ser estudado, representado esquematicamente na Figura 4.1, consiste na planta de uma usina sucroalcooleira real, situada a região noroeste paulista, que utiliza equipamentos modernos e eficientes, incluindo caldeira que produz 170 t/h de vapor na pressão de 64,68 bar e temperatura de 530 °C. Grande parte deste vapor (140 t/h) é consumido em uma turbina de extração-condensação de múltiplos estágios (sendo 100 t/h extraído para processos, a uma pressão de 2,45 bar e com temperatura de 175 °C) acoplada a um gerador de 32 MW nominal, sendo o restante (30 t/h) consumido por uma turbina de contrapressão acoplada a um turbogerador de 10 MW nominal, além disso, todos os acionamentos das moendas são eletrificados. Vale destacar que a temperatura requerida no processo para evaporação do caldo é de 135 °C, de modo que existe a necessidade de um dessuperaquecedor antes do processo para redução da temperatura do vapor extraído das turbinas.

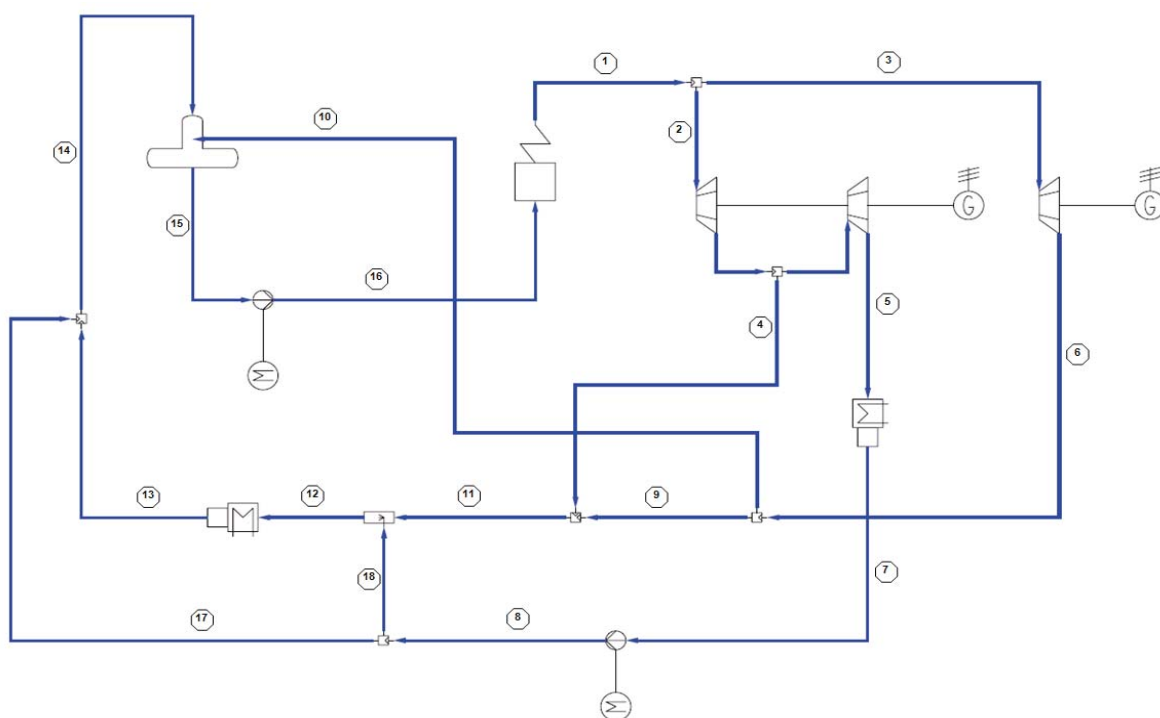


Figura 4.1: Representação esquemática do Caso 1.

A Tabela 4.1 mostra dados de moagem, tempo de safra, produção de bagaço e consumo na caldeira.

Tabela 4.1: Dados de moagem, produção e consumo de bagaço para o Caso 1.

Parâmetros	Valores	Unidades
Cana moída total	1.500.000	t
Período de safra	240	dias
Eficiência agrícola	97	%
Eficiência industrial	94	%
Horas efetivas de moagem	5.241	horas
Moagem horária	286,2	t/h
Relação bagaço-vapor	0,47	kg/kg
Teor de fibra da cana	13,5	%
Teor de fibra do bagaço	47,4	%
Fluxo de bagaço na caldeira	79,9	t/h
Fluxo de bagaço total produzido	81,5	t/h
Fluxo de bagaço residual	1,6	t/h
Bagaço total residual da safra	8.411,5	t

A Tabela 4.2 mostra os parâmetros característicos de operação da planta de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.1, sendo eles: vazão mássica ($\dot{m}$), temperatura (T), pressão (P), entalpia específica (h), entropia específica (s) e exergia específica (b).

Tabela 4.2: Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 1.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	b (kJ/kg)
1	170,0	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
2	140,0	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
3	30,0	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
4	100,0	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
5	40,0	39,0	0,07	2.355,2	7,58	150,8
6	30,0	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
7	40,0	37,0	0,07	155,0	0,53	50,9
8	40,0	37,1	2,45	155,4	0,53	51,2
9	24,0	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
10	6,0	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
11	124,0	173,1	2,45	2.813,0	7,29	695,2
12	127,8	135,0	2,45	2.733,1	7,10	671,1
13	127,8	126,8	2,45	532,5	1,60	110,2
14	164,0	107,2	2,45	449,4	1,39	90,6
15	170,0	126,8	2,45	532,5	1,60	110,2
16	170,0	128,2	64,68	542,7	1,61	117,8
17	36,2	37,1	2,45	155,4	0,53	51,2
18	3,8	37,1	2,45	155,4	0,53	51,2

4.2 CASO 2 - CONFIGURAÇÃO DE CICLO COMBINADO PARA UMA USINA REAL

Neste caso, representado na Figura 4.2, é estudada uma situação hipotética no qual são incorporadas à planta real da usina apresentada no caso anterior, uma turbina a gás acoplada a um gerador de 26 MW nominal (Hitachi, modelo H-25) e uma caldeira de recuperação com capacidade de geração 50 t/h de vapor, passando a mesma a operar com gás natural na entressafra em ciclo combinado com a turbina a vapor de contrapressão acoplada a um

gerador de 10 MW nominal, sendo neste caso adicionada uma turbina a vapor de condensação acoplada a outro gerador de 10 MW nominal.

Vale destacar que a turbina a gás poderá operar também na safra, caso ocorra algum problema com a produção de vapor, garantindo-se, assim, o contrato de fornecimento de eletricidade para a concessionária.

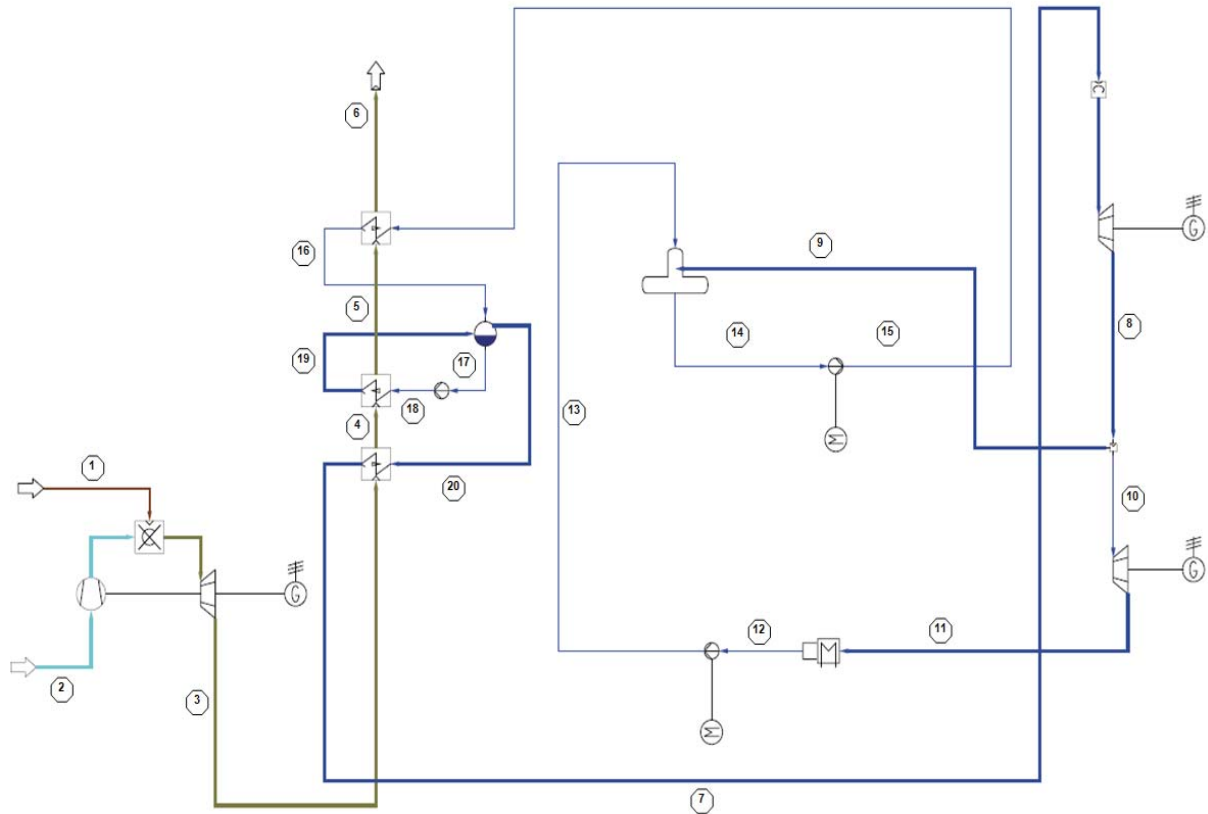


Figura 4.2: Representação esquemática do Caso 2.

A Tabela 4.3 mostra os parâmetros característicos de operação da planta de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.2, sendo eles: vazão mássica ($\dot{m}$), temperatura (T), pressão (P), entalpia específica (h), entropia específica (s) e exergia específica (b).

Tabela 4.3: Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 2.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	b (kJ/kg)
1	5,2	30,0	21,00	64,2	9,83	52.461,8
2	311,6	30,0	1,01	30,3	6,90	14,2
3	316,8	553,5	1,01	602,9	8,13	258,5
4	316,8	472,4	1,01	509,8	8,01	200,8
5	316,8	286,5	1,01	303,2	7,69	89,0
6	316,8	205,2	1,01	215,6	7,52	51,8
7	41,7	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
8	41,7	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
9	5,8	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
10	35,8	165,0	2,45	2.796,4	7,25	689,8
11	35,8	39,0	0,07	2.361,5	7,60	151,1
12	35,8	39,0	0,07	163,4	0,56	51,3
13	35,8	39,1	2,45	163,7	0,56	51,5
14	41,7	126,8	2,45	532,5	1,60	110,2
15	41,7	128,0	64,71	542,0	1,61	117,6
16	41,7	274,5	64,69	1.208,0	3,02	363,8
17	333,2	280,5	64,69	1.239,5	3,07	378,2
18	333,2	280,5	64,70	1.239,5	3,07	378,2
19	333,2	280,5	64,69	1.435,9	3,43	469,0
20	41,7	280,5	64,69	2.779,9	5,85	1.089,6

4.3 CASO 3 - CONFIGURAÇÃO MODIFICADA DE UMA USINA IDEALIZADA

Neste caso, representado na Figura 4.3, é proposto um sistema com duas linhas de produção que permite mais flexibilidade ao funcionamento da planta, possibilitando inclusive a operação independente de cada uma delas em caso de eventual necessidade de parada para manutenção de algum equipamento de uma das linhas.

Através dessa configuração proposta será possível, com a realização de pequenas alterações, a incorporação de um sistema para aproveitamento do gás natural como

combustível, conforme será descrito no caso seguinte.

Esse sistema é composto por duas caldeiras de 140 t/h, que produzem vapor nos mesmos níveis de pressão e temperatura (64,68 bar e 530 °C), para uso em duas turbinas de extração-condensação de múltiplos estágios, acopladas em geradores de 32 MW nominal cada.

O vapor que sai da caldeira (vapor direto) é consumido pelas turbinas a vapor para a produção de energia elétrica. Após passar por alguns estágios das turbinas, parte do vapor é extraída para utilização no processo de evaporação do caldo, sendo o restante aproveitado para geração nos estágios seguintes da turbina a vapor. Uma pequena fração do vapor de escape das turbinas retorna diretamente para o desaerador térmico, afim de pré aquecer a água de alimentação das caldeiras. A maior parte do vapor de escape é utilizada no processo de fabricação de álcool e açúcar, nas etapas de aquecimento, evaporação, destilação e cozimento. O vapor destinado ao processo se condensa no sistema de evaporação do caldo e também retorna ao desaerador térmico. A partir daí, a água é bombeada para a caldeira e reinicia-se o ciclo de produção de vapor.

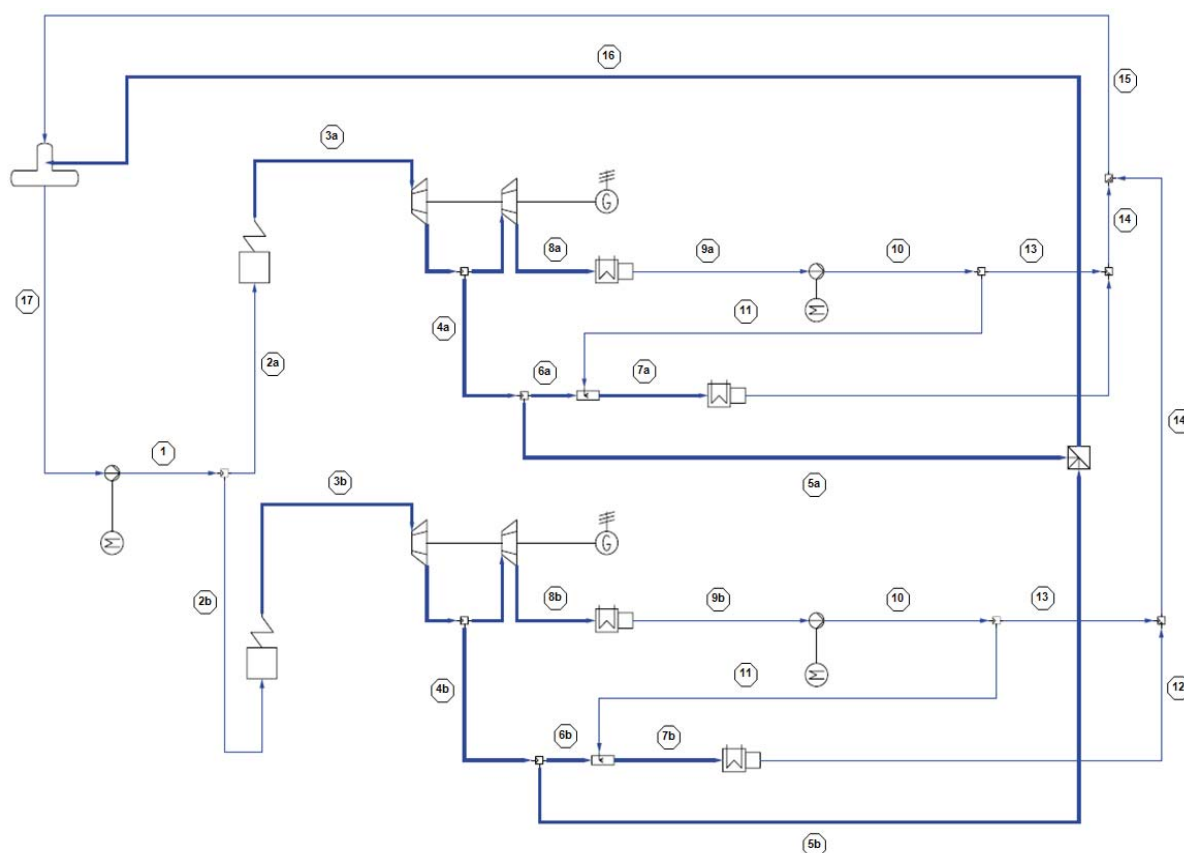


Figura 4.3: Representação esquemática do Caso 3.

A Tabela 4.4 mostra dados de moagem, tempo de safra, produção de bagaço e consumo de cada caldeira. Foram mantidos os dias de safra, as eficiências agrícola e industrial, o teor de fibra do bagaço e da cana e a relação bagaço-vapor, sendo que o cálculo da quantidade de cana moída foi feito com base da necessidade de produção de vapor para a geração de energia.

Tabela 4.4: Dados de moagem, produção e consumo de bagaço para o Caso 3.

Parâmetros	Valores	Unidades
Cana moída total	3.000.000	t
Período de safra	240	dias
Eficiência agrícola	97	%
Eficiência industrial	94	%
Horas efetivas de moagem	5.241	horas
Moagem horária	572,3	t/h
Relação bagaço-vapor	0,47	kg/kg
Teor de fibra da cana	13,5	%
Teor de fibra do bagaço	47,4	%
Fluxo de bagaço na caldeira MC	131,6	t/h
Fluxo de bagaço total produzido	163,0	t/h
Fluxo de bagaço residual	31,4	t/h
Bagaço total residual da safra	164.635,3	t

A Tabela 4.5 mostra os parâmetros característicos de operação da planta de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.3, sendo eles: vazão mássica ($\dot{m}$), temperatura (T), pressão (P), entalpia específica (h), entropia específica (s) e exergia específica (b).

Tabela 4.5: Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 3.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	b (kJ/kg)
1	280,0	127,5	64,68	539,9	1,60	117,0
2	140,0	127,5	64,68	539,9	1,60	117,0
3	140,0	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
4	103,7	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
5	6,3	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
6	97,3	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
7	100,5	135,0	2,45	2.733,1	7,10	671,1
8	36,3	39,0	0,07	2.355,2	7,58	150,8
9	36,3	38,5	0,07	161,3	0,55	51,2
10	36,3	38,5	2,45	161,6	0,55	51,4
11	3,2	38,5	2,45	161,6	0,55	51,4
12	100,5	121,8	2,45	511,2	1,55	104,9
13	33,2	38,5	2,45	161,6	0,55	51,4
14	133,7	101,3	2,45	424,5	1,32	85,3
15	267,4	101,3	2,45	424,5	1,32	85,3
16	12,6	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
17	280,0	126,8	2,45	532,5	1,60	110,2

4.4 CASO 4 - CONFIGURAÇÃO DE CICLO COMBINADO PARA UMA USINA IDEALIZADA

Nesta configuração, verifica-se a possibilidade de geração de energia contínua e constante ao longo do ano todo, permitindo o estabelecimento de um contrato fixo de fornecimento anual de energia para a concessionária.

Para tanto, é incorporado à planta do Caso 3 uma turbina a gás com gerador que permite a produção de 26 MW de eletricidade (conjunto idêntico ao do Caso 2) e uma caldeira de recuperação com capacidade de gerar 50 toneladas de vapor por hora, para o aproveitamento do calor dos gases de exaustão da turbina a gás, que saem a 553 °C.

Esse sistema operaria durante a entressafra utilizando gás natural como combustível,

produzindo parte do vapor necessário para a operação de uma das turbinas a vapor, sendo neste caso necessário ainda a queima de certa quantidade de bagaço na caldeira, o qual dever ser estocado ao longo da safra.

Para o sistema funcionar de uma maneira mais eficiente seria interessante delimitar a safra num período de 8 meses, no qual operariam apenas as caldeiras e as turbinas a vapor para produção de açúcar, álcool e eletricidade, sendo que nos outros 4 meses do ano (entressafra) operaria o ciclo combinado (turbina a gás com uma das turbinas a vapor, enquanto a outra estaria em manutenção). Desse modo, cada uma das turbinas a vapor operaria 10 meses por ano e a turbina a gás operaria 4 meses por ano, permitindo, assim, uma maior flexibilidade ao sistema de produção de eletricidade. Vale destacar que neste caso na entressafra haverá apenas a produção de energia elétrica, de forma que o processo industrial não estará em operação.

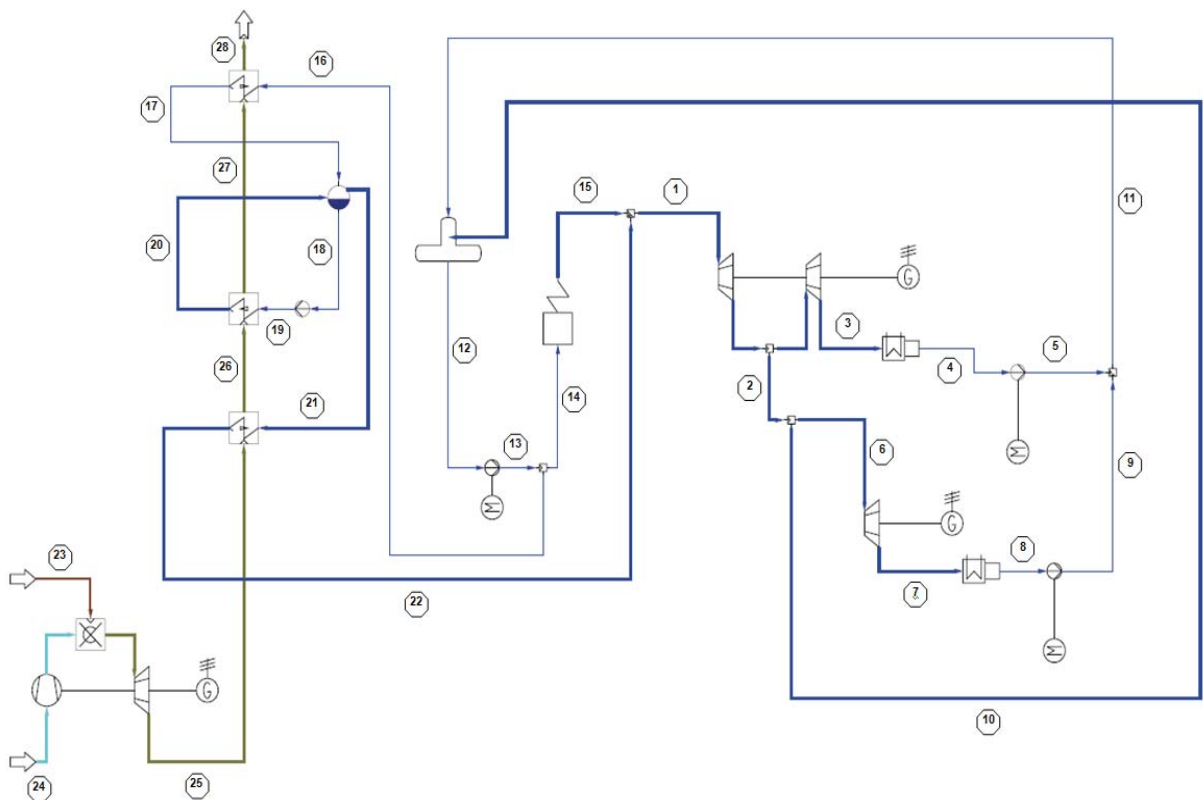


Figura 4.4: Representação esquemática do Caso 4.

A Tabela 4.6 mostra os parâmetros característicos de operação da planta de acordo com a numeração apresentada na Figura 4.4, sendo eles: vazão mássica ($\dot{m}$), temperatura (T), pressão (P), entalpia específica (h), entropia específica (s) e exergia específica (b).

Tabela 4.6: Parâmetros característicos de operação da planta do Caso 4.

Pontos	$\dot{m}$ (t/h)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	b (kJ/kg)
1	140,0	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
2	100,0	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
3	40,0	39,0	0,07	2.355,2	7,58	150,8
4	40,0	38,5	0,07	161,3	0,55	51,2
5	40,0	38,6	2,45	161,6	0,55	51,4
6	80,3	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
7	80,3	39,0	0,07	2.404,7	7,74	153,1
8	80,3	37,0	0,07	155,0	0,53	50,9
9	80,3	37,1	2,45	155,3	0,53	51,2
10	19,7	175,0	2,45	2.817,0	7,30	696,5
11	120,3	37,5	2,45	157,4	0,54	51,3
12	140,0	126,8	2,45	532,5	1,60	110,2
13	140,0	127,8	64,71	541,4	1,61	117,4
14	98,2	127,8	64,71	541,4	1,61	117,4
15	98,2	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
16	41,8	127,8	64,71	541,4	1,61	117,4
17	41,8	274,5	64,69	1.208,0	3,02	363,8
18	501,5	280,5	64,69	1.239,5	3,07	378,2
19	501,5	280,5	64,70	1.239,4	3,07	378,2
20	501,5	280,5	64,69	1.370,4	3,31	438,7
21	41,8	280,5	64,69	2.779,8	5,86	1.089,6
22	41,8	530,0	64,68	3.487,7	6,93	1.476,5
23	5,1	30,0	21,00	64,2	9,83	52.461,8
24	311,7	30,0	1,013	30,5	6,95	0,6
25	316,8	553,6	1,013	605,1	8,16	250,6
26	316,8	472,4	1,013	511,7	8,05	192,6
27	316,8	286,5	1,013	304,3	7,73	80,5
28	316,8	205,2	1,013	216,3	7,56	43,1

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 CONSIDERAÇÕES E CÁLCULOS PRELIMINARES

Antes da apresentação dos resultados termodinâmicos e termoeconômicos serão apresentadas a seguir algumas considerações e cálculos preliminares necessários para as simulações.

Primeiramente, destaca-se que as exergias do bagaço e do gás natural foram calculadas de acordo com a metodologia apresentada no Apêndice B, e seus valores são, respectivamente, 10.179 kJ/kg e 52.461 kJ/kg. Por outro lado, os PCI's do gás natural e do bagaço foram estimados com base na literatura (vide Apêndices A e B), sendo 49.694 kJ/kg e 7.736 kJ/kg, respectivamente.

Para os Casos 2 e 4 foi utilizada a turbina Hitachi, modelo H-25, a qual é acoplada a um gerador de 26,8 MW de potência nominal. A razão de pressão é de 14,7 e a vazão de gases é 316,8 t/h (GAS TURBINE WORLD 2001-2002 HANDBOOK, 2002). Nestas condições, há um consumo mensal de gás natural de 6.271.893,7 m³/mês no Caso 2 e de 6.147.508,3 m³/mês no Caso 4. Por outro lado, foi estimada uma relação vapor-cana de 350 kg vapor por tonelada de cana no Caso 3, o que representa as condições de uma usina moderna e eficiente.

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), o qual 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 C.

Os custos dos equipamentos das configurações estudadas foram estimados a partir de informações disponíveis na literatura (GAS TURBINE WORLD 2001-2002 HANDBOOK, 2002; GARAGATTI ARRIOLA, 2000) e são apresentados na Tabela 5.1.

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.

Na Tabela 5.2 são apresentados os custos anuais dos equipamentos, com amortização e na Tabela 5.3 são mostradas as taxas de custos dos equipamentos em cada caso estudado.

Tabela 5.1: Custo estimado dos equipamentos.

Equipamento	Custo estimado (R\$)
Caldeira (170 t/h, 65 bar, 530 °C)	28.000.000,00
Caldeira (140 t/h, 65 bar, 530 °C)	25.000.000,00
Caldeira de recuperação (40 t/h, 65 bar, 530 °C)	15.000.000,00
Turbina Extração-Condensação	17.000.000,00
Turbina Contrapressão	3.000.000,00
Turbina Condensação	2.000.000,00
Turbina a gás (26 MW)	12.000.000,00
Bomba	100.000,00
Desaerador	1.300.000,00
Condensador/Evaporador	800.000,00

Tabela 5.2: Custo anual dos equipamentos, com amortização.

Equipamento	Custo anual com amortização (R\$)
Caldeira (170 t/h, 65 bar, 530 °C)	6.493.200,00
Caldeira (140 t/h, 65 bar, 530 °C)	5.797.500,00
Caldeira de recuperação (40 t/h, 65 bar, 530 °C)	3.470.682,00
Turbina Extração-Condensação	3.942.300,00
Turbina Contrapressão	695.700,00
Turbina de Condensação	462.758,00
Turbina a gás (26 MW)	2.776.545,00
Bomba	23.138,00
Desaerador	300.792,00
Condensador/Evaporador	185.103,00

Tabela 5.3: Taxas de custos dos equipamentos em cada uma das configurações estudadas.

Equipamento	Caso 1 (R\$/s)	Caso 2 (R\$/s)	Caso 3 (R\$/s)	Caso 4 (R\$/s)
Caldeira (170 t/h, 65 bar, 530 °C)	0,313	-	-	-
Caldeira (140 t/h, 65 bar, 530 °C)	-	-	0,224	0,223
Caldeira Recuperação (40 t/h, 65 bar, 530 °C)	-	0,335	-	0,424
Turbina Extração-Condensação	0,190	-	0,152	0,126
Turbina Contrapressão	0,022	0,022	-	-
Turbina Condensação	-	0,045	-	0,045
Turbina a gás (26 MW)	-	0,268	-	0,335
Bomba	0,001	0,001	0,001	0,001
Desaerador	0,010	0,010	0,004	0,010
Condensador/Evaporador	0,006	0,006	0,004	0,011

O custo do bagaço foi considerado R\$ 15,00/t, enquanto que o custo do gás natural foi adotado R\$ 0,68 /m³ para o Caso 2, e variou entre R\$ 0,68/m³ e R\$ 0,64/m³ para o Caso 4, de acordo com o volume mensal consumido (Tabela A.3), o que depende da quantidade de gás natural utilizada na caldeira para complementar a geração de vapor. Foi considerada a densidade do gás natural como sendo 0,602 kg/m³.

Vale destacar que, no caso das configurações que utilizam o gás natural, não foram considerados os custos de instalação de tubulações para o transporte deste a partir do *city gate*.

No Apêndice D são mostrados os balanços dos custos exergoeconômicos para cada um dos equipamentos de cada uma das configurações estudadas.

A resolução do sistema de equações resultante da análise termoeconômica foi efetuada utilizando-se o programa EES[®] (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein e Alvarado (1995), que possibilita a realização de cálculos de uma maneira simples e eficiente.

5.2 RESULTADOS TERMODINÂMICOS

Nas Tabelas 5.4 a 5.7 são apresentadas os rendimentos de Primeira e Segunda Lei, as potências e/ou o calor gerado e/ou consumido nos principais equipamentos das plantas bem como as irreversibilidades de cada um deles e sua respectiva percentagem em relação ao total da planta de cada um dos casos estudados.

Tabela 5.4: Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e percentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 1.

Equipamento	η (%)	ψ (%)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	δ (%)
Caldeira Convencional (170 t/h)	80,9	28,9	-	171.696,1	32.746,0	80,98
Turb. Vapor Ext.-Cond. (32 MW)	84,7	81,8	29.762,0	-	6.634,2	16,41
Turb. Vapor Contrap. (10 MW)	84,0	90,0	5.781,0	-	775,1	1,92
Condensador	-	-	-	12.092,0	-	-
Processo	-	-	-	91.850,0	-	-
Bomba da Caldeira	75,0	68,0	523,1	-	281,7	0,70
Bomba de Condensado	75,0	63,0	2,4	-	1,9	0,005

Tabela 5.5: Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e percentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 2.

Equipamento	η (%)	ψ (%)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	δ (%)
Caldeira Recuperação (50 t/h)	93,7	86,4	-	36.387,4	2.466,8	6,93
Turbina a Gás (26 MW)	29,5	40,4	22.180,0	-	30.976,4	87,00
Turb. Vapor Contrap. (10 MW)	84,0	88,0	7.998,0	-	1.104,0	3,10
Turb. Vapor Cond. (10 MW)	80,0	82,6	4.427,0	-	1.032,6	2,90
Condensador	-	-	-	22.519,00	-	-
Bomba da Caldeira	75,0	66,6	128,3	-	24,5	0,07
Bomba de Condensado	75,0	62,3	3,9	-	0,98	0,003

Tabela 5.6: Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 3.

Equipamento	η (%)	ψ (%)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	δ (%)
Caldeira Convencional 1 (140 t/h)	81,1	28,4	-	141.396,9	26.760,2	41,97
Caldeira Convencional 2 (140 t/h)	81,1	28,4	-	141.396,9	26.760,2	41,97
Turb. Vapor Ext.-Cond. 1 (32 MW)	85,3	85,8	30.745,0	-	5.098,1	8,00
Turb. Vapor Ext.-Cond. 2 (32 MW)	85,3	85,8	30.745,0	-	5.098,1	8,00
Condensador 1	-	-	-	22.152,0	-	-
Condensador 2	-	-	-	22.152,0	-	-
Processo 1	-	-	-	62.028,0	-	-
Processo 2	-	-	-	62.028,0	-	-
Bomba de Condensado 1	75,0	89,8	2,7	-	0,27	0,0004
Bomba de Condensado 2	75,0	89,8	2,7	-	0,27	0,0004
Bomba da Caldeira	75,0	92,7	573,5	-	41,7	0,07

Tabela 5.7: Eficiências, potências e/ou o calor gerado e/ou consumido, irreversibilidade e porcentagem de irreversibilidade nos principais equipamentos da planta do Caso 4.

Equipamento	η (%)	ψ (%)	$\dot{W}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{I}$ (kW)	δ (%)
Caldeira Convencional (140 t/h)	81,0	28,4	-	99.225,1	112.051,9	73,05
Caldeira Recuperação (50 t/h)	93,5	86,4	-	36.577,9	2.475,3	16,14
Turbina a Gás (26 MW)	29,0	19,4	20.572,4	-	30.697,2	20,01
Turb. Vapor Ext.-Cond. (32 MW)	81,9	85,8	31.213,7	-	5.182,7	3,38
Turb. Vapor Cond. (10 MW)	75,0	75,9	9.191,0	-	2.924,4	1,91
Condensador Turb. Ext.-Cond.	-	-	-	24.376,9	-	-
Condensador Turb. Cond.	-	-	-	50.152,3	-	-
Bomba de Cond. Turb. Ext.-Cond.	75,0	76,0	3,589	-	0,86	0,0006
Bomba de Cond. Turb. Cond.	70,0	73,9	7,163	-	1,86	0,001

Analisando-se os resultados apresentados nas Tabelas 5.4 a 5.7, observa-se que as caldeiras são os equipamentos com maiores geração de irreversibilidade nas plantas. A eficiência pela Segunda Lei para a caldeira apresenta um valor bastante baixo, em razão da alta geração de irreversibilidade no processo de combustão e devido à grande diferença de temperatura entre os gases resultantes da queima e o fluido de trabalho (água). Observa-se que a irreversibilidade da caldeira de recuperação é menor que o da caldeira convencional, devido aos detalhes construtivos e à menor diferença de temperatura entre os gases de exaustão e o vapor. Verifica-se, também, que a taxa de irreversibilidade das turbinas a gás são maiores que as das turbinas a vapor e que a eficiência pela Segunda Lei é bem menor para as turbinas a gás. Isso é devido às perdas inerentes ao processo de combustão, o qual é altamente irreversível. No Caso 2, a fonte de energia térmica da planta vem da combustão do gás natural na turbina a gás. Neste caso, a turbina a gás é responsável por 87 % da irreversibilidade de toda a planta. Tais observações revelam que a combustão é a grande responsável pela geração de irreversibilidade na planta. A planta de Caso 3 foi concebida para ter o dobro da moagem da planta do Caso 1, trabalhando com duas linhas de vapor independentes. A concepção do Caso 3 admite que o processo de evaporação do caldo demande apenas 350 kg de vapor por tonelada de cana moída. Assim, observa-se que a demanda de energia térmica, que no Caso 1 é de 91.850 kW, foi reduzida para 62.028 kW no Caso 3. Isso implica em uma maior vazão de vapor para a condensação, o que torna possível um melhor aproveitamento do vapor para geração de eletricidade na turbina.

Na Tabela 5.8 são mostrados os índices de desempenho baseados na Primeira Lei da termodinâmica para cada um dos casos considerados, valendo a pena destacar que esses índices, tal como foram definidos, são aplicados apenas para a avaliação de sistemas de cogeração de energia. Assim, como os Casos 2 e 4 foram concebidos para operar na entressafra, estas plantas não utilizam energia térmica para evaporação do caldo, não existindo, portanto, calor útil, de modo que tais plantas não podem ser classificadas como sistemas de cogeração, mas apenas como plantas de potência. Dessa forma, com exceção da eficiência global, a definição dos índices de desempenho não se aplica nesses casos.

Tabela 5.8: Índices de desempenho das plantas de cada um dos casos estudados.

Índices	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
<i>FUE</i> - Fator de Utilização de Energia	0,742	-	0,656	-
<i>IPE</i> - Índice de Poupança de Energia	0,825	-	0,898	-
<i>ECC</i> - Energia Economizada com a Cogeração	0,175	-	0,102	-
<i>IGP</i> - Índice de Geração de Potência	0,611	-	0,474	-
<i>RPC</i> - Razão Potência-Calor	0,387	-	0,496	-
η_{global} - Rendimento Global da Planta (%)	73,9	45,8	65,4	35,6

Analisando os resultados apresentados na Tabela 5.8, verifica-se que a redução na demanda de vapor de processo para o Caso 3 implica em uma menor carga térmica útil, com relação ao Caso 1. Essa redução promove uma queda na eficiência global da planta (η_{global}) e no fator de utilização de energia (*FUE*), bem como uma redução no índice de geração de potência (*IGP*) e na economia de energia pela cogeração (*EEC*). A razão potência-calor (*RPC*) cresceu em virtude desta redução no calor útil, pois na definição deste índice, o calor está no denominador. Verifica-se, também, que o Caso 4 apresenta uma menor eficiência em relação ao Caso 2, isso devido ao fato de que o Caso 2 trata-se de um ciclo combinado convencional e o Caso 4 trata-se de uma mistura de ciclo combinado e ciclo de Rankine, pois além da caldeira de recuperação há também uma caldeira convencional gerando vapor, sendo que esta apresenta maiores irreversibilidades.

A Tabela 5.9 apresenta os parâmetros importantes no setor sucroalcooleiro, mas, assim como no caso dos índices de desempenho apresentados anteriormente (Tabela 5.8), destaca-se que a maioria deles é aplicada apenas no período de safra (Casos 1 e 3).

Tabela 5.9: Parâmetros importantes das plantas de cada um dos casos estudados.

Parâmetros	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
$R_{bagvapor}$ - Relação Bagaço-Vapor (kg/kg)	0,47	-	0,47	0,47
$R_{vapcana}$ - Relação Vapor-Cana Moída (kg/kg)	446,6	-	351,2	-
$R_{potelecana}$ - Relação Potência Elétrica-Cana Moída (kWh/t)	124,2	-	107,4	-
$R_{vappotele}$ - Relação Vapor-Potência Elétrica (kg/kWh)	4,78	6,23	4,55	5,45
R_{bagpot} - Relação Bagaço-Potência (kg/kWh)	2,25	-	2,14	0,75

Analisando-se os resultados da Tabela 5.9, verifica-se que não existe uma variação na relação bagaço-vapor ($R_{bagvapor}$) pelo simples fato de que este valor foi estimado o mesmo em todos os casos por ser um valor razoavelmente convencional no setor sucroalcooleiro. A relação vapor-cana ($R_{vapcana}$) mostra o efeito da melhoria no processo de evaporação do caldo, que demanda uma quantidade menor de energia no Caso 3 com relação ao Caso 1, necessitando, assim, de menos vapor para o processo. Embora a quantidade de cana moída tenha sido duplicada no Caso 3 em relação ao Caso 1, verifica-se que relação potência elétrica-cana moída ($R_{potelecana}$) sofreu uma redução de cerca de 13 %. Isso se deve ao fato de que no Caso 3 não foi utilizada a turbina de contrapressão e, além disso, embora existam duas linhas de moagem neste caso, foi gerada uma quantidade menor de vapor em cada caldeira em relação àquela que foi gerada no Caso 1 (redução de 30 t/h), de forma que sobre uma quantidade maior de bagaço para a operação da caldeira convencional na entressafra. No que diz respeito à relação vapor-potência elétrica ($R_{vapppotele}$), trata-se de sistemas com diferentes configurações de turbinas a vapor, sendo no primeiro caso utilizada uma combinação de uma turbina de extração-condensação com uma turbina de contrapressão, no segundo caso, uma turbina de contrapressão e uma de condensação, no terceiro caso, há apenas turbinas de extração-condensação, e no último caso, uma combinação de uma turbina de extração-condensação com uma de condensação. Desse modo, os valores obtidos para essa relação são diretamente relacionados à configuração utilizada, lembrando que a turbina de extração-condensação apresenta um menor consumo específico do que a turbina de contrapressão, que, por sua vez, apresenta um menor consumo específico do que a turbina de condensação. Através da relação bagaço-potência (R_{bagpot}) é possível perceber que no Caso 3 é necessária uma menor quantidade de bagaço para a geração de eletricidade, isso porque o mesmo é constituído apenas por turbinas de extração-condensação, que são as mais indicadas para geração de eletricidade. Por fim, é importante ressaltar que todos estes índices encontram-se dentro do que é comumente encontrado nas plantas que estão sendo construídas no setor.

5.3 RESULTADOS TERMOECONÔMICOS

Na Tabela 5.10 são mostrados os resultados termoeconômicos para cada um dos casos estudados, obtidos com base na Teoria do Custo Exergético e nas considerações apresentadas no item 5.1.

O 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.

Tabela 5.10: Resultados termoeconômicos para cada um dos casos estudados.

Parâmetros	Casos			
	1	2	3	4
Custo de geração de eletricidade da Turbina a Gás (R\$/MWh)	-	241,00	-	256,50
Custo de geração de eletricidade da Turb. Ext-Cond (R\$/MWh)	91,73	-	110,70	124,50
Custo de geração de eletricidade da Turb. Contrap. (R\$/MWh)	77,70	214,80	-	-
Custo de geração de eletricidade da Turbina Cond. (R\$/MWh)	-	260,90	-	141,80
Custo médio de geração de eletricidade (R\$/MWh)	89,44	237,20	110,70	171,60
Custo de geração do vapor (R\$/t)	9,07	-	15,13	-

Analisando os resultados apresentados na Tabela 5.10, verifica-se que o custo de geração de eletricidade por meio da turbina a gás é maior do que o custo da eletricidade gerada pela maioria das turbinas a vapor, com exceção dos casos onde o vapor é gerado pela caldeira de recuperação. Para efeito de análise, será considerada uma comparação entre os Casos 1 e 3, que se referem a plantas de vapor que utilizam equipamentos tradicionais no setor sucroalcooleiro e que operam também de maneira convencional (apenas na safra), e, depois, entre os Casos 2 e 4, que representam modificações nessas plantas convencionais para operação na entressafra. Assim, comparando-se os Casos 1 e 3, nota-se que seus custos médios de geração de eletricidade estão bem próximos da realidade atual do setor. Observa-se que os custos de produção de eletricidade e de vapor do Caso 3 são superiores, cerca de 24 e 67 %, respectivamente, em relação aos custos do Caso 1. Este fato é justificável pelo maior número de equipamentos, o que resulta em um custo de investimento de capital e custo de operação e manutenção maiores, se comparado com uma situação onde fosse processada a mesma quantidade de cana utilizando apenas uma caldeira que produzisse 280 t/h de vapor, um único turbogerador de 64 MW e apenas uma linha de moagem. Comparando-se os Casos 2 e 4, verifica-se que o custo de geração de eletricidade do Caso 2 é 38 % maior do que o do Caso 4, isso pelo fato de todo o vapor da planta ser gerado pela caldeira de recuperação.

5.4 RESULTADOS COMPLEMENTARES

Para complementar a análise, é apresentado na Tabela 5.11 o custo de geração de eletricidade no Caso 4 em função do percentual de gás natural utilizado na caldeira em relação ao bagaço, sendo o resultado mostrado graficamente na Figura 5.1.

Tabela 5.11: Custo de geração de eletricidade em função do percentual de gás na caldeira.

Gás Natural (%)	Vazão de bagaço (t/h)	Vazão de gás natural (t/h)	Consumo de gás natural (m³/mês)	Preço do gás natural (R\$/m³)	Custo da eletricidade (R\$/MWh)
0	46,1	0,00	6.181.105	0,680	171,6
25	34,5	1,82	8.322.252	0,661	199,0
50	23,0	3,61	10.463.398	0,641	223,8
75	11,5	5,40	12.604.544	0,641	252,2
100	0,0	7,19	14.745.691	0,641	280,6

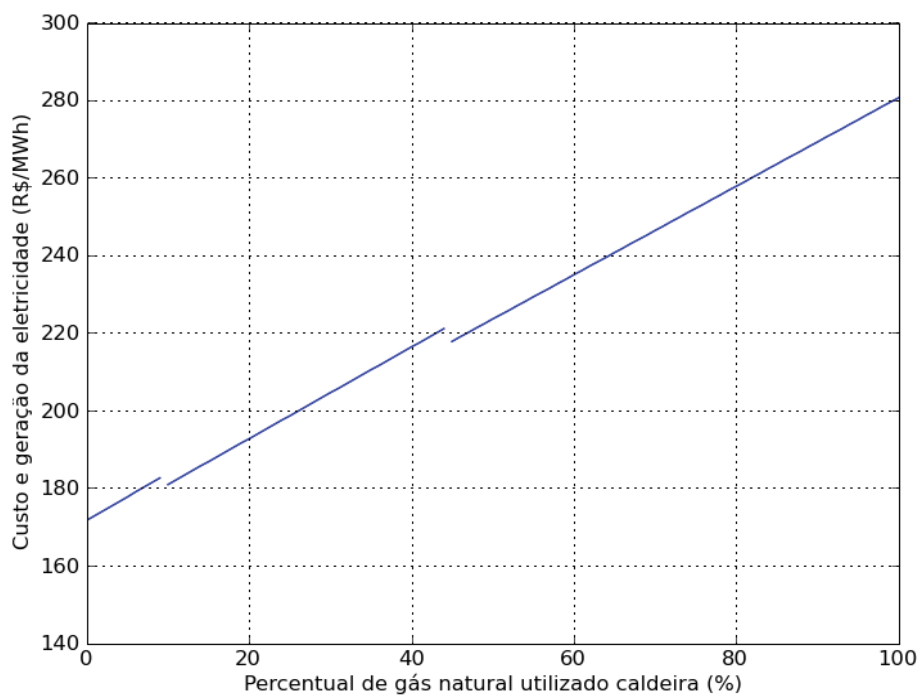


Figura 5.1: Custo de geração de eletricidade em função do percentual de gás na caldeira.

Verifica-se que o custo de geração de eletricidade aumenta com o aumento do percentual de utilização de gás natural na caldeira e nota-se que esse aumento é linear por trecho, uma vez que o custo do gás natural varia de acordo com o volume consumido. Os pontos onde ocorrem as descontinuidades são correspondentes à vazão de gás natural de, aproximadamente 0,71 t/h e 3,22 t/h, os quais correspondem, respectivamente, a consumos mensais da ordem de 7.000.000 e 10.000.000 m³/mês. Embora o custo da energia seja maior com a introdução de gás natural na caldeira, essa solução poderia ser utilizada caso haja a falta de bagaço, de modo que se possa atender o contrato de venda de energia, sem o pagamento de multa por falta de fornecimento.

Uma maneira de se tentar viabilizar a instalação desse sistema seria fazer com que o mesmo operasse também na safra, utilizando biogás gerado por meio do processo e gaseificação da vinhaça e, principalmente, da palha, cuja quantidade será enormemente aumentada com a mecanização da colheita e extinção gradual da queima, isso porque seu poder calorífico é quase o dobro do poder calorífico do bagaço. Nessa situação poderia ser utilizada apenas uma pequena quantidade de gás natural para mistura com o biogás para aumentar o seu poder calorífico (sistema de *co-firing*) e, assim, obter um melhor rendimento na turbina a gás.

Na Tabela 5.12 é mostrada a receita obtida com a venda de eletricidade, considerando o excedente de eletricidade e um custo médio de venda no mercado de R\$ 150,00/MWh, e, também, o lucro líquido anual, considerando safra (8 meses) e entressafra (4 meses). Assim, os quatro casos são resumidos em duas situações para efeito da análise anual, sendo a primeira situação composta pelos Casos 1 (safra) e 2 (entressafra) e a segunda situação composta pelos Casos 3 (safra) e 4 (entressafra).

Tabela 5.12: Resultados globais para as configurações estudadas.

Resultados globais	Situação 1		Situação 2	
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Quantidade de eletricidade produzida (MW)	35,5	34,6	61,5	61,0
Quantidade de eletricidade consumida * (MW)	10,0	2,0	15,0	4,0
Quantidade de eletricidade excedente (MW)	25,5	32,6	46,5	57,0
Receita mensal com a venda (Milhões de R\$)	2,75	3,52	5,02	6,17
Custo médio de geração (R\$/MWh)	89,44	237,20	110,70	171,60
Gasto mensal com geração (Milhões de R\$)	1,64	5,57	3,71	7,04
Balanço mensal (Milhões de R\$)	1,11	-2,05	1,32	-0,89
Balanço por período (Milhões de R\$)	8,90	-8,19	10,53	-3,55
Lucro anual (Milhões de R\$)	0,71		6,98	

*Valor estimado com base em usinas do setor.

Analisando-se os resultados apresentados na Tabela 5.12, observa-se que, embora a geração de eletricidade no Caso 1 seja maior que no Caso 2, o consumo de energia no Caso 2, por se tratar da entressafra, é bem menor, de modo que há um excedente de eletricidade maior do que no Caso 1. Essa mesma situação ocorre quando se compara os Casos 3 e 4. Ainda sob o ponto de vista de eletricidade, obviamente se percebe que os Casos 3 e 4 produzem maiores excedentes do que os Casos 1 e 2, isso por processarem uma maior quantidade de cana. Embora os custos de geração de eletricidade nos Casos 2 e 4, que envolvem o uso do gás natural, sejam bastante superiores aos custos dos Casos 1 e 3, que utilizam apenas bagaço de cana como combustível, o tempo de operação dos Casos 2 e 4 é reduzido pela metade, de modo que o déficit que ocorre na entressafra é compensado pelo superávit que ocorre na safra. Com isso, obtêm-se ao final do ano um lucro líquido positivo em ambas as situações. Contudo, na Situação 2 este lucro é quase 10 vezes maior do que na Situação 1, pelo fato de que o prejuízo mensal do Caso 2 é quase o dobro do lucro mensal do Caso 1, enquanto que o prejuízo mensal do Caso 4 é apenas 65 % do lucro do Caso 2.

Para efeito comparativo, na Figura 5.2 é mostrada a variação do custo médio da eletricidade no Caso 4 em função do custo do gás natural e do custo do bagaço.

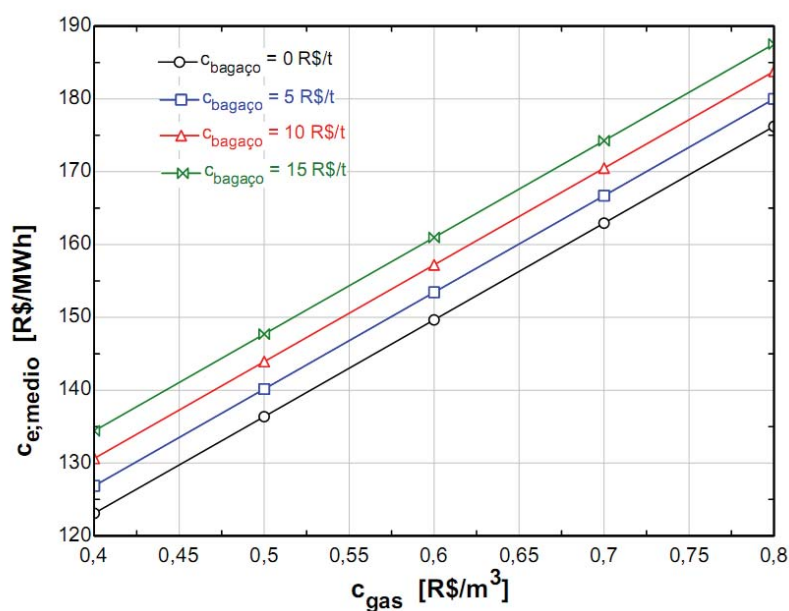


Figura 5.2: Custo médio de eletricidade em função do custo do gás natural e do bagaço.

De acordo com a Figura 5.2, considerando que o custo do gás natural seja igual ao do PPT (R\$ 0,50/m³), que o bagaço seja considerado como um resíduo de custo zero, o custo de geração de eletricidade seria de R\$ 136,40/MWh, e, se a eletricidade excedente fosse comercializada a R\$ 180,00/MWh, haveria um lucro na safra de R\$ 18.561.312,00, e um lucro de R\$ 7.157.376,00 na entressafra, resultando num lucro no ano de R\$ 25.718.688,00, com a venda de eletricidade.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi analisado o aproveitamento do gás natural em usinas sucroalcooleiras no sentido de possibilitar a geração de excedente de eletricidade para comercialização, através de modificações de plantas convencionais, de modo que se possa aproveitar parte dos equipamentos a vapor existentes para operação em ciclo combinado de potência com a inserção de turbina a gás e caldeira de recuperação. Para tanto, foi estabelecido um regime anual de funcionamento que consiste na operação de oito meses na forma tradicional de ciclo de cogeração e quatro meses na forma de ciclo combinado de potência.

Analisando os resultados obtidos, verifica-se que, mesmo no Caso 4, onde é gerada uma maior quantidade de eletricidade, não se encontra viabilidade financeira para instalação do sistema para aproveitamento do gás natural, mesmo na situação em que não é utilizado gás natural para queima na caldeira convencional, uma vez que, aumentando-se o consumo de gás, aumenta-se o custo da geração de eletricidade.

Além disso, para que seja possível a implementação do uso do gás natural, deve ser levada em conta a localização da usina para redução dos custos de interligação com o gasoduto, aspecto este não levado em conta neste trabalho. Outro aspecto que é de fundamental importância é a necessidade do estabelecimento de regras claras e estáveis que viabilizem a comercialização da eletricidade gerada, incluindo uma redução do custo do gás natural para este tipo de aplicação, para que seja possível a realização dos altos investimentos necessários para a implantação do sistema. Não menos importante é a definição clara do custo real do bagaço de cana, pois a partir do momento em 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, menores custos do bagaço e do gás natural, associados ao estabelecimento de uma melhor remuneração para o preço de venda da energia gerada no setor sucroalcooleiro, trariam uma maior atratividade para a geração de excedente de eletricidade, uma vez que o preço hoje estabelecido em leilões está abaixo dos anseios dos usineiros, que defendem um preço mínimo de R\$ 180,00/MWh. Com este preço de venda e com o bagaço tido como resíduo de custo zero e, o gás natural considerado com o custo reduzido para o valor do PPT (R\$ 0,50/m³), foi mostrado que existe viabilidade econômica.

Por fim, para uma análise mais refinada, seria interessante realizar um estudo econômico mais minucioso, levando-se em conta todas as variáveis envolvidas no processo, utilizando técnicas preconizadas pela engenharia econômica, que consideram importantes parâmetros, tais como: Valor Atual Líquido, Tempo de Retorno de Investimento e Taxa Interna de Retorno.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA REGULADORA DE SANEAMENTO E ENERGIA DO ESTADO DE SÃO PAULO – ARSESP. São Paulo, 2009. Disponível em: <www.arsesp.sp.gov.br>. Acesso em: 20 out. 2009.

ARRIETA, R. P. **Utilização do gás natural como combustível complementar em sistemas BIG GT para a cogeração no setor sucro-alcooleiro**. 2000. 131 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2000.

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

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: ENCONTRO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS, 7., 1998, Rio de Janeiro, RJ. **Anais...** Rio de Janeiro: [s.n.], 1998. v. 1, p. 307-312.

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

BOCCI, E.; DI CARLO, A.; MARCELO, D. Power plant perspectives for sugarcane mills. **Energy**, Oxford, v. 34, n. 5, p. 689-698, 2009.

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.

BOHORQUEZ, W. O. I.; HORTA NOGUEIRA, L. A.; LORA, E. E. S. Thermodynamic, economic and environmental analyses of Rankine cycle power plants repowering to combined cycle using gas turbines. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 10 p. 1 CD-ROM.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia – MME. Brasília, 2008. Disponível em: <www.mme.gov.br>. Acesso em: 10 jun. 2009.

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: IPT, 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.

CERQUEIRA, S. A. A. G.; NEBRA, S. A. Cost attribution methodologies in cogeneration systems. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 40, n. 15-16, p. 1587-1597, 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.

COMPANHIA DE GÁS DO ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL – SULGAS. Rio Grande do Sul, 2006. Disponível em: <www.sulgas.rs.gov.br>. Acesso em: 12 dez. 2009.

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.

EL-SAYED, Y. M.; EVANS, R. B. Thermoeconomics and the design of thermal systems. **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, 19., 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, 19., 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 exergetica 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. Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 323-342, 1994.

FRANGOPOULOS, C. A. **Thermoeconomic functional analysis: a method for optimize design or improvement of complex thermal systems.** 1983. Ph. D. Thesis (Ph. D.) - Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA, 1983.

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

GAS TURBINE WORLD HANDBOOK. Fairfield: Pequot, 2001-2002. v. 22, 208 p.

GUARINELLO JÚNIOR, F. F. **Avaliação de um sistema de cogeração proposto para um pólo industrial**. 2005. 173 f. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1997.

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.

HUA, B.; YIN, Q.; WU, G. Energy optimization through exergy-economic evaluation. **Journal of Energy Resources Technology**, New York, v. 111, p. 148-153, 1989.

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. 1 CD-ROM.

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. 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.

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, 1985, 328 p.

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

LIMA, R. S.; ROCHA, G.; PASSOLONGO, R.; RAMOS, R. A. V. Análise energética, exergética e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira com processo de extração por difusão. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 5., 2008, Salvador. **Anais...** Salvador: [s.n.], 2008. 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.

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.

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

MACEDO, I. **Estado da arte e tendências das tecnologias para energia**. Brasília: CGEE, 2003. 76 p.

MENDES, M. L. B.; DE-LEMOs, M. J. S. Uma metodologia para avaliação do impacto ambiental da geração termelétrica no Brasil. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., 2002, João Pessoa. **Anais...** João Pessoa: [s.n.], 2002. 8 p. 1 CD-ROM.

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, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 10 p. 1 CD-ROM.

PALACIOS-BERECHÉ, 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, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 10 p. 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. In:

INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 22., 2009, Foz do Iguaçu. **Proceedings...** Foz do Iguaçu: [s.n.], 2009. 10 p. 1 CD-ROM.

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. 10 p. 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.

PETROBRÁS. Rio de Janeiro, 2009. Disponível em: <www.petrobras.com.br>. Acesso em: 20 jun. 2009.

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. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 5., 2008. **Anais...** Salvador: [s.n.], 2008, 10 p. 1 CD-ROM.

REISTAD, G. M. **Availability:** Concept and applications. 1970. Thesis (PhD.) - Wisconsin University, Wisconsin, USA, 1970.

RODRIGUES, M.; WALTER, A.; FAAIJ, A. Performance evaluation of atmospheric biomass integrated gasifier combined cycle systems under different strategies for the use of low calorific gases. **Energy Conversion & Management**, Oxford, v. 48, p. 1289-1301, 2007.

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. 1 CD-ROM.

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. 1 CD-ROM.

SIMTECH IPSEPRO. **Process Simulation Environment (PSE)**: Manual version 4.0.001. [S.l.], 1991-2003.

SPAKOVSKY, M. R. Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem energy. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 343-364, 1994.

SZARGUT J.; MORRIS, D. R.; STEWARD, F. R. **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process**. New York: Hemisphere, 1988. 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.

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

TSATSARONIS, G.; PISA, J., Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems - Application to the CGAM problem. **Energy**, Oxford, v. 19, p. 287-321, 1994.

UCHÔA, T. B. **Análise da viabilidade técnica e econômica da utilização de gás natural como combustível complementar em usinas sucroalcooleiras**. 2005. 127 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2005.

VALERO, A.; LOZANO, M. A. **Curso de termoeconomia**. Campinas: UNICAMP, 1994. Apostila.

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. CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 15., 1999, Águas de Lindóia. **Anais...** Águas de Lindóia: [s.n.], 1999. 8 p. 1 CD-ROM.

WALTER, A.; LLAGOSTERA, J. Feasibility analysis of co-fired combined cycles using biomass-derived gas and natural gas. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 19., 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006a. v. 3. 1 CD-ROM.

WALTER, A.; LLAGOSTERA, J. Gas turbine integration to biomass boilers burning sugarcane trash: Pre-feasibility analysis. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 19., 2006, Greece. **Proceedings...** Greece: [s.n.], 2006b. v. 3. 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.

WALTER, A. C. S.; LLAGOSTERA, B. J.; GALLO, W. L. R. Analysis of thermodynamics performance parameters and allocation methods in cogeneration systems. In: THERMODYNAMICS ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF ENERGY SYSTEMS – TAIES 97, 1997, Beijing. **Proceedings...** Beijing: [s.n.], 1997. 10 p. 1 CD-ROM.

ZANETTI, A. A.; PELLEGRINI, L. F.; OLIVEIRA JUNIOR, S. Use of natural gas in the sugar cane industry: co-firing systems. In: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, 11., 2006, Curitiba. **Proceedings...** Curitiba: [s.n.], 2006. 10 p. 1 CD-ROM.

APÊNDICE A - ASPECTOS DO GÁS NATURAL NO BRASIL

O gás natural tem uma alta capacidade calorífica e é o mais limpo dos combustíveis fósseis, tornando-se, assim, significativo na redução acentuada de emissões. A descoberta de recentes reservas em bacias brasileiras e o fornecimento proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil têm colaborado para a diminuição dos custos finais do gás natural, tornando-se uma das melhores alternativas para a produção de eletricidade, tanto sob aspectos técnicos e econômicos, quanto sob aspectos de preservação ambiental.

A.1 ASPECTOS REGULATÓRIOS

Na década de 90, foram dados alguns passos para a criação de estruturas do Governo Federal, já que este sempre esteve atuante papel de detentor das matérias-primas, dos principais investimentos e na infra-estrutura. Assim, além do Ministério de Minas e Energia (MME), foram criadas a Secretaria Nacional de Energia (SNE) e o Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), que substituiu o Conselho Nacional de Petróleo (CNP). Ao Ministério de Minas e Energia, através da Secretaria Nacional de Energia, cabia a responsabilidade de formular políticas energéticas no âmbito nacional, como, por exemplo, exercer o papel de supervisionar, controlar e fiscalizar atividades energéticas sob a égide da União, como geração hidroelétrica e as atividades no monopólio da União. No que se refere aos assuntos ligados ao petróleo, cabia ao Ministério supervisionar e fiscalizar a execução de planos e atividades da Petrobrás e de suas subsidiárias.

O Ministério da Fazenda, através da Secretaria de Acompanhamento Econômico, ainda tem um grande peso nas questões tarifárias e de preços, relativo ao gás natural produzido pela Petrobrás. Em 1994, através de negociações entre as empresas estaduais distribuidoras de gás natural, a Petrobrás e os órgãos federais, foi estabelecida pela primeira vez uma política de preço para o gás como matéria-prima. O preço do gás natural no *city-gate*, de origem nacional, foi fixado em 75 % do preço ao consumidor do óleo combustível do tipo A1. O gás importado da Bolívia tem regras próprias de preço.

Com a aprovação pelo Congresso Nacional da Lei 9.478, em agosto de 1997, ficou estabelecido finalmente, em âmbito federal, o conceito de regulação, pois, além das definições concernentes aos monopólios do setor de petróleo e gás natural, foram criados dois órgãos: a ANP - Agência Nacional de Petróleo e o CNPE - Conselho Nacional de Política Energética.

A.2 ASPECTOS AMBIENTAIS

A geração termelétrica a gás natural tem como principais poluentes gerados no processo de combustão o monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HCs) e dióxido de carbono (CO₂). A presença destes gases na atmosfera contribui para a formação de oxidantes fotoquímicos e chuva ácida, bem como para a intensificação das mudanças climáticas globais, dado que o CO₂ e os HCs estão entre os principais gases que causam o efeito estufa.

Quanto aos aspectos técnico-ambientais, a utilização do gás natural reduz o tempo e o número de paradas de manutenção no maquinário, na medida em que as paradas têm implicações tanto no processo produtivo, quanto na qualidade ambiental, uma vez que alguns equipamentos poluem mais durante as operações de partida e de parada do que quando trabalhando em regime normal.

Outra vantagem é que o gás natural, em princípio, é isento de enxofre e de cinzas, o que torna dispensável as custosas instalações de desulfurização e eliminação de cinzas que são exigidas nas térmicas a carvão e a óleo. O problema da chuva ácida é mínimo em uma térmica a gás natural e a contribuição para o aquecimento global, por kW gerado, é muito menor que nas correspondentes a carvão e óleo, por força da melhor eficiência térmica. Como o gás natural é rico em hidrogênio, quando comparado aos demais combustíveis fósseis, a proporção de gás carbônico gerado por sua queima é significativamente mais baixa.

O problema ambiental mais acentuado nas instalações a gás natural é o de emissão de óxidos de nitrogênio. Os últimos desenvolvimentos técnicos prevêm a utilização de queimadores com injeção de água ou vapor na zona de combustão das turbinas, o que, além de reduzir o NO_x, ainda eleva a capacidade produtiva de máquina por aumento do fluxo de massa através da turbina.

O meio ambiente merece especial atenção para direcionar o desenvolvimento tecnológico do setor de gás, seja no país, ou internacionalmente. Estudos deverão ser

concentrados em áreas como o gerenciamento de riscos, atendimento de acidentes ambientais e recuperação de passivos ambientais (MENDES; DE-LEMOS, 2002).

Recentemente, mudanças na matriz energética dos países em desenvolvimento, motivadas pelo processo de desregulamentação e competição de livre mercado, tem causado substancial impacto ambiental devido a problemas associados com poluição atmosférica, ruído em áreas densamente povoadas, contaminação de reservatórios de água, destruição de solos e sistemas naturais, inadequada gestão de reservas naturais, etc.

No caso particular do Brasil, o crescente uso de gás natural e de combustíveis fósseis para produção de energia elétrica tem sido fomentado pelo governo federal, trazendo, entretanto, inevitável impacto ao meio ambiente e poluição, se comparado ao tipo de energia antes produzida de origem hidrelétrica.

De qualquer forma, diante de todos os condicionantes de degradação, é importante que se trace uma matriz de impactos ambientais que permita a identificação dos impactos mais significativos, demonstrando sua intensidade e onde estão inseridos (MENDES; DE-LEMOS, 2002).

A avaliação de impactos ambientais pode ser feita através de diversas metodologias, dentre as quais, tem-se:

- As matrizes de impacto ambiental, aplicadas em projetos de aproveitamentos múltiplos de reservatórios, construção de usinas termelétricas, de rodovias, etc.;
- Os índices de qualidade ambiental, que sistematizam as informações coletadas através de monitoramento ou pesquisas intensivas de parâmetros capazes de quantificar o impacto causado pela instalação/implantação de projetos;
- Os modelos físicos e matemáticos, que simulam a distribuição espacial e temporal dos indicadores ambientais direcionados a determinado problema, como a qualidade do ar, da água, a disposição final de resíduos e emissões nos meios pedo-geológico, geomorfológico, atmosférico e hidrográfico.

A.3 REDES DE DISTRIBUIÇÃO E PERSPECTIVAS DE AUMENTO DE CONSUMO

Em termos de infra-estrutura de transporte, o Brasil não é bem servido como outros países. A Figura A.1 mostra a rede com os principais gasodutos do Brasil. Em termos de

distribuição, somente duas cidades possuem estrutura de rede mais completa nas respectivas regiões metropolitanas: Rio de Janeiro e São Paulo.



Figura A.1: Gasodutos no Brasil.
(Fonte: PETROBRÁS, 2009).

As diretrizes da política energética nacional sinalizam que o gás natural deverá responder por 12 % da energia primária em 2010 (MACEDO, 2003). As tecnologias e necessidades indicam novos equipamentos, produtos e processos relacionados ao uso de gás natural no país, destacando-se: desenvolvimento de tecnologias e processos para auxiliar a agregação de valor a derivados, novos processos de conversão para líquidos, transporte, distribuição, armazenamento, metrologia do gás natural, identificação de gargalos tecnológicos para o desenvolvimento do mercado nacional de gás natural, e o aumento de eficiência em sua aplicação (equipamentos de uso final).

A.4 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

A densidade do gás natural é menor que a do ar atmosférico e, por isso, ele se dispersa rapidamente por ocasião de vazamento, eliminando-se, assim, o risco de incêndio.

Antes de seguir para o consumidor, o gás natural passa por um processo de tratamento que consiste na remoção do enxofre, que se concentra na forma de ácido sulfídrico (H_2S). A toxidez deste ácido é semelhante à apresentada pelo ácido cianídrico (HCN) e duas vezes maior que a do monóxido de carbono (CO). Em contato com a água, forma o ácido sulfúrico que é altamente corrosivo e que poderia danificar os equipamentos.

O dióxido de carbono (CO_2) é também removido, principalmente para evitar a formação de gelo seco nos processos de condensação do gás natural.

A toxidez de um gás está relacionada com a porcentagem de monóxido de carbono contido no combustível, ou nos produtos de combustão, quando ela ocorre de maneira incompleta. O gás natural é inodoro, não detectável pelos sentidos humanos e altamente tóxico e explosivo, quando misturado ao ar.

As principais propriedades características do gás natural boliviano e sua composição média são descritas nas Tabelas A.1 e A.2, respectivamente.

Tabela A.1: Propriedades médias do gás natural boliviano.

Propriedades	Média
Poder Calorífico Superior (kcal/Nm^3)	9,958
Poder Calorífico Inferior (kcal/Nm^3)	8,993
Densidade Relativa (ar = 1)	0,602
Massa Molecular Aparente (g/mol)	17,367
Relação Gás/Ar (m^3/m^3)	1/9,96
Limite de Inflamabilidade Superior (% gás no ar)	14,9
Limite de Inflamabilidade Inferior (% gás no ar)	4,8

Fonte: SULGAS, 2009.

Tabela A.2: Composição média em volume do gás natural boliviano.

Substância	Fórmula	Volume (%)
Metano	CH ₄	91,8
Etano	C ₂ H ₆	5,58
Propano	C ₃ H ₈	0,97
Iso-Butano	C ₄ H ₁₀	0,03
N-Butano	C ₄ H ₁₀	0,02
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,10
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,08
Nitrogênio	N ₂	1,42

Fonte: SULGAS, 2009.

A.5 TARIFICAÇÃO DO GÁS NATURAL

As tarifas de distribuição do gás canalizado são de competência do estado através de suas Agências Reguladoras dos Serviços Públicos de Energia. O critério utilizado é o de Tarifas Tetos, instituindo as Margens Máximas, que representam os preços máximos a serem praticados pelas concessionárias.

As classes de tarifas obedecem o critério volumétrico e são aplicáveis, conforme os grupos de segmentos de usuários: a) Classes de 1 a 7; b) Gás Natural Veicular; c) Segmento Industrial; d) Pequena Cogeração; e) Cogeração e Termoeletricas e f) Interruptível.

A Tarifa Teto é composta de Termos Fixo e Variável, sendo o Variável formado pela margem máxima somada ao preço do gás e do transporte, à exceção dos Segmentos de Pequena Cogeração, Cogeração e Termoeletricas nos quais deverá ser adicionado o preço do gás e do transporte à margem máxima, e no Segmento Interruptível, em que o preço do gás e do transporte deverá ser adicionado ao Termo Variável. As margens são reajustadas anualmente, por ocasião da data de aniversário do contrato de concessão, utilizando-se a variação acumulada de 12 meses do IGP-M. A atualização dos preços do gás e do transporte

se dá por ocasião do reajustamento ou, extraordinariamente, quando as variações dos preços colocam em risco o equilíbrio da prestação dos serviços

A Tabela A.3 mostra o custo do gás natural para o segmento de cogeração de energia, segundo a Concessionária Gás Brasileiro, já incluídos os valores dos tributos PIS/PASEP e da COFINS incidentes, de acordo com a deliberação da ARSESP (Agência Reguladora de Saneamento e Energia do Estado de São Paulo) de 12/09/2009.

Tabela A.3: Custo do gás natural para o segmento de cogeração de energia.

Classes	Volume (m³/mês)	Custo Fixo¹ (R\$/m³)	Custo Variável² (R\$/m³)	Custo Final (R\$/m³)
1	< 100.000	0,549	0,216	0,765
2	100.000 a 500.000	0,549	0,172	0,721
3	500.000 a 2.000.000	0,549	0,167	0,716
4	2.000.000 a 4.000.000	0,549	0,152	0,701
5	4.000.000 a 7.000.000	0,549	0,131	0,680
6	7.000.000 a 10.000.000	0,549	0,112	0,661
7	> 10.000.000	0,549	0,092	0,641

¹ Preço incluindo *commodity* e transporte. ² Margem de distribuição.

Fonte: ARSESP, 2009.

APÊNDICE B - CÁLCULO DAS EXERGIAS DOS COMBUSTÍVEIS

B.1 EXERGIA DO BAGAÇO DE CANA

Para o cálculo da exergia específica do bagaço da cana (b_{bag}) 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:

$$b_{bag} = \beta(PCI_{bag} + L_{água} Z_{água}) + b_{água} Z_{água} \quad (B.1)$$

sendo:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_C} \right) - 0,2499 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_C} \right) \left[1 + 0,7884 \left(\frac{Z_{H_2}}{Z_C} \right) \right] - 0,0450 \left(\frac{Z_{N_2}}{Z_C} \right)}{1 - 0,3035 \left(\frac{Z_{O_2}}{Z_C} \right)} \quad (B.2)$$

onde:

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

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

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

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

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

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

PCI_{bag} : poder calorífico inferior do bagaço (kJ/kg);

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

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

A Tabela B.1 (CAMARGO et al., 1990) apresenta as características do bagaço de cana utilizadas para o cálculo da exergia.

Tabela B.1: Características do bagaço de cana.

Parâmetros	Valores	Unidades
Poder Calorífico Inferior	7.736	kJ/kg
Temperatura	25,0	°C
Umidade	50,0	%
Carbono	46,3	%
Hidrogênio	6,4	%
Oxigênio	43,3	%
Nitrogênio	0,0	%
Cinzas	4,0	%

Fonte: Camargo et al., 1990.

B.2 EXERGIA DO GÁS NATURAL

Para o cálculo da exergia específica do gás natural (b_{gn}) é utilizada uma equação que leva em conta a exergia física e a exergia química:

$$\bar{b}_{gn} = (\bar{b}_{fis})_{gn} + (\bar{b}_{qui})_{gn} \quad (B.3)$$

A exergia física do gás natural é dada por:

$$(\bar{b}_{fis})_{gn} = (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (B.4)$$

A exergia química do gás natural é dada por:

$$(\bar{b}_{gn})_{quim} = \sum (x_i \bar{b}_i^0) + \bar{R} T_0 \sum (x_i \ln x_i) \quad (B.5)$$

sendo:

$\bar{b}_i^0$: exergia química específica de cada componente no estado puro (kJ/kg);

M_i : peso molecular de cada componente do combustível (kg/kmol);

$\bar{R}$: constante universal dos gases (8,3145 kJ/kmol K);

x_i : fração molar de cada componente do combustível (%).

O primeiro termo entre colchetes da Eq. (A.5) representa a soma das parcelas das exergias químicas dos componentes do gás natural em estado puro. O segundo termo desta equação representa a geração de entropia associada ao próprio fato de realizar a mistura e depende da concentração de cada substância presente na mesma.

A Tabela B.2 mostra os valores da exergia química para os principais componentes do gás natural a $T_0 = 25\text{ °C}$ e $P_0 = 1\text{ atm}$, de acordo com Szargut, Morris e Steward (1988).

Tabela B.2: Exergia química dos principais componentes do gás natural no estado puro.

Substância	Fórmula	$\bar{b}^0$ (kJ/kmol)
Metano	CH ₄	831.650
Etano	C ₂ H ₆	1.495.840
Propano	C ₃ H ₈	2.154.000
Butano	C ₄ H ₁₀	2.805.800
Pentano	C ₅ H ₁₂	3.463.300
Hexano	C ₆ H ₁₄	4.118.500
Dióxido de Carbono	CO ₂	19.870
Nitrogênio	N ₂	720

Fonte: Szargut, Morris e Steward (1988).

APÊNDICE C - INFORMAÇÕES SOBRE O PROGRAMA IPSEpro

O IPSEpro[®], desenvolvido pela empresa austríaca Sim Technology (SIMTECH, 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 C.1 mostra esquematicamente a estrutura do IPSEpro[®].

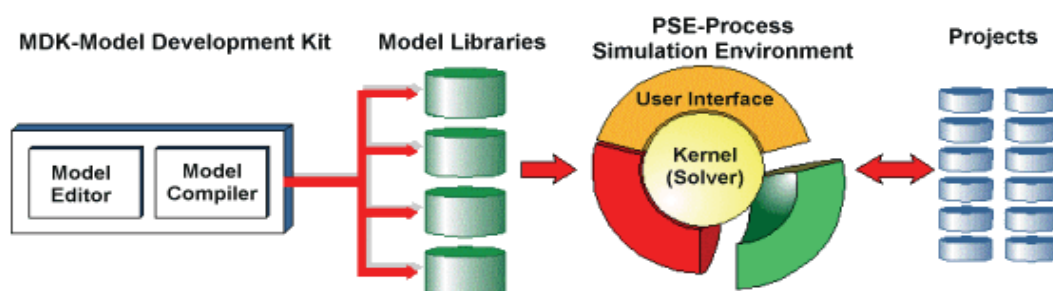


Figura C.1: Representação esquemática da estrutura do IPSEpro.

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

C.1 BIBLIOTECAS DO IPSEpro

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

C.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 *Advanced Power Plant* representam uma combinação entre: Facilidade de utilização; Exatidão de modelo; Quantidade de dados de entrada e Flexibilidade.

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



Figura C.2: Equipamentos da biblioteca APP.

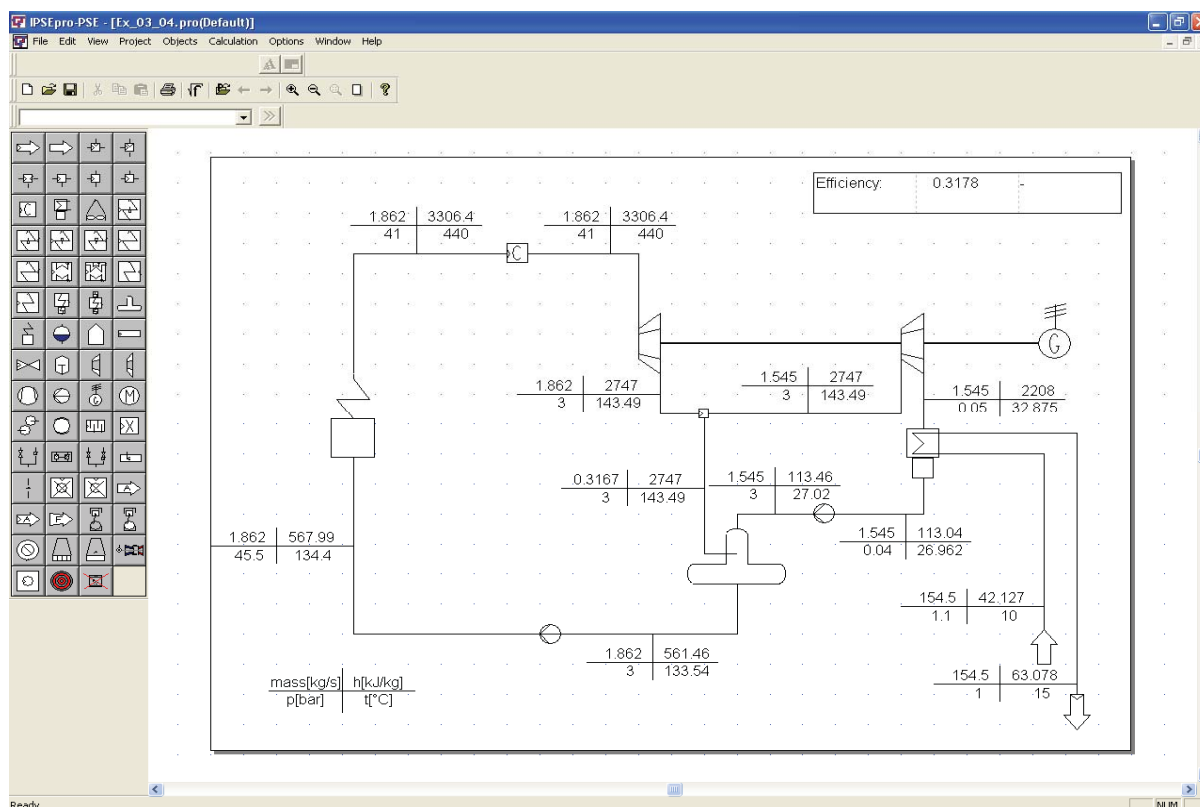


Figura C.3: Interface da biblioteca *Advanced Power Plant*.

C.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 *Advanced Power Plant*, 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 C.4 alguns dos modelos de turbinas contidos na biblioteca *Gas Turbine* e na Figura C.5 a interface da biblioteca *Gas Turbine* com seus componentes.

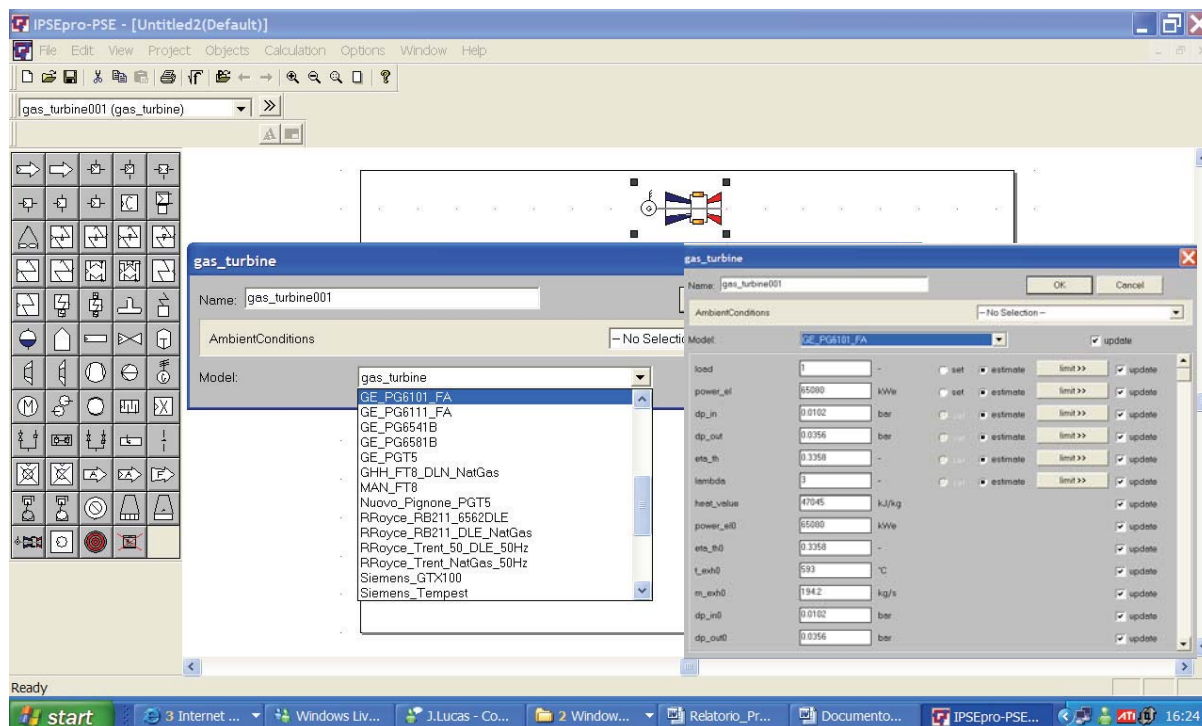


Figura C.4: Modelos de turbinas existentes na biblioteca *Gas Turbine*.

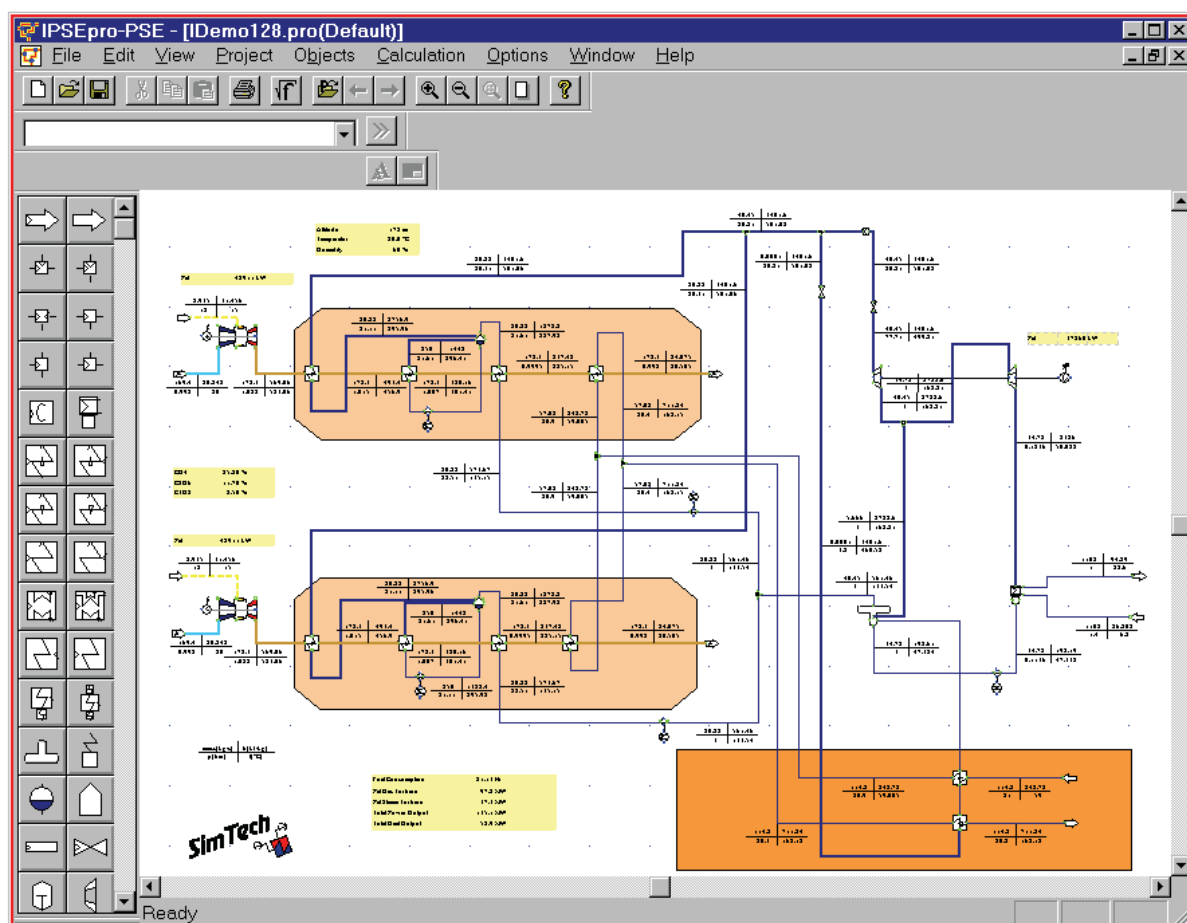


Figura C.5: Interface da biblioteca *Gas Turbine*.

C.2 MÓDULOS DO IPSEpro

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

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

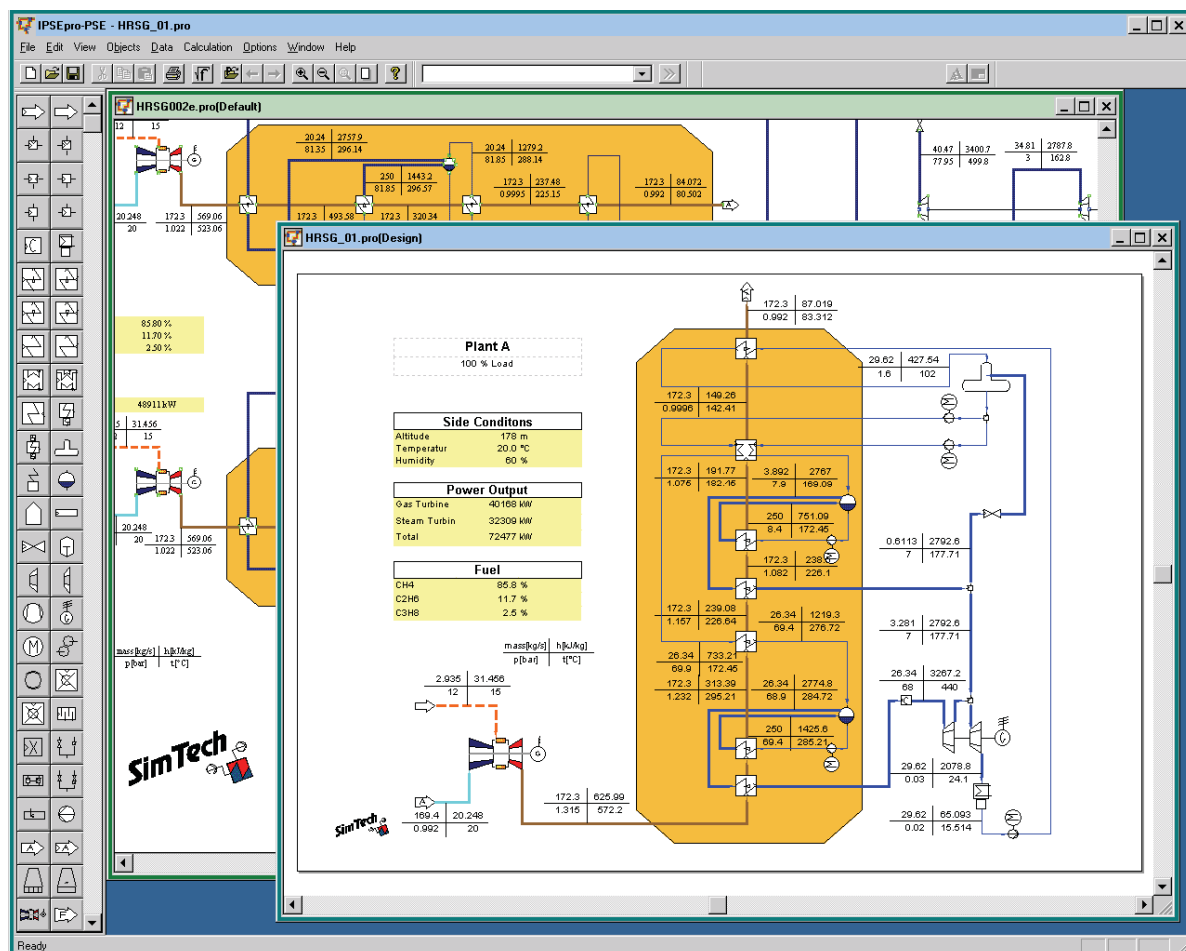


Figura C.6: Interface do Módulo PSE.

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.

C.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 C.7 apresenta a interface do módulo MDK para um modelo de turbina a gás da biblioteca *Advanced Power Plant*.

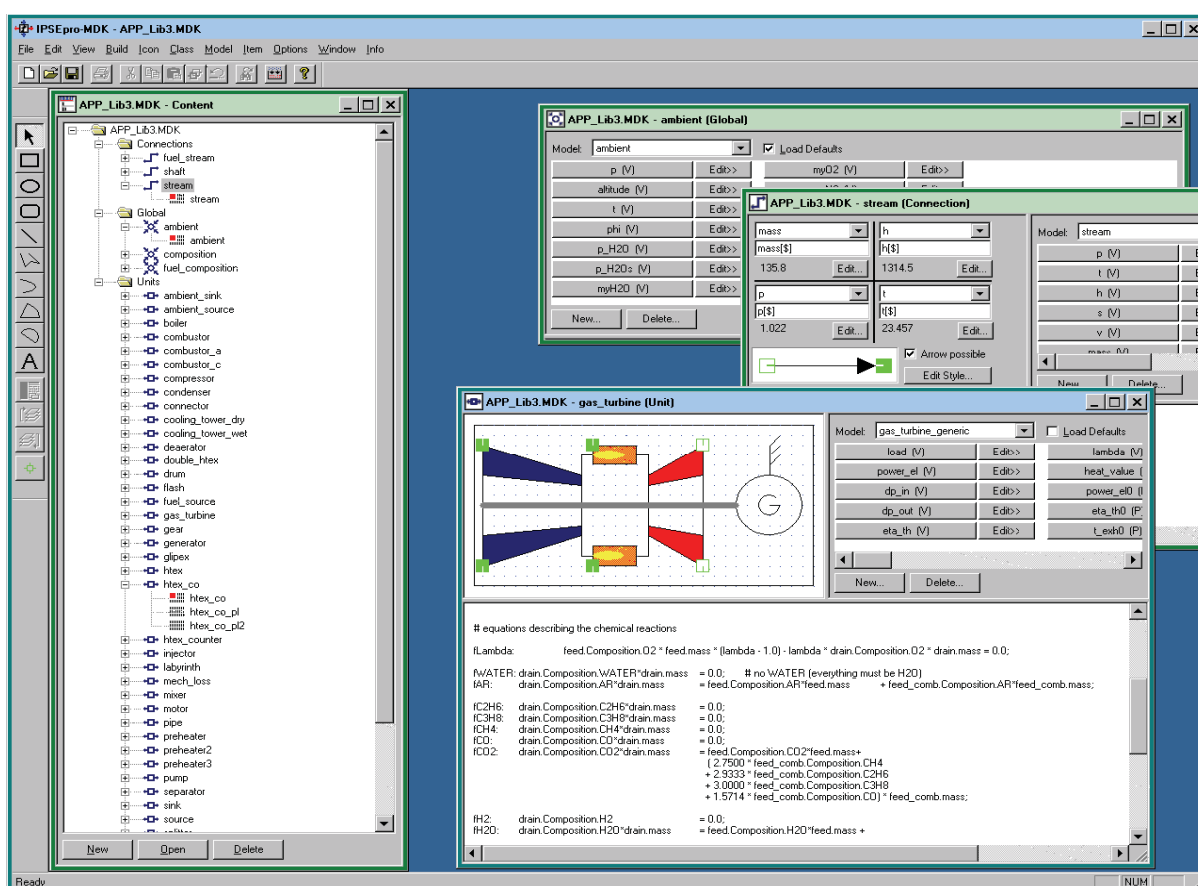


Figura C.7: Interface do Módulo MDK.

C.2.3 Módulo PSEExcel

O PSEExcel 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 C.8 apresenta uma planilha do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.

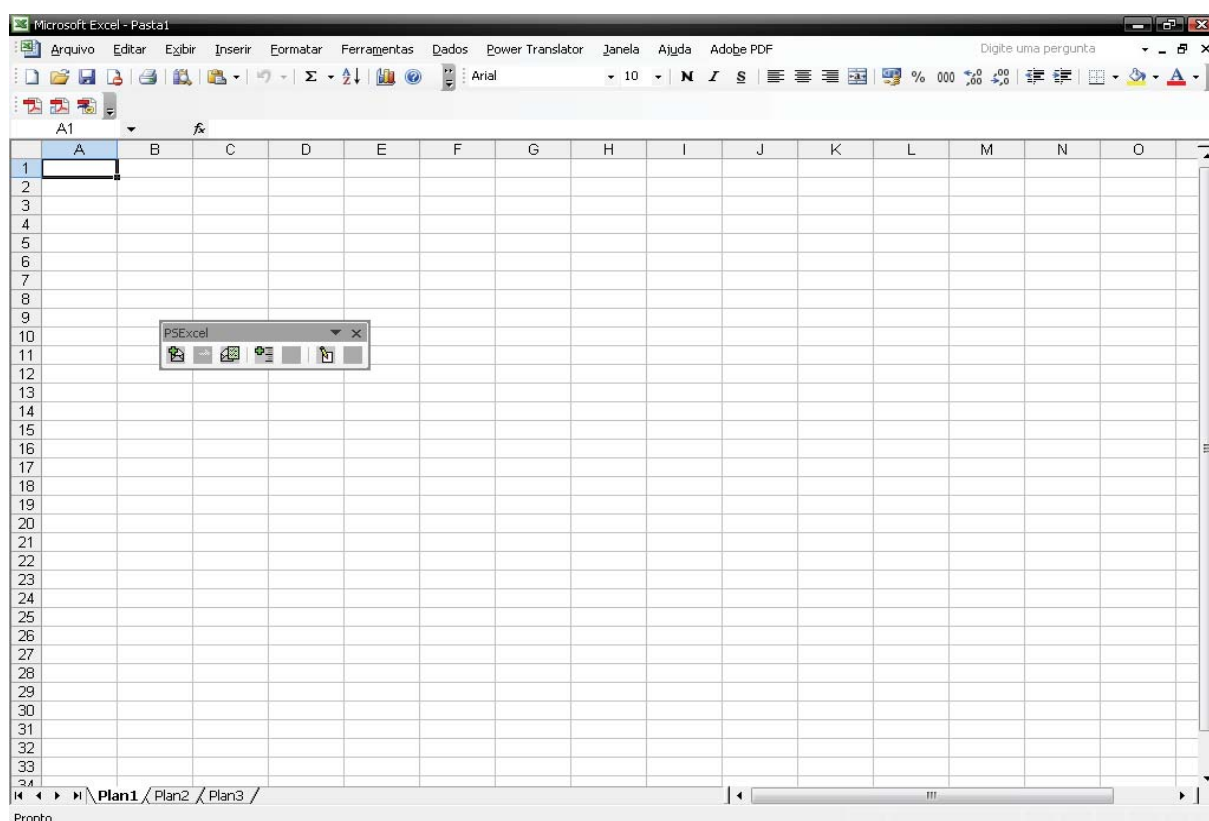


Figura C.8: Interface do MS-Excel com a barra de ferramentas do PSEExcel.

C.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 C.9 apresenta interface gráfica do *PSEconomy*.

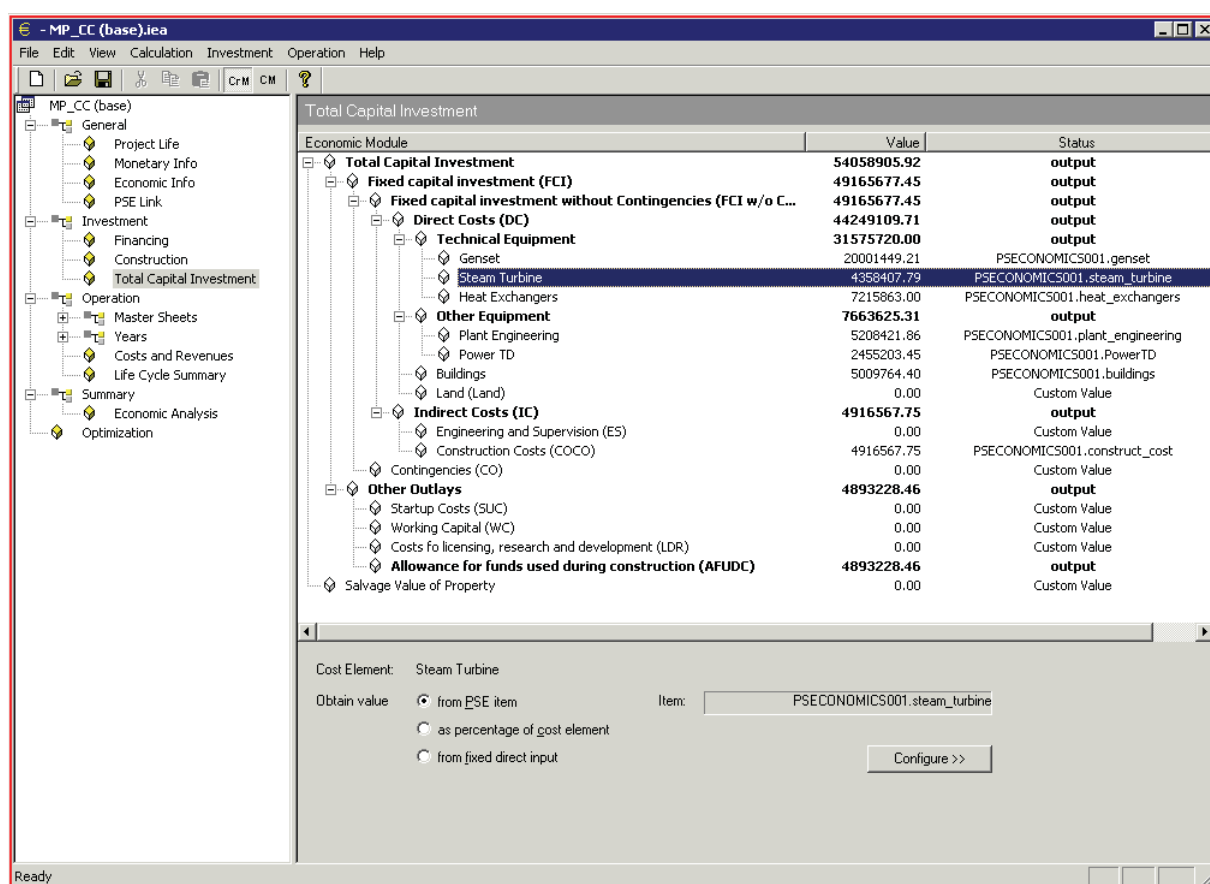


Figura C.9: Interface gráfica do *PSEconomy*.

APÊNDICE D - BALANÇO DOS CUSTOS EXERGEOCONÔMICOS

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

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

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira	$c_{16}\dot{B}_{16} + \dot{Z}_{Cald} + c_{bag}\dot{B}_{bag}$	$c_1\dot{B}_1$	-
Turbina Extração-Cond.	$c_2\dot{B}_2 + \dot{Z}_{Tur;Ext}$	$c_4\dot{B}_4 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext} + c_5\dot{B}_5$	$c_2 = c_4$ $c_2 = c_5$
Turbina Contrapressão	$c_3\dot{B}_3 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_6\dot{B}_6 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_3 = c_6$
Condensador	$c_5\dot{B}_5 + \dot{Z}_{Cond}$	$c_7\dot{B}_7$	-
Desaerador	$c_{14}\dot{B}_{14} + c_{10}\dot{B}_{10} + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{15}\dot{B}_{15}$	-
Bomba Alim. Caldeira	$c_{15}\dot{B}_{15} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cal} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_{16}\dot{B}_{16}$	-
Bomba Saída Condens.	$c_7\dot{B}_7 + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cond} + \dot{Z}_{B;Cond}$	$c_8\dot{B}_8$	-
Dessuperaquecedor	$c_{11}\dot{B}_{11} + c_{18}\dot{B}_{18} + \dot{Z}_{Desup}$	$c_{12}\dot{B}_{12}$	-
Processo	$c_{12}\dot{B}_{12} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{13}\dot{B}_{13}$	-
Junção 1	$c_4\dot{B}_4 + c_9\dot{B}_9$	$c_{11}\dot{B}_{11}$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_3$
Junção 2	$c_{13}\dot{B}_{13} + c_{17}\dot{B}_{17}$	$c_{14}\dot{B}_{14}$	$c_9 = c_6$ $c_{10} = c_6$ $c_{18} = c_8$ $c_{17} = c_8$

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

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira de Recuperação	$c_3 \dot{B}_3 + c_{15} \dot{B}_{15} + \dot{Z}_{Cald;Rec}$	$c_6 \dot{B}_6 + c_7 \dot{B}_7$	$c_3 = c_6$
Turbina Condensação	$c_{10} \dot{B}_{10} + \dot{Z}_{Tur;Cond}$	$c_{11} \dot{B}_{11} + c_{e;Tur;Cond} \dot{W}_{Tur;Cond}$	$c_{10} = c_{11}$
Turbina Contrapressão	$c_7 \dot{B}_7 + \dot{Z}_{Tur;Cont}$	$c_8 \dot{B}_8 + c_{e;Tur;Ext} \dot{W}_{Tur;Ext}$	$c_7 = c_8$
Turbina a Gás	$c_{ar} \dot{B}_{ar} + c_{GN} \dot{B}_{GN} + \dot{Z}_{TG}$	$c_3 \dot{B}_3 + c_{e;TG} \dot{W}_{TG}$	$c_{ar} = 0$
Desaerador	$c_9 \dot{B}_9 + c_{13} \dot{B}_{13} + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{14} \dot{B}_{14}$	-
Bomba Alim. Caldeira	$c_{14} \dot{B}_{14} + c_{e;med} \dot{W}_{B;Cal} + \dot{Z}_{B;Cal}$	$c_{15} \dot{B}_{15}$	-
Bomba Saída Condensador	$c_{12} \dot{B}_{12} + c_{e;med} \dot{W}_{B;Cond} + \dot{Z}_{B;Cond}$	$c_{13} \dot{B}_{13}$	-
Dessuperaquecedor	$c_{13} \dot{B}_{13} + c_9 \dot{B}_9 + \dot{Z}_{Desup}$	$c_{14} \dot{B}_{14}$	$c_9 = c_8$
Processo	$c_{11} \dot{B}_{11} + \dot{Z}_{Proc}$	$c_{12} \dot{B}_{12}$	$c_{10} = c_8$

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

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira 1 (140t/h)	$c_2 \dot{B}_2 + \dot{Z}_{Cald;1} + c_{bag} \dot{B}_{bag}$	$c_3 \dot{B}_3$	-
Caldeira 2 (140t/h)	$c_{2b} \dot{B}_{2b} + \dot{Z}_{Cald;2} + c_{bag} \dot{B}_{bag}$	$c_{3b} \dot{B}_{3b}$	-
Turbina Extr./Cond. 1	$c_3 \dot{B}_3 + \dot{Z}_{Tur;Ext;1}$	$c_4 \dot{B}_4 + c_{e,Tur;Ext;1} \dot{W}_{Tur;Ext;1} + c_8 \dot{B}_8$	$c_3 = c_4$ $c_3 = c_8$
Turbina Extr./Cond. 2	$c_{3b} \dot{B}_{3b} + \dot{Z}_{Tur;Ext;2}$	$c_{4b} \dot{B}_{4b} + c_{e,Tur;Ext;2} \dot{W}_{Tur;Ext;2} + c_{8b} \dot{B}_8$	$c_{3b} = c_{4b}$ $c_{3b} = c_{8b}$
Cond. TG1	$c_8 \dot{B}_8 + \dot{Z}_{Cond;1}$	$c_9 \dot{B}_9$	-
Cond. TG2	$c_{8b} \dot{B}_{8b} + \dot{Z}_{Cond;2}$	$c_{9b} \dot{B}_{9b}$	-
Desaerador	$c_{15} \dot{B}_{15} + c_{16} \dot{B}_{16} + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{17} \dot{B}_{17}$	-
Processo 1	$c_7 \dot{B}_7 + \dot{Z}_{Proc;1}$	$c_{12} \dot{B}_{12}$	
Processo 2	$c_{7b} \dot{B}_{7b} + \dot{Z}_{Proc;2}$	$c_{12b} \dot{B}_{12b}$	-
Bomba Cond. 1	$c_9 \dot{B}_9 + c_{e,med} \dot{W}_{B;Cond;1} + \dot{Z}_{B;Cond;1}$	$c_{10} \dot{B}_{10}$	$c_{10b} = c_{11b}$ $c_{10b} = c_{13b}$
Bomba Cond. 2	$c_{9b} \dot{B}_{9b} + c_{e,med} \dot{W}_{B;Cond;2} + \dot{Z}_{B;Cond;2}$	$c_{10b} \dot{B}_{10b}$	$c_4 = c_5$ $c_4 = c_6$
Bomba Caldeira	$c_{17} \dot{B}_{17} + c_{e,med} \dot{W}_{B;Cald} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_1 \dot{B}_1$	$c_{4b} = c_{5b}$ $c_{4b} = c_{6b}$
Dessuperaq. 1	$c_{11} \dot{B}_{11} + c_6 \dot{B}_6 + \dot{Z}_{Desaer;2}$	$c_7 \dot{B}_7$	
Dessuperaq. 2	$c_{11b} \dot{B}_{11b} + c_{6b} \dot{B}_{6b} + \dot{Z}_{Desaer;2}$	$c_{7b} \dot{B}_{7b}$	
Junção 1	$c_{12} \dot{B}_{12} + c_{13} \dot{B}_{13}$	$c_{14} \dot{B}_{14}$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_{2b}$
Junção 2	$c_{12b} \dot{B}_{12b} + c_{13b} \dot{B}_{13b}$	$c_{14b} \dot{B}_{14b}$	$c_{10} = c_{11}$ $c_{10} = c_{13}$
Junção 3	$c_5 \dot{B}_5 + c_{5b} \dot{B}_{5b}$	$c_{16} \dot{B}_{16}$	$c_8 = c_{18}$
Junção 4	$c_{14} \dot{B}_{14} + c_{5b} \dot{B}_{5b}$	$c_{15} \dot{B}_{15}$	$c_{14} = c_{15}$

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

Componente	Entrada	Saída	Equação Auxiliar
Caldeira Recuperação	$c_{25}\dot{B}_{25} + c_{16}\dot{B}_{16} + \dot{Z}_{Cald;Rec}$	$c_{22}\dot{B}_{22} + c_{22}\dot{B}_{22}$	$c_{25} = c_{28}$
Caldeira (140 t/h)	$c_{14}\dot{B}_{14} + \dot{Z}_{Cald;1} + c_{bag}\dot{B}_{bag} + c_{gas}\dot{B}_{gas}$	$c_{15}\dot{B}_{15}$	-
Turbina Extr./Cond.	$c_1\dot{B}_1 + \dot{Z}_{Tur;Ext}$	$c_2\dot{B}_2 + c_{e;Tur;Ext}\dot{W}_{Tur;Ext} + c_3\dot{B}_3$	$c_1 = c_2$ $c_1 = c_3$
Turbina Cond.	$c_6\dot{B}_6 + \dot{Z}_{Tur;Cond}$	$c_{e;Tur;Cond}\dot{W}_{Tur;Cond} + c_7\dot{B}_7$	$c_6 = c_7$
Turbina a Gás	$c_{ar}\dot{B}_{ar} + c_{GN}\dot{B}_{GN} + \dot{Z}_{TG}$	$c_{25}\dot{B}_{25} + c_{e;TG}\dot{W}_{TG}$	$c_{ar} = 0$
Condensador Turbina Extr./Cond.	$c_7\dot{B}_7 + \dot{Z}_{Cond;1}$	$c_8\dot{B}_8$	-
Condensador Turbina Cond.	$c_3\dot{B}_3 + \dot{Z}_{Cond;2}$	$c_4\dot{B}_4$	
Desaerador	$c_{10}\dot{B}_{10} + c_{11}\dot{B}_{11} + \dot{Z}_{Desaer}$	$c_{12}\dot{B}_{12}$	-
Bomba Cond. TG Extr. Cond.	$c_4\dot{B}_4 + c_{e;med}\dot{W}_{B;Tur;Ext} + \dot{Z}_{B;Tur;Ext}$	$c_5\dot{B}_5$	-
Bomba Cond. TG Cond.	$c_8\dot{B}_8 + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cond} + \dot{Z}_{B;Cond}$	$c_9\dot{B}_9$	$c_{13} = c_{14}$ $c_{13} = c_{16}$
Bomba Caldeira	$c_{12}\dot{B}_{12} + c_{e;med}\dot{W}_{B;Cald} + \dot{Z}_{B;Cald}$	$c_{13}\dot{B}_{13}$	
Junção 1	$c_5\dot{B}_5 + c_9\dot{B}_9$	$c_{11}\dot{B}_{11}$	$c_{37} = c_7$
Junção 2	$c_{15}\dot{B}_{15} + c_{22}\dot{B}_{22}$	$c_1\dot{B}_1$	$c_2 = c_6$ $c_2 = c_{10}$