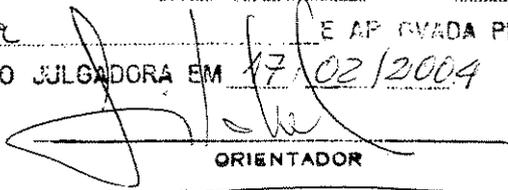


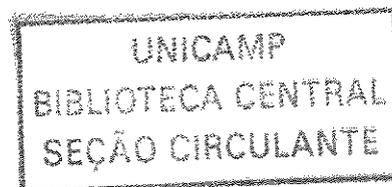
ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Marcelo Modesto
Silva E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 17/02/2004

ORIENTADOR

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

Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise Termoeconômica

Autor: **Marcelo Modesto Silva**
Orientador: Prof^a Dra Sílvia Azucena Nebra

12/04



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

Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise Termoeconômica

Autor: Marcelo Modesto Silva
Orientadora: Profa Dra Sílvia Azucena Nebra

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

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

Campinas, 17 de fevereiro de 2004
S.P – Brasil

UNIDADE	3C
Nº CHAMADA	UNICAMP
	Si 38r
V	EX
TOMBO BC/	61541
PROC.	16-86-05
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	21,00
DATA	03-1-05
Nº CPD	

BIBID. 339688

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Si38r Silva, Marcelo Modesto
 Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando análise termoeconômica / Marcelo Modesto Silva.--Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Sílvia Azucena Nebra.
 Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Termoeconomia. 2. Turbinas a gás. 3. Indústria siderúrgica. 4. Energia elétrica - Produção. I. Nebra, Sílvia Azucena. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

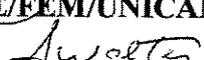
TESE DE DOUTORADO

**Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência
na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise
Termoeconômica**

02/02/2004
Autor: **Marcelo Modesto Silva**
Orientador: **Silvia Azucena Nebra de Perez**



Prof. Dr. **Silvia Azucena Nebra de Perez**
Instituição **DE/FEM/UNICAMP**



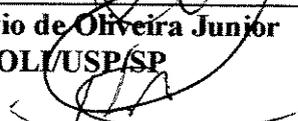
Prof. Dr. **Arnaldo César Walter**
Instituição **DE/FEM/UNICAMP**



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



Prof. Dr. **Sívio de Oliveira Junior**
Instituição **POLI/USP/SP**



Prof. Dr. **José Luz Silveira**
Instituição: **FEG/UNESP**

Campinas, 17 de fevereiro de 2004

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais.

Agradecimentos

Agradeço às seguintes pessoas e instituições:

A amiga e orientadora Prof^ª. Dra Sílvia Nebra por confiar no meu potencial em executar esse trabalho e pela orientação e amizade sempre segura e precisa.

Ao Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail pela oportunidade concebida durante o mestrado.

A Tsutomu Morimoto sem o qual esse trabalho não seria realizado, meus agradecimentos.

A Companhia Siderúrgica de Tubarão pelo apoio na execução deste trabalho

A Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, pela infraestrutura necessária a realização deste trabalho.

Ao CNPq pelo apoio financeiro, sem dúvida fundamental.

As secretárias da CPG, Sônia e Silvana, a secretária do DE, Neusa e ao Rodrigues.

Aos colegas de sala Jefferson, Lourenço, Juan Harold, Maria Isabel, Mário e Raul pelo companheirismo nestes últimos quatro anos.

Ao Prof Dr. Arnaldo César Walter pelas preciosas sugestões para a simulação de turbinas a gás.

Aos Eng José Leal Neto e Alexandre Barbosa pela assistência na coleta de dados e informações do sistema de geração da CST.

A meus irmãos, Júnior e Vânia, Meus cunhados, Ana e Gerson e as minhas sobrinhas Milena, Mayara e Bianca.

A Edna e a Sônia.

Aos amigos palmitalenses Rogério, Rodrigo, Maicol, Keyni, Érico, Igão, Fernanda,
Firmino, Paulo Adriano, Neville.

Ao Evandro Moreira e ao Márcio Seiti.

Especialmente a Cris, por todo o apoio.

Índice

Introdução	01
Capítulo 1 – Estudo de Caso: Planta de Potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão	04
1.1 Produção de Aço	04
1.1.1 Combustíveis Siderúrgicos	07
1.2 Companhia Siderúrgica de Tubarão (CST)	11
1.3 Uso da Energia na CST	13
1.4 Descrição do Sistema de Potência	15
Capítulo 2 – Exergia, Análise Exergética e Termoeconomia	22
2.1 Exergia	22
2.1.1 Tipos de Exergia	25
2.1.2 Exergia na forma de Calor e Trabalho	27
2.2 Análise Exergética	27
2.2.1 Balanço de massa, energia e exergia	28
2.2.2 Eficiência energética e exergética	29
2.2.3 Irreversibilidade gerada nos equipamentos	31
2.2.4 Exemplos de aplicações da análise exergética	32
2.3 Termoeconomia	33
2.3.1 Introdução	33
2.3.2 Vertentes da Termoeconomia	34

Capítulo 3 – Ciclo Rankine	46
3.1 Introdução	46
3.2 Efeitos da variação dos principais parâmetros no Ciclo Rankine	49
3.2.1 Aumento na pressão no gerador de vapor	49
3.2.2 Diminuição da pressão no condensador	51
3.2.3 Aumento da temperatura do vapor na saída do gerador de vapor	53
3.3 Ciclo Rankine com reaquecimento	54
3.4 Ciclo Rankine regenerativo	57
3.5 Ciclo Rankine regenerativo-reaquecimento	61
3.6 Outras aplicações do Ciclo de Rankine	65
3.6.1 Ciclo Rankine em usinas nucleares	65
3.6.2 Ciclo Rankine com baixas temperaturas	66
3.6.3 Ciclo Rankine orgânico utilizando fonte geotérmica	68
3.6.4 Ciclo Rankine em sistemas de refrigeração e aquecimento	69
Capítulo 4 – Ciclo Combinado	71
4.1 Turbinas a gás	71
4.1.1 Ciclo Ideal	73
4.1.2 Melhorias no desempenho das turbinas a gás	82
4.1.3 Ciclo Regenerativo com reaquecimento e intercooler	86
4.1.4 Ciclo com injeção de vapor (STIG)	88
4.1.5 Ciclo evaporativo-regenerativo (HAT)	89
4.1.6 Ciclo com recuperação química	90
4.1.7 Turbinas a gás usando combustíveis de baixo poder calorífico (LBTU)	92
4.1.8 Turbinas a gás em sistemas de gaseificação de carvão e biomassa	92
4.1.9 Turbinas a gás utilizando gás de alto forno (GAF)	93
4.1.10 Controle de emissão em turbinas a gás	96
4.2 Caldeiras de Recuperação	97
4.2.1 Ciclo combinado com caldeiras de um nível de pressão	100
4.2.2 Ciclo combinado com caldeiras de dois níveis de pressão	108

4.2.3 Ciclo combinado com caldeiras de três níveis de pressão	113
4.2.4 Outros parâmetros	117
Capítulo 5 – Análise Termoeconômica do Sistema de Geração Atual da CST	122
5.1 Análise Exergética	122
5.1.1 Planta 1	122
5.1.2 Planta 3	127
5.2 Custo Exergético	132
5.2.1 Planta 1	133
5.2.2 Planta 3	136
5.3 Custo Monetário	139
5.4 Índices Exergoeconômicos	144
Capítulo 6 – Estudo de Repotenciamento	148
6.1 Introdução	148
6.2 Demanda energética suprida pela planta de potência	149
6.3 Sistema de ciclo combinado	150
6.3.1 Turbina a gás	151
6.3.2 Caldeira de recuperação	155
6.4 Comparação entre o ciclo combinado e o sistema atual	168
Capítulo 7 – Análise Termoeconômica para o Ciclo Combinado	172
7.1 Análise Exergética	172
7.1.1 Turbina a Gás e Sistema de Compressão de GAF	173
7.1.2 Caldeira de Recuperação com um nível de pressão	175
7.1.3 Caldeira de Recuperação com dois níveis de pressão	178
7.1.4 Caldeira de Recuperação com três níveis de pressão	181
7.1.5 Comparação entre os três sistemas propostos	185
7.2 Análise Termoeconômica – Custo Exergético	187
7.2.1 Custo exergético pela Teoria do Custo Exergético	188

7.2.2 Custo exerético pela Análise Funcional Termoeconômica	191
7.2.3 Custo exerético pela Análise Funcional Termoeconômica usando neguentropia	194
7.2.4 Comparação do custo exerético entre as metodologias estudadas	199
7.2.5 Comparação do custo exerético entre os três sistemas considerados	200
7.3 Análise Termoeconômica – Custo Monetário	201
7.3.1 Custo monetário pela Teoria do Custo Exerético	201
7.3.2 Custo monetário pela Análise Funcional Termoeconômica	204
7.3.3 Comparação do custo monetário entre os três sistemas	205
7.3.4 Comparação do custo monetário da potência entre o sistema proposto e o atual	207
Capítulo 8 –Conclusões	210
8.1 Conclusões finais	210
8.2 Sugestões para futuros trabalhos	
Referências bibliográficas	214
Anexo A – Dados termodinâmicos e estimativa de custos dos equipamentos do sistema atual de geração da CST	224
A.1 Dados Termodinâmicos das plantas 1, 2 e 3	224
A.2 Custos dos equipamentos das plantas 1, 2 e 3	230
Anexo B – Cálculo da Exergia e Estimativa do Custo dos Gases Siderúrgicos	233
B.1 Cálculo do Poder Calorífico dos gases siderúrgicos	233
B.2 Cálculo da exergia dos gases siderúrgicos	236
B.3 Estimativa do custo dos gases siderúrgicos	238
Anexo C – Estimativa de Custos dos Equipamentos do Ciclo Combinado	239

Lista de Figuras

Figura 1.1 Fluxograma Básico dos Processos Siderúrgicos em uma Usina Integrada.	05
Figura 1.2 Uso da energia na CST.	13
Figura 1.3 Consumo de (a) GCO (b) GAF e (c) Vapor entre as unidades da CST	15
Figura 1.4 Esboço simplificado da planta de geração de potência na CST	15
Figura 1.5 Layout de Projeto Planta 1 e 2.	18
Figura 1.6 Layout da Planta 3.	19
Figura 1.7 Layout Atual das Planta 1 e 2	20
Figura 2.1 Exergia e suas componentes.	25
Figura 2.2 Representação de exergia física dividida em exergia mecânica e térmica	26
Figura 2.3 Diagrama funcional.	36
Figura 3.1: Configuração Básica de um Ciclo Rankine	47
Figura 3.2: Diagrama T-s para um Ciclo Rankine	48

Figura 3.3: a) Eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica gerada em função da pressão no gerador de vapor:	51
Figura 3.4: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica gerada <i>versus</i> pressão no condensador.	52
Figura 3.5: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica <i>versus</i> temperatura do vapor na saída da caldeira	54
Figura 3.6: Ciclo Rankine com Reaquecimento	55
Figura 3.7: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica em função da pressão intermediária de reaquecimento.	56
Figura 3.8 Ciclo Rankine Regenerativo	58
Figura 3.9: a) Eficiência; b) Trabalho específico; c) Irreversibilidade gerada, em função da entalpia na entrada do gerador de vapor	59
Figura 3.10 Comparação entre os três ciclos considerados. a) ciclo Rankine; b) ciclo Rankine com reaquecimento; c) ciclo Rankine regenerativo	60
Figura 3.11 Ciclo Rankine Regenerativo-Reaquecimento.	62
Figura 3.12 Eficiência do ciclo em função do aumento da entalpia na entrada do gerador para “n” pré-aquecedores. (ciclo regenerativo) Fonte: HABIB (1992)	62
Figura 3.13 Eficiência do ciclo em função do aumento da entalpia na entrada do gerador para n pré-aquecedores. (ciclo regenerativo-reaquecimento) Fonte: HABIB (1992)	63
Figura 3.14 Variação da Eficiência e Irreversibilidade num ciclo Rankine Reaquecimento operando em cargas parciais. Fonte HABIB 1995.	64
Figura 3.15 Ciclo Rankine em centrais nucleares.	65
Figura 3.16 Configuração do ciclo Rankine para baixas temperaturas	67

Figura 3.17 Ciclo rankine em fonte geotérmica.	68
Figura 3.18 Utilização do ciclo Rankine em ciclos de Refrigeração	69
Figura 4.1: a) turbina a gás de eixo único; b) eixo duplo.	72
Figura 4.2: Diagrama T-s do Ciclo Brayton.	73
Figura 4.3 Variação das eficiências de 1° e 2° Lei em função da razão de pressão	76
Figura 4.4 Trabalho no compressor e na turbina em função da razão de pressão	77
Figura 4.5 Trabalho líquido em função da razão de pressão	77
Figura 4.6 Irreversibilidade gerada em cada equipamento em função da razão de pressão.	78
Figura 4.7 Irreversibilidade total em função da razão de pressão	78
Figura 4.8 Eficiências de 1° e 2° Lei em função da máxima temperatura do ciclo	79
Figura 4.9 Trabalho do compressor e da turbina em função da máxima temperatura do ciclo	80
Figura 4.10 Trabalho líquido em função da máxima temperatura do ciclo	80
Figura 4.11 Irreversibilidade em cada equipamento em função da máxima temperatura do ciclo	81
Figura 4.12 Irreversibilidade total em função da máxima temperatura do ciclo	81
Figura 4.13 Eficiência de 2° Lei com diferentes temperaturas máximas em função da razão de pressão.	82
Figura 4.14 Evolução dos valores de temperatura máxima em turbinas a gás	83
Figura 4.15 Técnicas de resfriamento de palhetas	84

Figura 4.16: Ciclos: a) regenerativo; b) reaquecimento e c) intercooler.	87
Figura 4.17: Ciclo com injeção de vapor (STIG)	89
Figura 4.18 Evaporativo-Regenerativo (HAT)	90
Figura 4.19 Ciclo de Turbina a Gás com Recuperação Química.	91
Figura 4.20 Ciclo de Turbina a Gás com Gaseificador.	93
Figura 4.21: Diagrama temperatura-calor transferido (<i>pinch-point e approach</i>)	99
Figura 4.22 Sistema com caldeira de recuperação para um nível de pressão	100
Figura 4.23 :a) Potência da turbina vapor <i>versus</i> pressão de vapor b) para diferentes temperaturas do vapor.	102
Figura 4.24 Título do vapor <i>versus</i> pressão do vapor	103
Figura 4.25 Eficiência da Caldeira de recuperação <i>versus</i> pressão do vapor	103
Figura 4.26 Calor trocado no condensador <i>versus</i> pressão do vapor	104
Figura 4.27 Potência da turbina vapor <i>versus</i> temperatura do vapor	105
Figura 4.28 Título do vapor <i>versus</i> temperatura do vapor	105
Figura 4.29 Eficiência da caldeira <i>versus</i> temperatura do vapor	106
Figura 4.30 Potência da turbina a vapor <i>versus</i> pinch-point	106
Figura 4.31 Área superficial da caldeira <i>versus</i> pinch-point	107
Figura 4.32: a) potência ciclo combinado, b) potência turbina a gás, c) Área superficial da caldeira <i>versus</i> perda de pressão.	108
Figura 4.33 Sistema com caldeira de recuperação para dois níveis de pressão	109

Figura 4.34 Potência do sistema versus pressão de alta e baixa	110
Figura 4.35 Título do vapor versus pressão de alta	111
Figura 4.36 Potência na turbina a vapor <i>versus</i> temperatura do vapor	112
Figura 4.37 Potência na turbina vapor <i>versus</i> pinch point	112
Figura 4.38 Área superficial <i>versus</i> pinch point	113
Figura 4.39 Caldeira de recuperação para dois níveis de pressão	114
Figura 4.40 Potência da turbina a vapor versus pressão de alta e intermediária	115
Figura 4.41 Potência da turbina a vapor versus pressão de alta e intermediária	115
Figura 4.42 Potência da turbina a vapor versus pressão de alta e intermediária	115
Figura 4.43 Potência da turbina a vapor versus temperaturas nas seções de pressão de alta, intermediária e baixa.	116
Figura 4.44 Potência na turbina vapor <i>versus</i> pinch point	117
Figura 4.45 Área superficial <i>versus</i> pinch point	117
Figura 4.46 Potência do ciclo combinado <i>versus</i> temperatura de exaustão	118
Figura 4.47 Eficiência de 1° lei <i>versus</i> temperatura de exaustão	119
Figura 4.48 Trabalho na turbina vapor <i>versus</i> temperatura de exaustão (com e sem queima suplementar)	119
Figura 4.49 Eficiência relativa dos ciclos com a temperatura ambiente	120
Figura 4.50 Potência relativa dos ciclos com a temperatura ambiente	121

Figura 5.1 Eficiências de 2º Lei dos equipamentos – Planta 1	126
Figura 5.2 Irreversibilidade gerada nos equipamentos – Planta 1	126
Figura 5.3 Distribuição da irreversibilidade gerada entre os equipamentos – Planta 1	126
Figura 5.4 Eficiências de 2º Lei dos equipamentos – Planta 3	130
Figura 5.5 Irreversibilidade gerada nos equipamentos – Planta 3	131
Figura 5.6 Distribuição da irreversibilidade gerada entre os equipamentos – Planta 3	131
Figura 5.7 Preço do MWh gerado em função do preço do gás natural	140
Figura 5.8 Comparação do custo do MWh para a planta 1	143
Figura 5.9 Comparação do custo do MWh para a planta 3	143
Figura 6.1 Configuração para o sistema de ciclo combinado	151
Figura 6.2 Esquema do modelo GT11N2	153
Figura 6.3 Mapa ilustrativo de compressor – pontos de operação com gás natural e GAF.	155
Figura 6.4 Sistema de turbina a gás proposto	156
Figura 6.5 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 1 nível de pressão	158
Figura 6.6 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 2 níveis de pressão	160
Figura 6.7 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 3 níveis de pressão	162
Figura 6.8 Diagrama Temperatura – Calor Transferido para os três sistemas	166

Figura 6.9 Consumo de água do mar no condensador para as três configurações	167
Figura 6.10 Área Superficial das 3 caldeiras de recuperação	167
Figura 6.11 Eficiência de 1º Lei para as três configurações	168
Figura 6.12 Potência gerada pelos sistemas de geração de potência	169
Figura 6.13 Excedente de potência gerada pelos sistemas de geração de potência	170
Figura 6.14 Consumo de água no condensador pelos sistemas de geração de potência	170
Figura 6.15 Eficiência de 1º Lei dos sistemas de geração de potência	170
Figura 7.1 Eficiências Exergéticas - Sistema de gás	174
Figura 7.2 Irreversibilidade gerada no sistema de gás	174
Figura 7.3 Eficiência exergética – Caldeira de recuperação 1 nível de pressão	176
Figura 7.4 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação de um nível de pressão,(b) ciclo a vapor	176
Figura 7.5 Distribuição da Irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação de um nível de pressão; (b) ciclo a vapor	177
Figura 7.6 Eficiência exergética – Caldeira de recuperação dois níveis de pressão	179
Figura 7.7 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação com dois níveis de pressão; b) ciclo a vapor.	180
Figura 7.8 Distribuição da Irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação de dois níveis de pressão; (b) ciclo a vapor.	181
Figura 7.9 Eficiência exergética – Caldeira de recuperação três níveis de pressão	183

Figura 7.10 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação com três níveis de pressão; (b) ciclo a vapor.	184
Figura 7.11 Distribuição da Irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação de três níveis de pressão; (b) ciclo a vapor.	185
Figura 7.12 Eficiência Exergética da Caldeira de recuperação 1,2 e 3 níveis de pressão.	186
Figura 7.13 Eficiência Exergética do Ciclo a Vapor - 1,2 e 3 níveis de pressão	186
Figura 7.14 Eficiência Exergética do Ciclo Combinado – 1,2 e 3 níveis de pressão	187
Figura 7.15 Irreversibilidade total gerada nos ciclos combinados com 1, 2 e 3 níveis de pressão.	187
Figura 7.16 Distribuição dos Custos Exergéticos unitários do ciclo combinado com um nível de pressão – Teoria do Custo Exergético	190
Figura 7.17 Diagrama Funcional – Ciclo Combinado com 1 nível de pressão	192
Figura 7.18 Distribuição dos Custos Exergéticos unitários no Diagrama Funcional - um nível de pressão	193
Figura 7.19 Diagrama Funcional usando neguentropia– CC1P	195
Figura 7.20 Distribuição de custos exergéticos unitários no diagrama funcional usando neguentropia – CC1P	198
Figura 7.21 Comparação de custos exergéticos unitários pelas metodologias analisadas	199
Figura 7.22 Custo do MWh gerado em função do preço do gás natural - Teoria do Custo Exergético	202
Figura 7.23 Distribuição dos custos monetários unitários (total) do ciclo combinado com um único nível de pressão (TCE)	203

Figura 7.24 Preço do MWh gerado em função do preço do gás natural (AFN).	204
Figura 7.25 Comparação entre o custo monetário unitário total e o operacional da potência (a) turbina a gás. (b) turbina a vapor	206
Figura 7.26 Custo Monetário entre o sistema proposto e o atual: a) total; b) operacional.	208

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 Limites da Composição Molar do Gás de Alto Forno	08
Tabela 1.2 Composição do Gás de Coqueria (GCO)	10
Tabela 1.3 Potência, Consumo de Combustível e Vazão de Vapor	21
Tabela 1.4 Dados Termodinâmicos de projeto para as plantas 1 e 3	21
Tabela 2.1 Representação da Eficiência Energética para 4 equipamentos característicos	30
Tabela 3.1 Exemplos de plantas industriais	64
Tabela 3.2: Propriedades térmicas (água e HCFC-123)	67
Tabela 4.1 Evolução das Características das Turbinas a Gás	85
Tabela 4.2 Condições de simulação para o ciclo combinado com 1 nível de pressão	101
Tabela 4.3 Condições de simulação para o ciclo combinado com 2 níveis de pressão	109

Tabela 4.4 Condições de simulação para o ciclo combinado com 3 níveis de pressão	113
Tabela 5.1 Exergias Totais Planta 1 – Condições de Projeto e Operação	123
Tabela 5.2 Definição de produto e insumo para os componentes da planta 1	123
Tabela 5.3 Eficiências de Segunda Lei e Irreversibilidade Gerada na Planta 1	125
Tabela 5.4 Exergias Totais Planta 3 – Condições de Projeto e Operação	128
Tabela 5.5 Definição de produto e insumo para os componentes da planta 3	128
Tabela 5.6 Eficiências de Segunda Lei e Irreversibilidade Gerada na Planta 3	130
Tabela 5.7 Equações para o balanço de custo exergético - Planta 1	133
Tabela 5.8 Hipóteses para as relações adicionais na determinação do custo exergético Planta 1	134
Tabela 5.9 Custo exergético unitário e total - planta 1	136
Tabela 5.10 Equações para o balanço de custo exergético - Planta 3	137
Tabela 5.11 Hipóteses para as relações adicionais na determinação do custo exergético Planta 3	138
Tabela 5.12 Custo exergético unitário e total - planta 3	138
Tabela 5.13 Custo monetário unitário e total – planta 1 (somente combustíveis)	141
Tabela 5.14 Custo monetário unitário e total – planta 1 (combustíveis + equipamentos)	141
Tabela 5.15 Custo monetário unitário e total - planta 3 (somente combustíveis)	142

Tabela 5.16 Custo monetário unitário e total - planta 3 (combustíveis + equipamentos)	142
Tabela 5.17 Custo MWh gerado	143
Tabela 5.18 Índices Exergoeconômicos - Planta 1	145
Tabela 5.19 Índices Exergoeconômicos - Planta 3	146
Tabela 6.1 Produção, consumo e disponibilidade dos gases siderúrgicos.	150
Tabela 6.2 Características dos modelos utilizando gás natural e GAF	154
Tabela 6.3 Dados Termodinâmicos do Sistema de Turbina a Gás e Compressão de GAF	155
Tabela 6.4 Potência do Sistema de Turbina a Gás e Compressão de GAF	155
Tabela 6.5 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com um nível de pressão	159
Tabela 6.6 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com dois níveis de pressão	161
Tabela 6.7 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com três níveis de pressão	163
Tabela 6.8 Comparação entre os diferentes parâmetros dos três sistemas de caldeira de recuperação simulados	164
Tabela 7.1 Equações de balanço de exergia no sistema de turbina a gás.	173
Tabela 7.2 Eficiência Exergética e Irreversibilidade do Sistema de Gás	174
Tabela 7.3 Equações de balanço de exergia – caldeira de recuperação 1 nível de pressão.	175

Tabela 7.4 Eficiência Exergética e Irreversibilidade no ciclo a vapor (CCP1).	175
Tabela 7.5 Equações de balanço de exergia – caldeira de recuperação 2 níveis de pressão.	178
Tabela 7.6 Eficiência Exergética e Irreversibilidade na Caldeira de Recuperação (CC2P).	179
Tabela 7.7 Equações de balanço de exergia – sistema a vapor com caldeira de recuperação – 3 níveis de pressão.	182
Tabela 7.8 Eficiência Exergética e Irreversibilidade no sistema a vapor com caldeira de recuperação (3 níveis de pressão).	183
Tabela 7.9 Balanços de custos exergéticos para o ciclo combinado com 1 nível de pressão	188
Tabela 7.10 Relações adicionais na determinação do custo exergético – CC1P	189
Tabela 7.11 Custos Exergéticos Unitários para o ciclo combinado com 1 nível de pressão.	189
Tabela 7.12 Produtos e Insumos para o Diagrama Funcional CC1P.	191
Tabela 7.13 Equações de Balanço de Custos para o CC1P	192
Tabela 7.14 Equações Adicionais para o Diagrama Funcional usando neguentropia - CC1P	193
Tabela 7.15 Produtos e Insumos para o Diagrama Funcional CC1P.	195
Tabela 7.16 Equações de Balanço de Custos para o Diagrama Funcional com neguentropia CC1P	196
Tabela 7.17 Equações Adicionais para o Diagrama Funcional com neguentropia- CC1P	197
Tabela 7.18 Comparação entre custos exergéticos unitários na Análise Funcional com e sem uso de neguentropia.	198
Tabela 7.19 Custo exergético unitário das potências segundo as metodologias analisadas	199

Tabela 7.20 Custo exergetico unitário para os três sistemas considerados	200
Tabela 7.21 Custos Monetários Unitários para o ciclo combinado com um nível de pressão.	202
Tabela 7.22 Comparação entre custos monetários unitários na Análise Funcional com e sem uso de neguentropia (CCIP).	205
Tabela 7.23 Custo monetário unitário (US\$/Mwh) para os três sistemas analisados.	205
Tabela 7.24 Comparação do custo monetário entre o sistema proposto e o atual.	207
Tabela A.1 Dados de Projeto das Plantas 1 e 2.	224
Tabela A.2 Dados Termodinâmicos de Operação das Plantas 1 e 2	226
Tabela A.3 Dados Termodinâmicos de Projeto da Planta 3.	227
Tabela A.4 Dados Termodinâmicos de Operação da Planta 3.	228
Tabela A.5: Custos de Investimento dos Equipamentos (ano 2002)	230
Tabela A.6: Distribuição dos Custos Diretos – Capital e Custos de Operação.	231
Tabela A.7: Custos de Amortização para cada equipamento.	232
Tabela B.1 Composição molar média dos gases siderúrgicos.	233
Tabela B.2 Índices estequiométricos para o GAF e o GCO.	234
Tabela B.3 Valores de mol e do PCI para o GAF e o GCO	235
Tabela B.4 Exergias Standard para cada componente dos gases siderúrgicos.	237
Tabela B.5 Fração mássica de cada componente nos gases siderúrgicos.	237
Tabela B.6 Exergia, química, física e total dos gases siderúrgicos.	237
Tabela B.7 Custo dos Gases Siderúrgicos	238

Tabela C.1 Custo de Investimento da Turbina a Gás e sistema de compressão de GAF(ano/2002)	240
Tabela C.2 Custo de Investimento das Caldeiras de Recuperação (US\$)	241
Tabela C.3 Custo de Investimento da Turbina a Vapor	241
Tabela C.4 Custo de Investimento do Condensador	242
Tabela C.5 Custo de Investimento das Bombas	242
Tabela C.6 Custo de Investimento do Desaerador	243
Tabela C.7 Custo de Investimento Total de cada Configuração.	243
Tabela C.8: Custos de Amortização para cada equipamento (sistema de turbina a gás).	243
Tabela C.9: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 1 nível de pressão)	244
Tabela C.10: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 2 níveis de pressão)	244
Tabela C.11: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 3 níveis de pressão)	245

Nomenclatura

Letras Latinas

A	amortização	[US\$/ano]
c	custo monetário unitário	[US\$/kJ]
CI	custo de investimento	[US\$]
cp	custo monetário unitário (potência da turbina a gás)	
cv	custo monetário unitário (potência da turbina a vapor)	
e	exergia específica	[kJ/kg]
E	exergia	[kW]
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	entalpia	[kJ/kg]
I	irreversibilidade	[kW]
i	valor do investimento	[US\$]
j	taxa de juros	[%/ano]
k	custo exergético unitário	

kn	custo neguentrópico	
kp	custo exerético unitário (potência da turbina a gás)	
kv	custo exerético unitário (potência da turbina a vapor)	
m	massa	[kg]
n	neguentropia	[kJ/kgK]
N	período de amortização	[anos]
P	pressão	[bar]
Q	calor	[kW]
R	constante dos gases	[kJ/kg K]
s	entropia	[kJ/kgK]
T	temperatura	[°C]
u	energia interna	[kJ/kg]
v	volume específico	[m ³ /kg]
W	trabalho	[kW]
x	fração molar ou mássica	[%]
Z	custo amortizado	[US\$/s]

Letras Gregas

η	eficiência de 1º Lei
ϕ	eficiência de entradas e saídas

ϵ	eficiência racional exergética
δ	fração de irreversibilidade
Δc	diferença de custo
μ_0	potencial químico

Subíndice

bc	bomba de condensado
bip	bomba de pressão intermediária
car	compressor de ar
cgaf	compressor de GAF
ch	química
e	entrada
f	combustível
fis	física
fw	bomba de alimentação
gás	gás de escape
L	líquido
m	mecânica
o	ambiente de referência
p	produto

r	diferença de custo relativa
s	saída
T	térmica
t	turbina
TG	turbina a gás
TV	turbina a vapor
TVHP	turbina a vapor – estágio de alta pressão
TVIP	turbina a vapor – estágio de pressão intermediária
TVLP	turbina a vapor – estágio de baixa pressão
vc	volume de controle
Sobre escrito	
o	standard

Abreviaturas

AF	Análise Funcional
AF1	Alto forno 1
AF2	Alto forno 2
AFN	Análise Funcional com uso de neguentropia
CDQ	coke dry quench (unidade de apagamento de coque)

CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico	
CST	Companhia Siderúrgica de Tubarão	
DE	Departamento de Energia	
DESA	desaerador	
ECOHP	economizador de alta pressão	
ECOIP	economizador de pressão intermediária	
ECOLP	economizador de baixa pressão	
EVHP	evaporador de alta pressão	
EVIP	evaporador de pressão intermediária	
EVL	evaporador de baixa pressão	
GAF	gás de alto forno	
GCO	gás de coqueria	
HRSG	Heat Recovery Steam Generator	
P1	planta número 1 (CST)	
P3	planta número 3 (CST)	
PCI	poder calorífico inferior	kJ/kg
SHHP	superaquecedor de alta pressão	
SHIP	superaquecedor de pressão intermediária	
SHLP	superaquecedor de baixa pressão	
TCE	Teoria do Custo Exergético	

MODESTO, M., *Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise Termoeconômica*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Tese de Doutorado, 2004, 248p.,.

Este trabalho tem como objetivo analisar o sistema de geração de potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão e formular uma proposta de repotenciamento, utilizando metodologias de análise termoeconômica. A análise inicial é feita no atual sistema de geração composto por três plantas montadas numa configuração de Ciclo Rankine Regenerativo, supridas por gases siderúrgicos residuais do processo de fabricação do aço. A análise termoeconômica, utilizando a Teoria do Custo Exergético, determina o custo exergético e monetário da produção de potência e de cada fluxo energético. Comparam-se estes custos em condições de projeto e de operação do sistema. A proposta de repotenciamento para este sistema é baseada no ciclo combinado. Considerando-se a disponibilidade de gases para geração e a demanda de energia para a usina siderúrgica são formuladas três propostas de ciclos combinados com caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão de geração de vapor, realizando-se uma análise dos diferentes parâmetros que influenciam no desempenho destas. As propostas de ciclo combinado são avaliadas através da Teoria do Custo Exergético e da Análise Funcional Termoeconômica determinando-se os custos exergético e monetário de produção de potência, sendo comparadas entre si e em relação ao sistema atual.

Palavras-Chave: análise termoeconômica, repotenciamento, geração de energia, indústria siderúrgica.

MODESTO, M., Repowering in Power Generating System in Steel Mills Using Thermo-economic Analysis, Campinas, Faculty of Mechanical Engineering, State University of Campinas, 2004, 248p., Doctorate Thesis

This study has the objective to analyze the power generation system of the Companhia Siderúrgica de Tubarão and to formulate a repowering proposal using the thermo-economic analysis methodologies. In the first, the analysis is made in the current power generation system composed by three plants using the Regenerative Rankine cycle configuration fueled by blast furnace gas (BFG) and coke oven gas (COG), residual gases from steel production process. The thermo-economic analysis, using the Theory Exergetic Cost, determines the exergetic and monetary cost of power production and each energetic flux. These costs are compared in project and operation conditions. The repowering proposal to this system is based in combined cycle. Considering the availability of the BFG and COG and the energy demand of the steel mill are formulated three configurations of the combined cycles with HRSG (Heat Recovery Steam Generators) using one, two and three steam pressure levels. The proposals are available by Theory Exergetic Cost and Thermo-economic Functional Analysis determining the exergetic and monetary cost and comparing the repowering proposal and the current cycle.

Keywords: Thermo-economic Analysis, Repowering, Power Generating, Steel Mills

Introdução

Na atual conjuntura econômica brasileira, um dos principais desafios a serem superados pelo país é resolver a questão energética. A energia elétrica necessária para sustentar o desenvolvimento dos próximos anos passa atualmente por um momento delicado e talvez até crítico. A diminuição dos investimentos governamentais na produção de energia elétrica, com o atraso ou cancelamento da construção de novas usinas hidrelétricas nos últimos anos fez com que o país passasse a correr um sério risco de desabastecimento e blecautes. Além da diminuição dos investimentos, esbarra-se no problema da saturação do potencial hidráulico, tendo atingido o limite de geração na região sudeste, principal região consumidora, e o fato de ser inviável a produção de energia na região norte pelo alto custo das linhas de transmissão.

Para aumentar a oferta de energia elétrica disponível, outras alternativas de geração tem sido pesquisadas no mundo todo. Energia eólica, solar, unidades de cogeração, gaseificação de biomassa, reaproveitamento de resíduos industriais entre outros, são possibilidades de se produzir energia elétrica para a ampliação da matriz energética brasileira. Do lado da diminuição do consumo, as alternativas são a modernização e/ou substituição de equipamentos, otimização da operação de sistemas de energia na indústria e desenvolvimento da conscientização da importância do uso racional da energia.

A siderurgia enquadra-se no chamado setor energointensivo, devido ao uso intenso de

energia elétrica e térmica nas várias etapas do processo de produção de aço. A Companhia Siderúrgica de Tubarão (CST) é uma usina siderúrgica integrada, ou seja, ela produz e consome todos os insumos utilizados na produção do aço. Durante a década de 90 do século passado a CST investiu pesadamente em tecnologia de produção de aço, para diminuir os custos de produção e aumentar a sua competitividade. Um dos grandes diferenciais desta siderúrgica é o fato de possuir seu próprio parque gerador instalado dentro de sua usina. A CST é auto-suficiente em energia elétrica e ainda consegue disponibilizar um excedente para a venda. O uso de gases siderúrgicos (Gás de Alto Forno(GAF) e Gás de Coqueria(GCO)) possibilita a geração de toda a energia elétrica necessária à produção de aço, deixando a CST isenta de problemas relacionados ao racionamento de energia no ano de 2001. Esta independência em relação ao fornecimento de energia favorece a diminuição dos custos de produção, possibilitando um crescimento planejado sem interferências externas.

Este trabalho tem como objetivo inicial a avaliação deste sistema de geração de potência da CST através de metodologias de Análise Termoeconômica e a determinação dos custos de geração de potência. Numa segunda etapa, a proposição de um repotenciamento através de tecnologia de ciclos combinados, de modo a aumentar a geração de energia, a eficiência e a diminuição do custo de produção da potência.

No capítulo 1 são apresentadas as características do sistema a ser estudado. A visão geral do processo de produção de aço e da Companhia Siderúrgica de Tubarão, a descrição do sistema de potência, a coleta de dados termodinâmicos, o consumo de combustível e a geração de potência.

O capítulo 2 traz uma revisão geral dos métodos de análise exérgica e termoeconômica, descrevendo-se estas metodologias que serão utilizadas na avaliação do atual sistema de geração da CST e também no sistema proposto para o repotenciamento.

O capítulo 3 mostrará de maneira geral, os principais parâmetros estudados no ciclo Rankine, além de exemplos de aplicações deste em outros tipos de sistemas de geração. Este tipo

de ciclo é o atualmente utilizado no sistema de geração de potência na CST.

No capítulo 4 é feita uma introdução ao ciclo combinado. Uma descrição geral do funcionamento de turbinas a gás, seus diferentes ciclos e breve análise dos parâmetros principais no desempenho destes equipamentos é apresentada. Estendendo o estudo a ciclos combinados propriamente ditos, incluem-se a análise dos principais parâmetros de caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão.

No capítulo 5, as análises exergetica e termoeconômica das plantas que compõem o atual sistema de geração de potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão são apresentadas. Inicialmente executa-se o diagnóstico exergetico, determinando-se a irreversibilidade gerada e a eficiência exergetica, em cada componente das plantas. Após o qual é feita a análise de custo exergeticos, determinando o valor do custo exergetico unitário e total de cada corrente de energético do sistema, assim como o custo da potência elétrica produzida e do vapor para processo. Numa última etapa é feita a avaliação dos custos monetários, considerando os custos de investimento, manutenção e operação de cada sistema.

Nos capítulos 6 e 7 são apresentadas: a proposta para o repotenciamento do sistema de geração da Companhia Siderúrgica de Tubarão, a as análises exergetica e termoeconômica, respectivamente.

Capítulo 1

Estudo de Caso: Planta de Potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão

A Companhia Siderúrgica de Tubarão é uma siderúrgica integrada, ou seja, ela produz e consome todos os insumos utilizados na produção do aço. Neste capítulo inicial são abordados os principais processos da produção de aço, os combustíveis siderúrgicos utilizados no sistema de geração de potência e uma descrição do mesmo.

1.1. Produção de Aço

A palavra siderurgia é de origem grega, tendo o significado de “trabalho com ferro”. A siderurgia é um ramo da engenharia metalúrgica que se dedica à obtenção de produtos de ferro e suas ligas, a partir de minérios (como fontes primárias) e/ou sucatas de ferro e suas ligas (como fontes secundárias).

As usinas siderúrgicas integradas têm ganhado uma nova importância dentro do contexto econômico dos países em desenvolvimento. A Fig 1.1 mostra um fluxograma dos processos siderúrgicos de uma usina integrada, apresentando de uma forma sistêmica as principais fases do processamento dos produtos siderúrgicos a partir das matérias primas básicas: minério de ferro,

carvão mineral , fundentes e outros insumos. A ordem de processamento das matérias-primas segue as seguintes etapas:

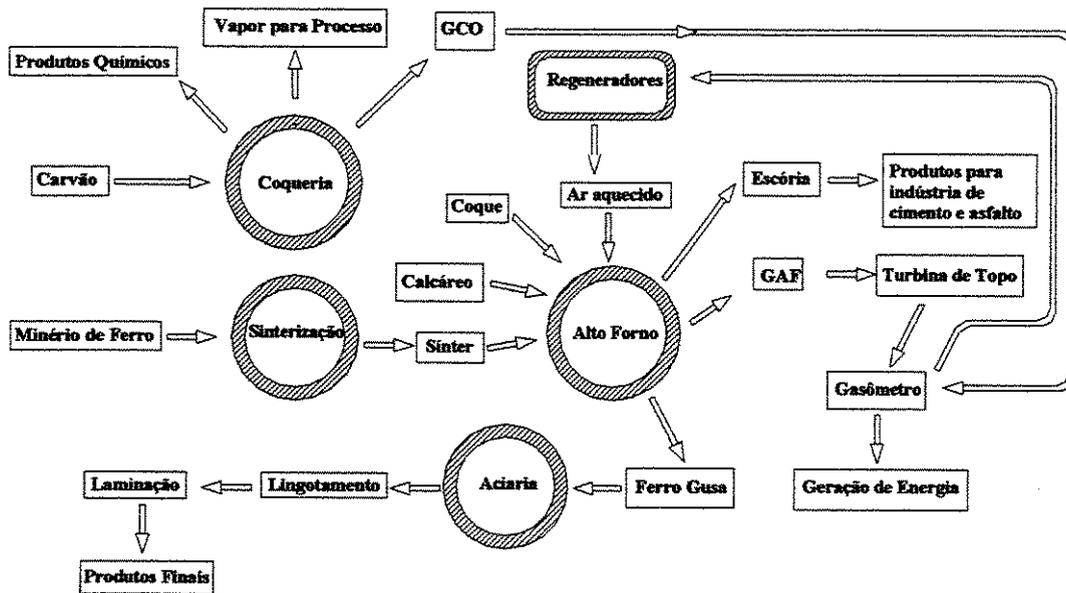


Figura 1.1 Fluxograma Básico dos Processos Siderúrgicos em uma Usina Integrada.

Sinterização: processo de aglomeração das partículas de minério de ferro em que 40% da granulometria é inferior a 0,15 mm. O processo é feito em uma máquina de esteira rolante onde se deposita o minério de ferro e finos de coque ou carvão, formando camadas de 700 mm de altura por 2000 mm de largura, a qual é aquecida por uma frente de combustão que percorre a superfície até o fundo da camada ocasionando uma ligação incipiente que produzirá a colagem entre as partículas de minério de ferro, resultando no sinter.

Coqueificação: uma mistura de carvões é enviada à Coqueria onde a mesma sofrerá o processo de coqueificação resultando no “coque”. Como subprodutos tem-se substâncias carboquímicas que são purificadas e vendidas (o que possibilita a diminuição do custo do carvão) e o gás de coqueria (GCO) que é utilizado como combustível complementar em outras unidades na usina. O coque metalúrgico é o produto de destilação de carvão mineral a temperatura de

aproximadamente 1000°C. A coqueificação é feita numa bateria contendo retortas e com aquecimento entre elas; o carvão elimina materiais voláteis, passa por uma fase plástica e torna a se solidificar numa nova estrutura. Após sair do forno, o coque é descarregado da retorta e resfriado bruscamente (extinção) com água (via úmida) ou nitrogênio (apagamento a seco), neste processo de apagamento o calor liberado pelo coque é utilizado para geração de vapor, sendo este utilizado em outros fornos da usina. A produção de coque metalúrgico gera importantes subprodutos que são os diferentes hidrocarbonetos (matérias voláteis) derivados da destilação de carvão.

Redução do minério de ferro: O processo de redução do minério de ferro é realizado no equipamento denominado Alto Forno. O Alto Forno é um reator cilíndrico vertical que trabalha a contra-corrente, ou seja, a carga a ser reduzida carbotermicamente entra pelo topo do mesmo e os gases redutores sobem da base para o topo do alto forno. Tais fornos possuem dimensões da ordem de 10 a 14 m de diâmetro por 60 a 70m de altura. Esse equipamento necessita de alguns equipamentos auxiliares, tais como regeneradores, de 3 a 4 por alto-forno, com o objetivo de recuperar o calor presente nos gases que saem do topo do alto-forno, aquecendo o ar que vai ser injetado no mesmo: turbo-soprador, que é uma turbina multi-estágio capaz de alta vazão; sistema de limpeza de gases, muito importante para evitar o entupimento das tubulações devido à quantidade elevada de material particulado nos gases que saem.

O alto forno recebe sinter de minério de ferro, coque e ar aquecido, produzindo o gusa (mistura líquida que contém essencialmente ferro e carbono em solução a uma temperatura de 1500°C: escória (sistema oxidado que contém as impurezas (ganga) do minério de ferro) e o GAF (gás que sai pelo topo do alto forno).

O alto forno é o equipamento clássico no processo de redução de minério de ferro, constituindo-se no processo mais usado nas usinas siderúrgicas integradas no mundo. Atualmente existem outros processos emergentes que visam substituí-lo, como os processos Midrex, Corex, processos de auto-redução entre outros. Uma descrição destes processos pode ser encontrada em Mourão (2003).

Aciaria: é o setor da usina siderúrgica onde o gusa é refinado, obtendo-se o aço. O processo mais usado atualmente é o chamado processo L.D., no qual o gusa é oxidado, de maneira controlada por um fluxo de oxigênio lançado diretamente à superfície do banho através de uma lança, onde o fluxo de oxigênio atinge velocidade supersônica.

Após a transformação do ferro gusa em aço, este passa ainda por tratamento de refino secundário, onde são acrescentados diferentes materiais, como manganês, vanádio e nióbio que resultam em diferentes ligas de aços que podem ser utilizadas em diversas aplicações. Após o refino secundário o aço passa por um processo de lingotamento, onde é solidificado na forma de lingotes para que em processos posteriores de conformação mecânica (laminação, forjamento, dobramento) seja transformado em placas, chapa grossa e fina, tarugos, tubos, perfis, entre outras formas.

Todos esses processos envolvem consumo intensivo de energia de diferentes formas:

Elétrica: no acionamento de motores elétricos que movimentam correias transportadoras, pontes rolantes, cilindros de laminação entre outros equipamentos.

Térmica: no aquecimento de fornos de laminação, aquecimento do carvão nas baterias de coque, pré-aquecimento do ar de entrada no alto forno, etc.

O aproveitamento do calor residual de forma racional é fundamental para um bom funcionamento do processo de fabricação para a diminuição dos custos de produção do aço.

1.1.1 Combustíveis siderúrgicos

a) Gás de Alto Forno (GAF)

É um subproduto da fabricação de gusa. O gás de alto forno apresenta um interesse particular para a siderurgia pois, seja só, seja enriquecido (mistura com gás de coqueria, etc, gás misto) ele alimenta diversos equipamentos.

Sua composição varia com a natureza da carga e com a *marcha* do alto forno, Tabela 1.1. Seu poder calorífico depende quase que exclusivamente do teor em CO, que constitui o principal gás combustível presente na sua composição.

Tabela 1.1 Limites da Composição Molar do Gás de Alto Forno

Componente	Limites da composição
CO ₂	7 a 20%
CO	23 a 33%
H ₂	1,5 a 6%
N ₂	49 a 59%

Fonte: Machado e Oliveira (1986)

A grande quantidade de nitrogênio no GAF coloca-o na categoria dos chamados “gases pobres”. O poder calorífico inferior situa-se entre 2195 a 3073 kJ/kg.

A produção específica de GAF é da ordem de 1120 a 1600 kg/tonelada de gusa. Os altos fornos que consomem minério cuidadosamente preparado possuem “mises ou mills” de coque bastante baixo (≤ 500 kg/ ton de gusa) e produzem então um gás cujo PCI pode chegar perto de 2050 kJ/kg. A prática de injeções de hidrocarbonetos e do enriquecimento do ar soprado para o alto forno tem a tendência de aumentar o poder calorífico. A injeção de oxigênio reduz o teor de nitrogênio do gás e a injeção de hidrocarbonetos faz aumentar o teor de H₂. Sem a injeção de hidrocarbonetos a porcentagem de H₂ é da ordem de 1,5%.

A presença de metano no GAF foi durante muito tempo controversa. Determinações cuidadosas (efetuadas com aparelho Orsat, espectrometria de massa e cromatografia) mostram que o GAF não contém metano em quantidade que estes métodos de medição possam revelar; de certo o gás carbônico atribuído à combustão do metano era de fato óxido de carbono não eliminado pelas absorções (Orsat) anteriores. Isto para o gás de alto forno a coque. No GAF a carvão vegetal, a análise Orsat indica um teor de CH₄ de cerca de 1,0% que pode ser atribuído às matérias voláteis do carvão, Machado e Oliveira (1986)

Devido ao baixo PCI torna-se oneroso o transporte e a estocagem do GAF, que por isso

geralmente é consumido a pequenas distâncias do alto forno. Seu transporte requer dutos de grandes diâmetros, portanto custosos.

A estocagem, às vezes, em gasômetros tem como objetivo disponibilizar uma reserva de poucos minutos, regularizar a pressão na rede ou compensar as variações do volume de gás produzido-consumido e, dar tempo para que se tomem medidas necessárias, como por exemplo, a inserção de outro combustível para consumo.

É um combustível largamente utilizado na usina siderúrgica integrada. Citam-se o emprego nos cowpers, fornos de ignição da sinterização, nos fornos de reaquecimento, nas caldeiras, nas baterias de coqueria, em usos diversos como nos aquecimentos e secagens habituais de painéis, bicas de corrida etc.

A baixa temperatura adiabática de chama do GAF, cerca de 1400°C, pode ser melhorada pelos seguintes meios:

- Pré-aquecimento do ar de combustão, do gás, ou melhor, dos dois reagentes;
- Enriquecimento do GAF por outro combustível mais rico;
- Enriquecimento do ar de combustão por oxigênio.

A poeira presente no gás bruto está na ordem de g/Nm^3 . Antes de sua valorização como combustível, o gás bruto é despoeirado em dois estágios:

- Despoeiramento primário (a seco);
- Despoeiramento secundário (geralmente por via úmida);

O gás depurado contém pequena quantidade de poeira:

15-20 mg/Nm^3 após a depuração por Theisane;

5-12 mg/Nm³ após a depuração por sacos filtrantes;

0-10 após a depuração por eletrostática;

1-5 após lavador de gases.

Fonte: Machado e Oliveira (1986)

b) Gás de Coqueria (GCO)

O gás de coqueria é um subproduto da fabricação do coque metalúrgico, obtido a partir da destilação de hulhas adequadas ao abrigo do ar.

Em siderurgia o GCO tem uma importância particular, devido à quantidade produzida. Para uma tonelada de carvão tratado, uma coqueria produz em média: 780 kg de coque, 150 kg de gás, 32 kg de alcatrão, 10 kg de benzol e 3 kg de benzol.

Do ponto de vista energético, a quantidade de gás produzido representa cerca de 20% do conteúdo calorífico dos produtos que saem da coqueria, Tabela 1.2.

Tabela 1.2 Composição do Gás de Coqueria (GCO)

Componente	Porcentagem (%)
H ₂	56
CH ₄	28
CO	7
C ₂ H ₆	1
C ₂ H ₄	2
CO ₂	2
N ₂	4

Fonte: Machado e Oliveira (1986)

O gás de coqueria é utilizado nos próprios fornos de coque. O consumo térmico das baterias de fornos de coque é grande. São necessárias 600 ton/h de coque para carbonizar 1 ton de carvão, enquanto que esta carbonização fornece 1300 ton/h sob a forma de gás. Este consumo é da ordem de 45% do gás produzido e pode ser fornecido integralmente pelo GCO, o que deixa 55% do gás

disponível para outros usos. No caso de fornos de coque que podem ser aquecidos com GAF ou com GAF enriquecido com GCO, aumenta-se a disponibilidade de GCO para outros fins, Machado e Oliveira (1986)

- Enriquecimento do GAF para resultar num gás misto utilizável na maioria dos fornos de reaquecimento de tratamento térmico;
- Aquecimento rápido por radiação utilizada nos fornos de reaquecimento e na indústria de vidro;
- Aquecimento localizado permitindo efetuar uma tempera superficial.

Usos químicos: A utilização na indústria química é orientada para a produção de amônia (a partir do hidrogênio do gás – constituinte de maior porcentagem), de acetileno (a partir do metano – o metano é transformado em acetileno, vapor de água ou hidrogênio) e de vários derivados do etileno.

1.2 Companhia Siderúrgica de Tubarão (CST)

A CST foi constituída em junho de 1976, como uma "joint-venture" de controle estatal, com a participação minoritária dos grupos Kawasaki, do Japão, e Ilva da Itália, tendo iniciado suas operações em novembro de 1983. Em julho de 1992, a empresa foi privatizada, tendo o seu controle sido adquirido pelos grupos Bozano-Simonsen, Unibanco e pela Companhia Vale do Rio Doce. Em junho de 1996, Bozano-Simonsen e Unibanco venderam suas participações acionárias para a Acesita - Aços Especiais Itabira e para um grupo de empresas japonesas que, juntamente com a CVRD e a Califórnia Steel Industries - CSI (EUA), passaram a formar o novo bloco de controle da companhia. Em maio de 1998, a Usinor, atual Arcelor (resultante da fusão da

francesa Usinor, da belga Arbed e da espanhola Aceralia) passou a compor também o quadro de acionistas controladores da companhia com a aquisição de parte da participação da Acesita.¹

O controle acionário da CST atualmente é compartilhado por Acesita/Arcelor (via Aços Planos do Sul), Companhia Vale do Rio Doce e Kawasaki Steel Corporation (liderando um grupo de acionistas japoneses), com 43,9%, 22,5% e 22,5%, respectivamente, das ações ordinárias².

No ano de 2002 a CST já tinha alcançado uma produção acumulada de mais de 62 milhões de toneladas de aço, sendo destes 4,65 milhões somente no ano de 2002. A empresa é líder mundial no mercado de placas de aço respondendo por cerca de 20% do volume global comercializado. É uma das maiores com faturamento anual da ordem de US\$ 983,5 milhões, sendo o segundo produtor brasileiro de aço bruto com uma participação de 17% na produção nacional de aço bruto e a 7º maior exportadora do Brasil com vendas de US\$ 829 milhões no ano de 2002.

Até o ano de 2002 a CST produzia essencialmente produtos semi-acabados de aços que eram destinados à exportação para siderúrgicas européias e americanas, onde esses produtos eram manufaturados de forma a serem usados na fabricação de chapas para automóveis, geladeiras, fogões etc. A entrada em funcionamento de um Laminador de Tiras a Quente (LTQ) permitiu a CST a produção de bobinas de aço, aumentando o valor agregado de seus produtos e permitindo atender o mercado interno, Soares (2003).

Desde o início de sua operação a CST possui seu próprio parque gerador de energia através do aproveitamento dos gases remanescentes do processo de produção de ferro-gusa, coque e aço.

¹<http://www.cst.com.br/index.html> - 27/08/2003 - 17:56 hs

² <http://www.vegadosul.com.br/empresa/acionistas.htm> - 27/08/2003 - 18:34hs

Sua central de utilidades cobre todas as necessidades da usina em relação a energia elétrica, vapor, oxigênio, entre outros produtos necessários à fabricação do aço.

1.3. Uso da Energia na CST

A figura 1.2 mostra de maneira simplificada o uso da energia na CST. Duas grandes unidades produtoras de combustíveis, como subprodutos, são a Planta de Coque (Coqueria) e o Alto Forno.

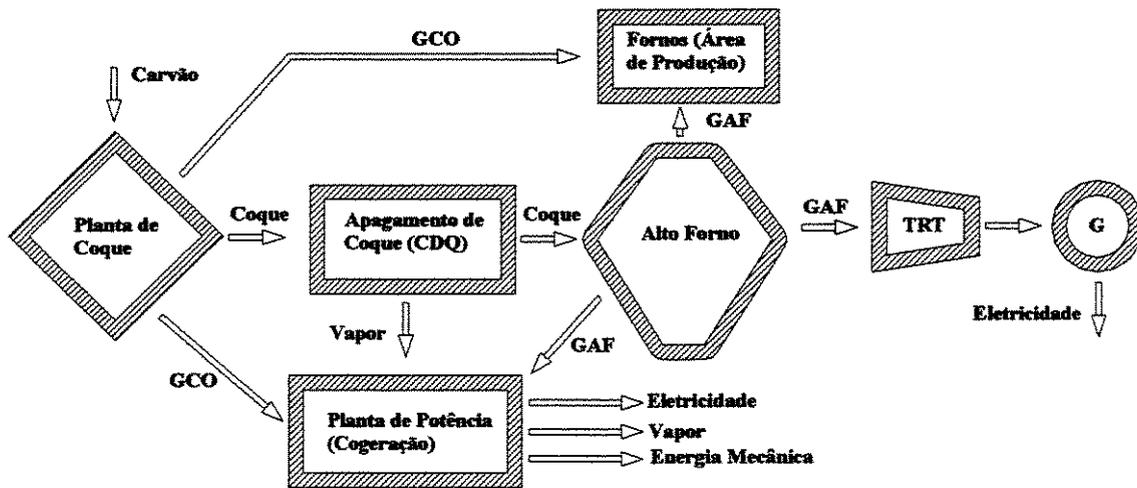


Figura 1.2 Uso da energia na CST.

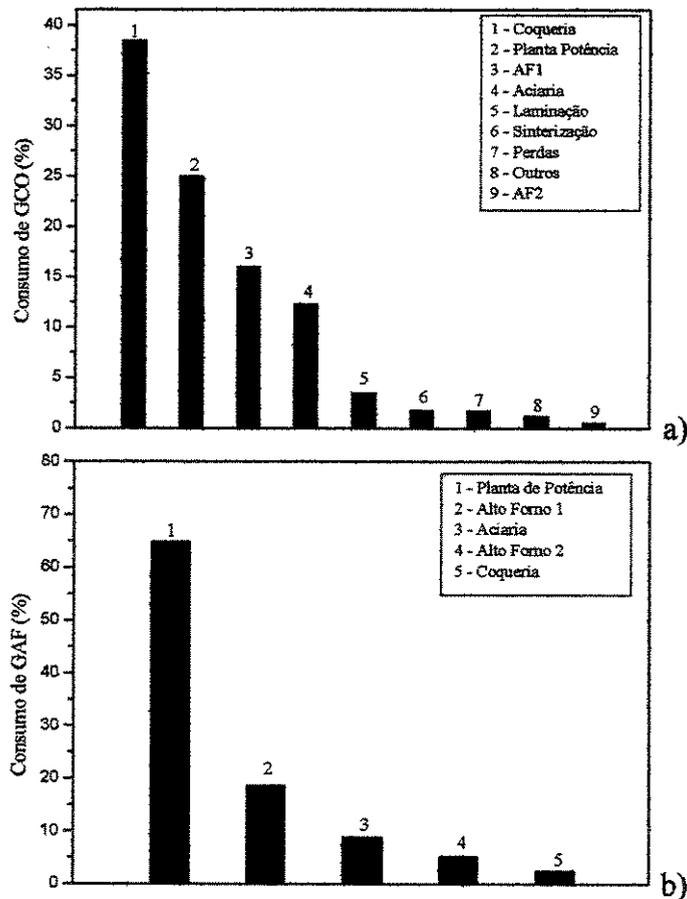
A coqueria consome carvão e produz o gás GCO, que é consumido em diversas unidades de processamento, na própria coqueria e na geração de energia na planta de potência. Na unidade de apagamento de coque (CDQ) disponibiliza-se vapor para outras unidades da usina inclusive para a planta de potência.

O alto forno recebe o coque, minério de ferro, calcário e o ar soprado, produzindo o ferro gusa e disponibilizando o gás GAF. Este é expandido numa turbina de topo (TRT), consumido em algumas unidades de produção e o restante é usado como combustível na planta de potência.

O uso prioritário dos gases combustíveis entre as unidades que compõem a usina sempre privilegia o uso do GCO e do GAF para unidades como a coqueria, sinterização, fornos de

aquecimento entre outros, permanecendo a planta de potência como último consumidor a receber os gases.

As Fig. 1.3 a,b e c mostram uma distribuição dos gases GCO e GAF e do vapor entre as principais unidades consumidoras na CST; esta distribuição é referente ao ano de 2001, ABM(2002). O gás GCO é usado em várias unidades e devido ao alto valor de seu poder calorífico é considerado nobre e atende várias unidades, porém seu uso principal é na coqueria, seguido da planta de potência e o alto forno 1. O gás GAF tem poder calorífico baixo e é usado primordialmente na planta de potência, nos altos-fornos e na aciaria e em pequena quantidade na coqueria. O consumo de vapor principal é na coqueria, seguido da planta de potência e em pequenas quantidades nos altos-fornos.



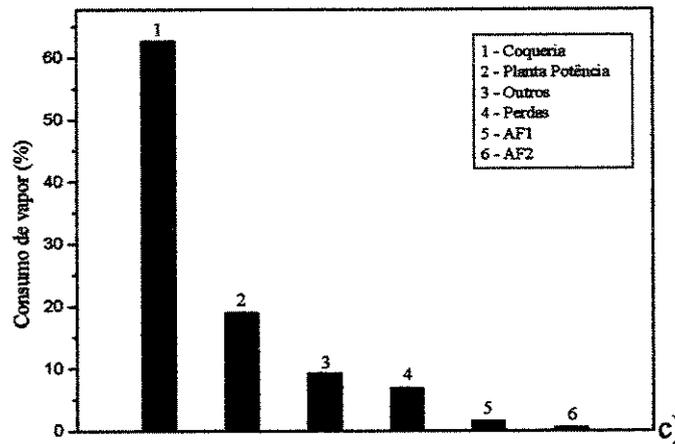


Figura 1.3 Consumo de (a) GCO (b) GAF e (c) Vapor entre as unidades da CST

1.4 Descrição do Sistema de Potência

A Fig 1.4 mostra de maneira simplificada a planta de geração de potência da CST. A planta consiste de três conjuntos caldeira-turbina a vapor.

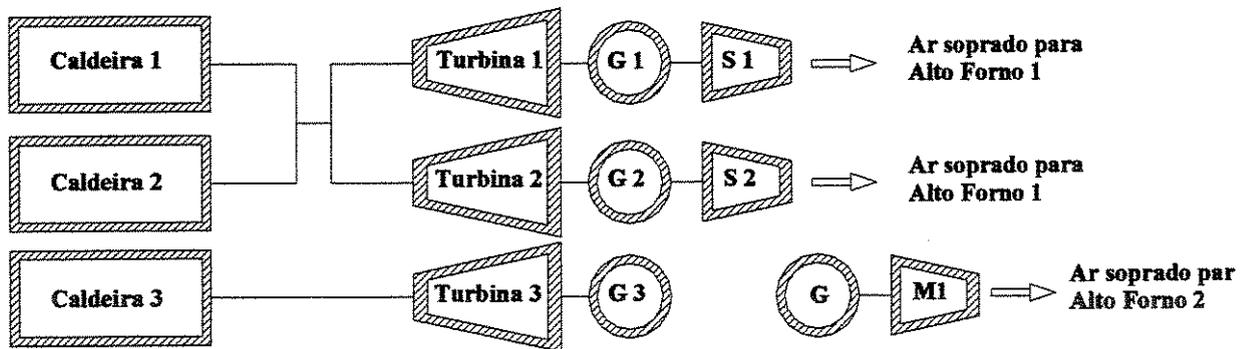


Figura 1.4 Esboço simplificado da planta de geração de potência na CST

Os dois primeiros conjuntos foram instalados em 1981, chamados de plantas 1 e 2 e consistem de caldeiras CBC/MITSUBISHI – Tipo VU- 50, com capacidade nominal de geração de vapor de 263 ton/h a uma pressão de 87 bar e temperatura de 510°C e turbina de condensação MITSUBISHI com 12 estágios e 4 extrações, operando a pressão e temperatura de vapor na entrada de 84,3 bar e 510°C, respectivamente. Cada turbina aciona um gerador elétrico, fornecendo uma potência elétrica nominal de 36 MW e também um soprador de ar, que fornece

ar atmosférico sob pressão a um dos dois altos-fornos da usina, este soprador possui uma potência nominal de 30 MW, totalizando uma potência nominal de 66 MW na turbina. Normalmente apenas um dos sopradores dos conjuntos opera, sendo que o soprador restante fica como reserva. O vapor expandido na turbina é resfriado num condensador que utiliza água do mar. Após a sua condensação, a água líquida é pré-aquecida em trocadores de calor que funcionam com o vapor superaquecido, proveniente das extrações da turbina, antes de retornar a caldeira, configurando um ciclo Rankine regenerativo. O sistema ainda possui bombas de condensado, de alimentação e para a água de resfriamento. Um *layout* do projeto desta planta é mostrado na Fig 1.5.

O segundo conjunto caldeira-turbina a vapor, instalado em 1998, é denominado de planta 3, consiste numa caldeira MITSUBISHI-MB-EB, com capacidade nominal de geração de vapor de 241 ton/h a uma pressão de 100 bar e temperatura de 540°C; uma turbina de condensação MITSUBISHI com 14 estágios e 5 extrações, operando a pressão e temperatura de vapor na entrada de 99 bar e 540°C, respectivamente. Esta turbina aciona unicamente um gerador elétrico com potência nominal de 69,7 MW. Esta máquina também opera num ciclo Rankine regenerativo como as plantas anteriores. Um *layout* do projeto da planta 3 é mostrado na Fig 1.6.

Além da produção de energia elétrica e o suprimento de ar soprado para os alto-fornos, o projeto inclui um fornecimento de vapor para processo a uma taxa de 10 ton/h, para cada planta.

Os combustíveis queimados nas caldeiras são o GAF e o GCO citados anteriormente.

O *layout* atual das plantas de potência sofreu algumas alterações em relação ao projeto original. As principais alterações na planta atual em relação ao projeto original são:

- Nas plantas 1 e 2, o último trocador de calor que pré-aquece a água de alimentação trabalha com vapor superaquecido originado de uma fonte externa à unidade de geração, eliminando assim a necessidade de uma das extrações da turbina, aumentando a potência gerada.
- na planta 3 as principais mudanças são: aumento da vazão de vapor da caldeira, diminuição

e/ou eliminação do uso das extrações que provêm vapor para os dois últimos trocadores de calor, aumentando a potência produzida na turbina, porém aumentando o consumo de combustível.

As plantas 1 e 2 possuem características idênticas. Assim as análises feitas nestes sistemas nas condições citadas foram feitas somente nas plantas 1 e 3. A Fig 1.7 mostra um esboço do *layout* atual das plantas 1 e 2 . A Tabela 1.3 mostra uma comparação entre as condições de projeto e de operação atual para o consumo de combustível, produção de potência e vazão de vapor nas plantas 1 e 3. A Tabela 1.4 mostra alguns dados termodinâmicos das plantas 1 e 3. Os dados completos das duas plantas são apresentados no anexo A. Os dados termodinâmicos chamados de dados de operação referem-se a valores significativos coletados num dia normal de operação na planta de utilidades da CST.

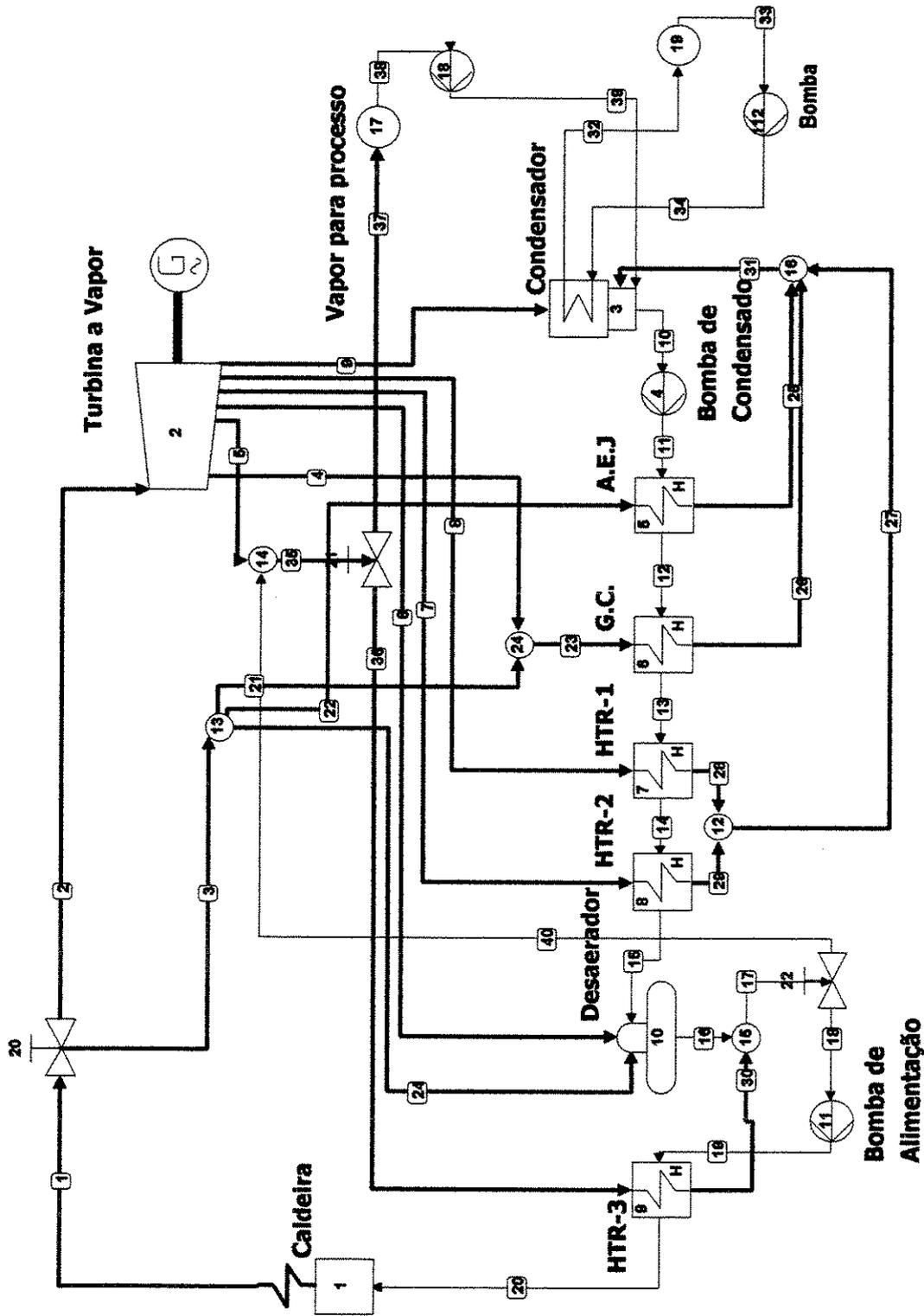


Figura 1.5 Layout de Projeto Planta 1 e 2.

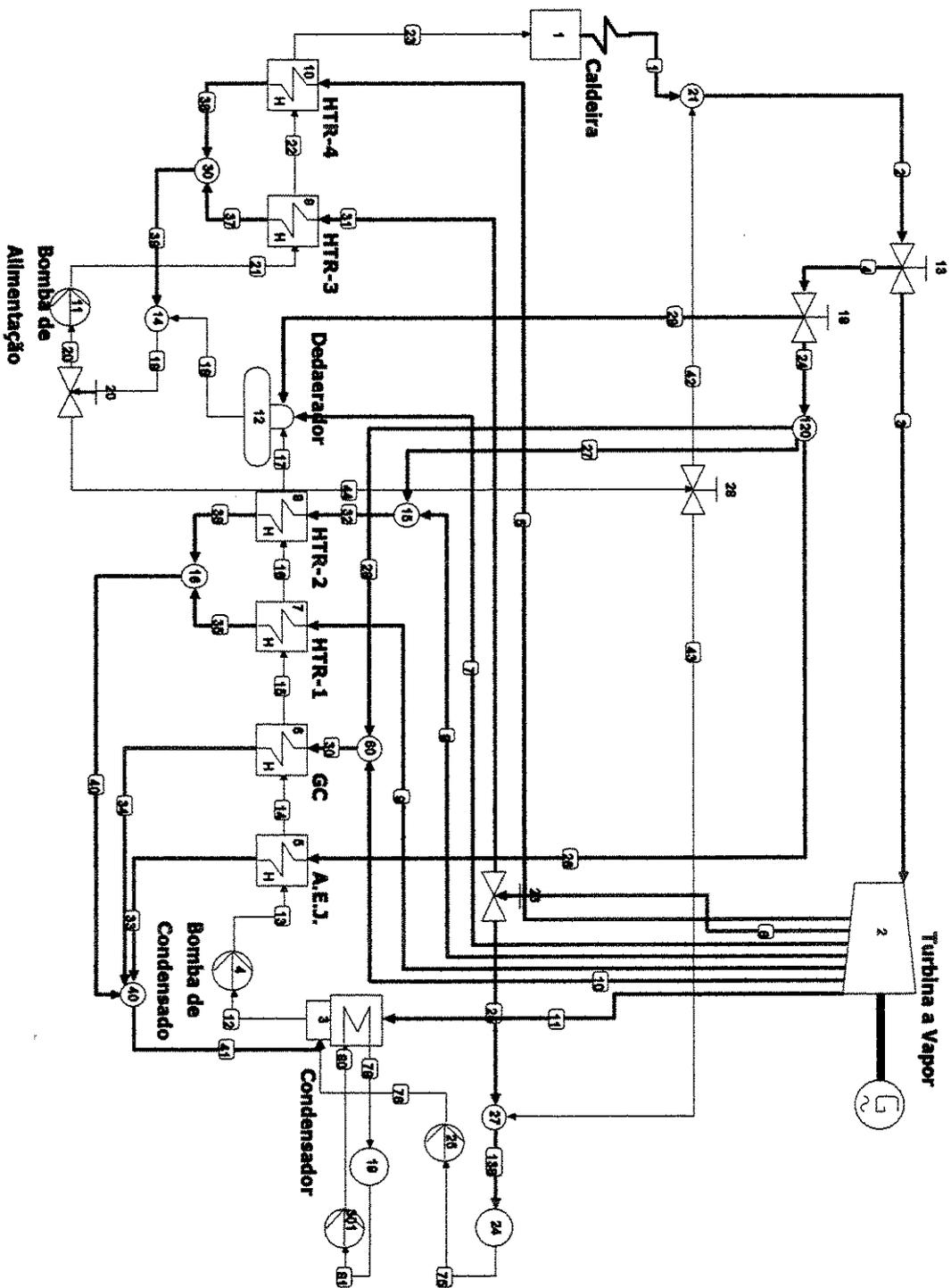


Figura 1.6 Layout da Planta 3.

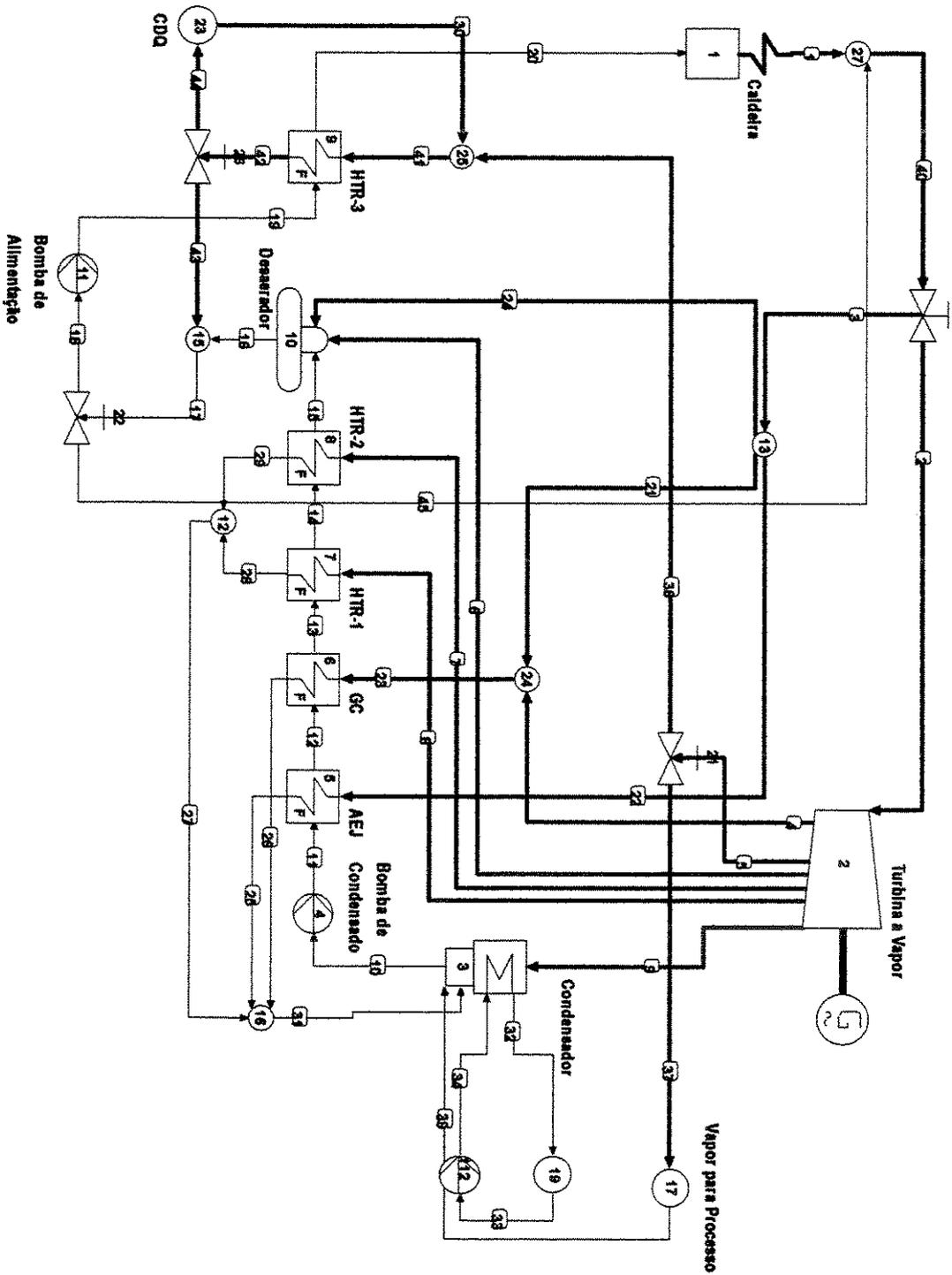


Figura 1.7 Layout Atual das Planta 1 e 2

Tabela 1.3 Potência, Consumo de Combustível e Vazão de Vapor.

Equipamento	Potência (MW)		Volume de Gás (Nm ³ /s)				Vazão de Vapor (kg/s)	
	projeto	operação	projeto		operação		projeto	operação
			GAF	GCO	GAF	GCO		
Planta 1	66,00	68,00	60,95	0,00	50,48	1,78	73,85	74,35
Planta 3	69,70	75,00	54,17	0,48	54,37	1,325	72,49	72,34

Tabela 1.4 Principais Dados Termodinâmicos de projeto para as plantas 1 e 3

Localização	Vapor (kg/s)		T(°C)		P(bar)		Entalpia (kJ/kg)	
	P1	P3	P1	P3	P1	P3	P1	P3
Saída da Caldeira	73,16	72,64	510,00	550,00	86,00	99,00	3416,26	3500,00
Entrada Turbina	72,75	71,63	510,00	540,00	86,00	99,00	3416,26	3476,00
1° extração	7,69	1,34	419,02	388,19	40,00	33,25	3260,00	3200,00
2° extração	3,42	5,79	308,00	321,27	5,91	20,02	3079,13	3074,00
3° extração	4,31	3,24	134,00	223,41	3,02	8,84	2725,94	288,00
4° extração	4,59	5,40	113,28	158,34	1,59	2,77	2542,94	2780,00
5° extração	-	0,065	-	99,63	-	1,00	-	2429,00
Ent - Condensador	52,73	55,553	37,25	37,08	0,063	0,063	2402,90	2263,00
Ent - B. Condensado.	64,50	64,436	37,08	37,36	0,063	0,063	155,96	155,96
Ent. - Desaerador	64,50	64,436	117,60	114,53	5,84	8,34	493,81	481
Saída - Desaerador	68,23	71,069	151,00	168,7	5,81	8,34	636,51	713,40
Saída - Atempador	1,65	3,901	150,80	168,4	5,81	8,34	636,51	712,00
Ent. B. Alimentação,	73,16	68,755	151,00	167,57	5,81	8,34	636,51	708,50
Entrada Caldeira	73,16	68,755	197,60	235,00	86,00	99,00	845,71	1015,00

Neste capítulo foram apresentadas as características do sistema a ser estudado. A visão geral do processo de produção de aço e da Companhia Siderúrgica de Tubarão foi mostrada para facilitar a visualização do funcionamento do sistema de potência a ser analisado. A descrição do sistema de potência, a coleta de dados termodinâmicos, o consumo de combustível e a geração de potência serão usados posteriormente para permitir a análise termodinâmica, exérgica e termoeconômica apresentadas nos capítulos seguintes.

Capítulo 2

Exergia, Análise Exergética e Termoeconomia.

Quantificar e qualificar o desempenho de sistemas térmicos tem sido feito através de diferentes metodologias de análise ao longo dos anos. Neste capítulo, o uso da exergia e das análises exergética e termoeconômica serão mostrados como técnicas eficazes na avaliação do desempenho de sistemas térmicos.

2.1. Exergia

A palavra exergia foi utilizada pela primeira vez por Rant em 1956, Szargut (1988), de modo a uniformizar termos com significado semelhante usados em diversos países: energia útil (França), disponibilidade (Estados Unidos) e capacidade de trabalho (Alemanha). Vários autores possuem sua própria definição sobre **exergia**.

Rant (in Szargut, 1988) denomina exergia como “a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia”

Riekert (in Szargut, 1988) afirma que a exergia de um material em um estado especificado “é o trabalho de eixo ou energia elétrica necessária para produzir este material em seu estado especificado a partir de materiais comuns do meio ambiente em processos reversíveis, sendo que o calor trocado resulta apenas de interações com o meio a T_0 ”.

Segundo Reistad e Gaggioli (in Torres, 1999), “available energy” (exergia) é uma propriedade de um sistema que qualifica o máximo trabalho que pode ser obtido quando interagindo unicamente com um ambiente a (P_o, T_o, μ_o) , passando de seu estado termodinâmico inicial até o estado morto (equilíbrio com o ambiente)”.

Gaggioli (in Torres, 1999), a define como “uma propriedade que mede a capacidade máxima de causar mudança, esta existe porque a substância não está em total estado de equilíbrio com o meio”.

Kotas (1985) afirma que “exergia é o padrão de qualidade da energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando os parâmetros do ambiente (P_o, T_o) como referência”.

Segundo Szargut et al. (1988): “exergia é a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo interação apenas com os componentes do meio ambiente”.

Segundo Tsatsaronis (1993): ”exergia é definida como sendo o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um portador de energia, imaginando que esse seja levado até as condições do ambiente num processo reversível.”

Szargut et al. (1988) compararam as principais características entre a **energia** e a **exergia**.

Energia	Exergia
1. é sujeita a Lei de Conservação	1. é isenta da Lei de Conservação.
2. é função do estado da matéria que está sendo considerada	2. é função do estado da matéria que está sendo considerada e do ambiente de referência.
3. pode ser calculada baseada em qualquer estado de referência assumido.	3. o estado de referência é imposto pelo ambiente, que pode variar.
4. no caso de gás ideal, não depende da pressão.	4. depende da pressão em qualquer caso.
5. para vácuo ideal seu valor é nulo	5. para vácuo ideal seu valor é positivo

Ao contrário da energia, a exergia não é uma propriedade conservativa, ela 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. Pode-se definir dois estados de equilíbrio:

a) *equilíbrio restrito*: estado em que o sistema é levado a um equilíbrio térmico e mecânico com o meio ambiente, a temperatura e pressão do sistema são iguais às do ambiente considerado;

b) *equilíbrio irrestrito*: neste caso além do equilíbrio térmico e mecânico, ainda existe o equilíbrio químico. Neste estado de equilíbrio o sistema possui energia, mas sua exergia é zero.

Quando se deseja calcular o valor da exergia de um sistema, um fator importante a ser considerado 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, temperaturas, potencial químico, energia cinética e potencial, não existindo a possibilidade de execução de trabalho por interação entre as várias partes. O ambiente pode ser modelado por duas abordagens.

i) as substâncias que formam o meio ambiente de referência são escolhidas coincidindo com as substâncias do sistema analisado;

ii) todos os sistemas são analisados com um único estado de referência, sendo que este estado de referência escolhido pode coincidir ou não com o ambiente real.

Szargut et al. (1988) estabeleceram uma substância padrão para cada um dos elementos da tabela periódica, desta forma definiram um ambiente padrão com o qual é possível calcular a exergia de qualquer composto químico. Além disto, calcularam a exergia de muitos compostos químicos, as que apresentaram em forma de tabelas.

Gallo e Milanez (1990) mostraram uma comparação de várias propostas de ambiente padrão de vários autores.

2.1.1. Tipos de Exergia

De maneira didática a exergia pode ser dividida em quatro componentes: exergia química, cinética, potencial e a física. A figura 2.1 representa a distribuição da exergia entre as suas componentes.

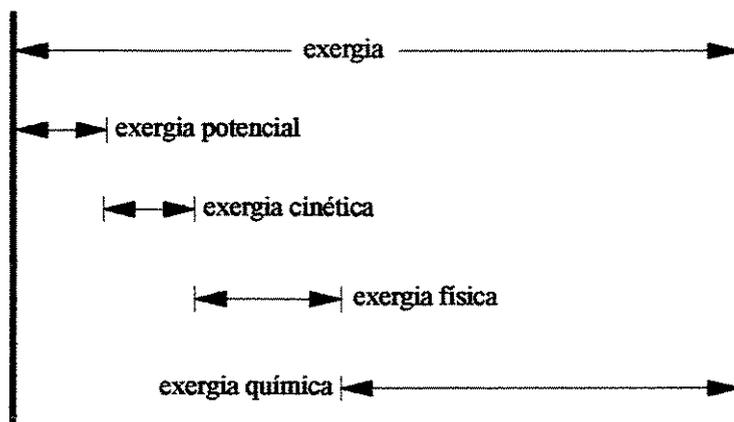


Figura 2.1 Exergia e suas componentes.(Szargut et al. 1988)

A exergia potencial e a cinética são sempre iguais a energia potencial e cinética podendo ser escritas como:

$$e_{\text{potencial}} = m \cdot g \cdot Z_0 \quad (2.1)$$

$$e_{\text{cinética}} = m \frac{V^2}{2} \quad (2.2)$$

Onde Z_0 é o valor da altitude em relação à referência e V , a velocidade do centro de massa considerado.

Define-se a exergia física:

Para um sistema fechado

$$e_f = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.3)$$

Para um volume de controle ou sistema aberto

$$e_f = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (2.4)$$

Onde o sub índice “o” é relativo ao estado de referência.

A exergia física pode ainda ser subdividida em mais duas componentes: exergia térmica, devido somente à variação da temperatura e exergia mecânica, devido somente à variação da pressão, Kotas (1985). A figura 2.2 mostra como pode ser representada a divisão entre a exergia térmica e a mecânica, quando se varia o estado da substância de um estado (T_1, P_1) a um estado de referência (T_o, P_o) .

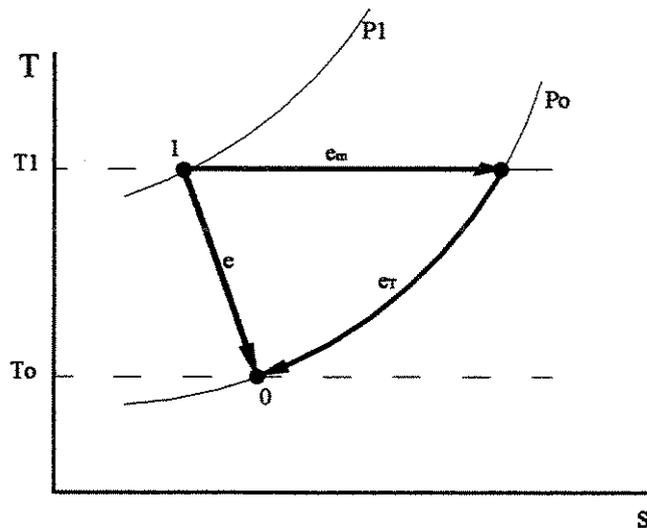


Figura 2.2 Representação de exergia física dividida em exergia mecânica e térmica

As equações (2.5) e (2.6) mostram como se deve calcular a exergia térmica e mecânica para um volume de controle, considerando gases ideais:

$$e_T = h(T_1, P_o) - h(T_o, P_o) - T_o [s(T_1, P_o) - s(T_o, P_o)] \quad (2.5)$$

$$e_m = h(T_1, P_1) - h(T_1, P_o) - T_o [s(T_1, P_1) - s(T_1, P_o)] \quad (2.6)$$

A exergia química é o trabalho obtido ao levar-se uma substância do equilíbrio restrito para o irrestrito, através de processos reversíveis trocando-se calor e matéria com o entorno. O cálculo

da exergia química foi definido por Kotas (1985) pela da equação (2.7) para uma mistura ideal.

$$e_{ch} = \sum_{i=1}^k x_i e_i^o + \bar{R}T_o \sum_{i=1}^k x_i \ln(x_i) \quad (2.7)$$

O primeiro termo representa a somatória das parcelas das exergias químicas padrão (e_i^o) . Os valores de (e_i^o) foram tabelados por Szargut et al.(1988) e referem-se a valores da exergia química de vários componentes referenciados a um ambiente padrão, com valores de temperatura, pressão e composição química definidos. O segundo termo $\bar{R}T_o \sum_{i=1}^k x_i \ln(x_i)$ é devido à geração de entropia intrínseca ao processo de mistura dos componentes.

2.1.2. Exergia na forma de Calor e Trabalho.

Podem-se ainda definir mais duas formas de exergia que ocorrem através da interação do sistema e/ou volume de controle com seu entorno, através da transferência de calor e/ou trabalho mecânico/elétrico. A equação (2.8) define a exergia associada a um fluxo de calor:

$$e_{calor} = Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \quad (2.8)$$

Onde Q é um fluxo de calor que cruza a fronteira do sistema podendo estar sendo absorvido ou gerado pelo sistema e $\left(1 - \frac{T_o}{T} \right)$ é o chamado “fator de Carnot”, onde T_o é a temperatura ambiente e T a temperatura na qual o calor cruza a fronteira do sistema. Já para o caso do trabalho a exergia é igual ao mesmo:

$$e_{trabalho} = \dot{W} \quad (2.9)$$

2.2. Análise Exergética

A análise de sistemas através da exergia, também chamada de análise exergética, permite

obter um diagnóstico do uso da energia em sistemas térmicos. Tal análise permite determinar a eficiência de Segunda Lei e as irreversibilidades geradas no sistema total e em cada volume de controle.

Segundo Tsatsaronis (1993), a análise exergética permite:

- Mensurar a exergia destruída em relação à exergia fornecida em uma planta ou determinado componente;
- Obter uma medida da utilidade sob o ponto de vista termodinâmico;
- Obter expressões para se definir eficiências racionais para sistemas energéticos;

2.2.1. Balanços de massa, energia e exergia.

A aplicação de uma análise exergética passa pela realização dos balanços de massa, energia e exergia em todos os volumes de controle que compõem a planta. As equações (2.10), (2.11) e (2.12) são as expressões gerais para esses balanços, definidos para um volume de controle genérico, para processos em regime permanente:

Balanço de massa

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (2.10)$$

Balanço de energia

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s + \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} = 0 \quad (2.11)$$

Balanço de exergia

$$\sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s + \dot{Q}_{vc} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W}_{vc} = \dot{I}_{vc} \quad (2.12)$$

Estes balanços permitem determinar:

- O fluxo mássico em todos os componentes do sistema.
- O trabalho e calor gerado/consumido em cada volume de controle.
- Eficiências energéticas e exeréticas para cada volume de controle do sistema.
- A irreversibilidade gerada nos volumes de controle e no sistema global.

2.2.2. Eficiência energética e exerética

De maneira geral o termo “eficiência” define um parâmetro que avalia o desempenho de um sistema ou um equipamento.

A eficiência energética (1º Lei) é uma relação entre a energia efetivamente utilizada e a que é fornecida ao sistema. A tabela 2.1 mostra as equações que definem a eficiência energética e exerética para quatro equipamentos característicos.

As relações conhecidas como eficiências de primeira lei para os diferentes equipamentos de uma planta não obedecem a um critério único. Assim, por exemplo, a eficiência das caldeiras define-se como a relação entre o efeito desejado, o aumento da entalpia do vapor e a energia necessária para se obter tal efeito, calculada na base do poder calorífico do combustível. No caso das turbinas é feita uma comparação entre dois processos, o real, de expansão dos gases ou vapor e um ideal, isentrópico. Em trocadores de calor é mais utilizado o conceito de efetividade do que o de eficiência.

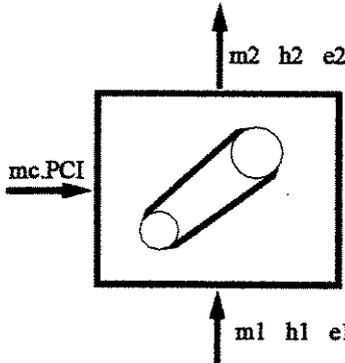
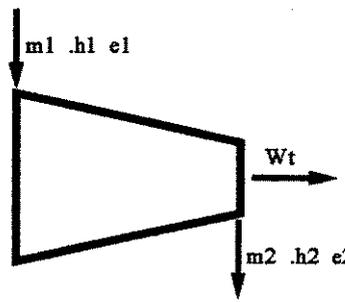
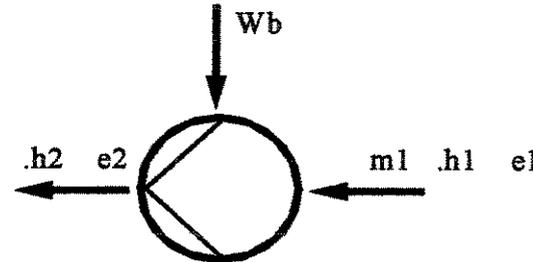
A eficiência exerética pode ser definida de duas maneiras segundo Kotas (1985) e Szargut (1988). A **eficiência exerética racional** e o chamado **grau de perfeição termodinâmico**.

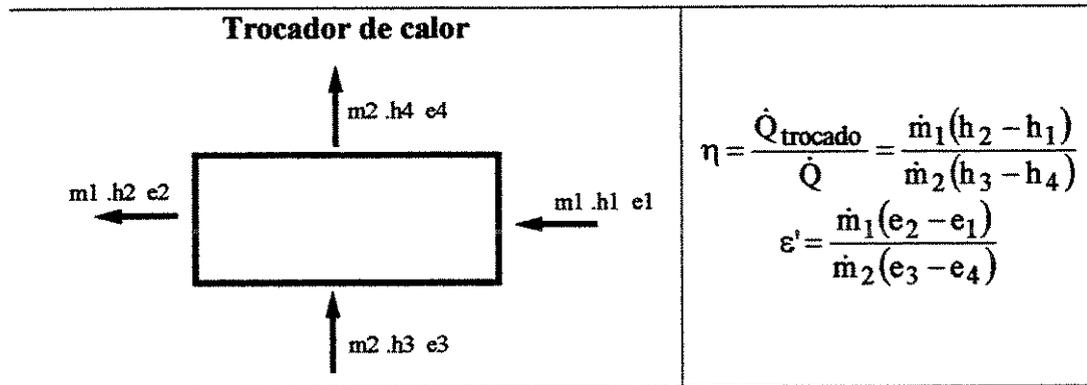
A eficiência racional exerética é definida pela razão entre um efeito desejado, (por ex. o trabalho gerado em uma turbina, o aumento da exergia do vapor numa caldeira) ou produto e o insumo (a variação da exergia do vapor na turbina ou a exergia do combustível gasta na caldeira) necessário para se conseguir o efeito desejado, como mostrado na equação (2.13).

$$\varepsilon = \frac{\text{produto}}{\text{insumo}}$$

(2.13)

Tabela 2.1 Representação da Eficiência Energética e Exergética para quatro equipamentos característicos

Equipamento	Eficiências
<p>Caldeira</p> 	$\eta = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}_c \text{ PCI}}$ $\varepsilon = \frac{\dot{m}(e_1 - e_2)}{\dot{m}_c e_{\text{fuel}}}$
<p>Turbina</p> 	$\eta = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}(h_1 - h_2)}$ $\varepsilon = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}(e_1 - e_2)}$
<p>Bomba</p> 	$\eta = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{W_b}$ $\varepsilon = \frac{\dot{m}(e_1 - e_2)}{W_b}$



A eficiência racional exergética varia entre 0 e 1 e quando atinge o valor 1 o processo é considerado reversível. Quanto maior o valor desta eficiência, melhor está sendo o aproveitamento da exergia no equipamento. As equações mostradas na Tabela 2.1 correspondem a esta definição.

Já o grau de perfeição termodinâmico também conhecido como eficiência de entrada-saída, permite determinar uma eficiência exergética para equipamentos que não possuam um “produto” e um “insumo” claramente definidos. Esta eficiência é comumente empregada utilizada em equipamentos dissipativos, como condensadores e sua forma é mostrada na equação (2.14).

$$\phi = \frac{\sum_{i=1}^n e_{\text{saida}}}{\sum_{i=1}^n e_{\text{entrada}}} \quad (2.14)$$

2.2.3. Irreversibilidades geradas nos equipamentos

Um importante parâmetro a ser observado na análise exergética é a irreversibilidade gerada em cada equipamento e conseqüentemente em todo o sistema. Esta é determinada pelo balanço de exergia no equipamento, descrito na equação (2.12).

A irreversibilidade mostra o quanto de exergia é perdido em cada equipamento, ou seja,

mostra o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia que nele é introduzida.

A análise exérgica permite também compararmos a irreversibilidade do equipamento em relação à total gerada no sistema

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{I}_i} \quad (2.15)$$

2.2.4. Exemplos de Aplicações da Análise Exérgica

Segundo Kotas (1985), o desenvolvimento da análise exérgica iniciou-se com Bosnjakovic na Europa e Keenan nos Estados Unidos, sendo que Rant, Szargut e Gaggioli tiveram um papel fundamental na sua evolução. Na literatura existem muitos trabalhos que estudam diversos sistemas através da análise exérgica. Dentre outros podem ser citados os autores que se seguem:

Barreda del Campo et al. (1998) analisaram um sistema de cogeração em uma usina açucareira que utiliza bagaço de cana para geração de vapor, potência mecânica e eletricidade em ciclo Rankine.

Modesto et al (2002) realizaram uma análise exérgica em uma planta de potência numa indústria siderúrgica, que usa gases siderúrgicos residuais para geração de potência, comparando condições de projeto e operação.

Utgikan et al (1995) realizaram a análise exérgica numa planta de cogeração com turbinas a gás e caldeira de recuperação com diferentes níveis de pressão e queima suplementar.

Oliveira Jr e Hombeck (1995) analisaram um processo de separação de óleo, água e gás natural em uma plataforma offshore, realizando uma análise exérgica e expressando a eficiência global do processo em função da eficiência de cada processo de separação.

Torres e Gallo (1998) usaram a análise exergética para avaliar o desempenho térmico da planta de utilidades de um complexo petroquímico, com cogeração de potência e vapor, operando em carga variável.

Souza et al. (1998), através da análise exergética, avaliaram e compararam dois sistemas que recuperam gases efluentes de chaminé em uma caldeira de bagaço de cana. A análise é feita pela comparação entre as eficiências de Primeira e Segunda Lei com diferentes condições de operação.

Oliveira Jr. (1998) realizou a análise exergética em uma planta de ciclo combinado com cogeração de frio e potência, expressando a eficiência exergética do ciclo combinado em função da eficiência de seus componentes.

Sanchez et al. (2000) analisaram a distribuição da irreversibilidade nos equipamentos num sistema de turbina a gás com recuperação química.

2.3. Termoeconomia

2.3.1. Introdução

Segundo Bejan (1988) a aplicação de metodologias baseadas nas análises energética e exergética, no projeto e otimização de sistemas e equipamentos térmicos generalizou-se nas décadas de 1970 e 1980. A possibilidade de se quantificar e identificar as fontes de irreversibilidade nos sistemas, era um grande avanço em relação aos métodos utilizados até então, mas tal método de análise de sistemas ainda carecia de melhoramentos. Lozano e Valero (1993a) apontam fatores importantes que não são abordados por tais técnicas de análise:

i) nem toda a irreversibilidade pode ser evitada e, portanto as possibilidades técnicas de redução das mesmas são sempre menores que os limites teóricos;

ii) as reduções locais na geração de irreversibilidade não são equivalentes, logo reduções

locais de irreversibilidades em diferentes unidades de um sistema em geral acarretam diferentes variações na eficiência global de um sistema;

iii) as oportunidades de economia só podem ser especificadas através de um estudo mais detalhado dos mecanismos fundamentais de geração de entropia, sendo ainda necessário relacionar às variáveis livres de projeto aos custos dos investimentos necessários.

Cerqueira (1999) afirma que a necessidade do preenchimento destas lacunas possibilitou o surgimento de metodologias que buscassem uma relação entre a irreversibilidade gerada em um equipamento isolado com o restante dos equipamentos do sistema através da definição do chamado **custo exergético**. Conjuntamente, uniram-se as análises termodinâmica e econômica, relacionando-se o custo exergético com o chamado **custo monetário**, constituindo o que é denominado hoje de Termoeconomia.

El-Sayed e Gaggioli (1989) afirmam que os trabalhos pioneiros de M. Tribus e R.B. Evans, da Universidade da Califórnia (EUA) e de R.A. Gaggioli e E.F. Obert, da Universidade de Wisconsin (EUA) no começo da década de 1950 e também El-Sayed e Evans (1970) constituem a primeira formulação rigorosa da Termoeconomia. Os autores afirmam que a Termoeconomia se aproxima da contabilidade de custos, visto que os custos indiretos são distribuídos entre os produtos da planta através de uma base comum que possa ser avaliada diretamente (exergia), distribuindo-se assim as despesas indiretas entre os vários produtos proporcionalmente à quantidade da base utilizada em cada produto.

2.3.2. Vertentes da Termoeconomia

Ao longo das décadas de 1980 e 1990 muitos foram os pesquisadores que se debruçaram sobre o assunto Termoeconomia. Diferentes metodologias e abordagens foram propostas para sua formulação matemática, que descrevem de maneira adequada a distribuição dos custos exergéticos e monetários entre os equipamentos que compõem um sistema térmico, segundo diferentes pontos de vista.

Duas são as principais vertentes na Termoeconomia. A primeira estabelece que a

otimização é parte integrante e fundamental da divisão de 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: a) determinação dos custos reais dos produtos e serviços; b) proporcionar bases racionais para a fixação dos preços dos produtos e serviços; c) proporcionar meios para o controle dos gastos; d) prover informações a partir das quais decisões operacionais possam ser adotadas e avaliadas.

Na primeira vertente podemos destacar as seguintes metodologias:

a) Otimização termoeconômica.

El-Sayed e Evans (1970) introduziram o conceito de decomposição matemática de sistemas térmicos complexos, com o objetivo de otimizar o sistema como um todo pela otimização de suas unidades. Tais unidades correspondem a volumes de controle, englobando um ou mais componentes do sistema. Para cada uma das unidades são válidos, assim como para o sistema completo, os balanços de custos dos fluxos termodinâmicos e dos gastos de capital. Os fluxos (insumos e produtos) que se relacionam com as diversas unidades do sistema e com o ambiente são sintetizados pelo valor de sua exergia. O uso da exergia é justificável pela necessidade de se comparar em bases iguais os diferentes fluxos como vapor de alta pressão, potência elétrica, água de reposição.

b) Análise Funcional Termoeconômica

Frangopoulos (1983) desenvolveu a metodologia à qual chamou de Análise Funcional Termoeconômica, onde uma instalação térmica complexa é entendida como um sistema composto por unidades inter-relacionadas. Cerqueira (1999) seguindo Frangopoulos (1983) afirma que cada unidade tem uma única função (ou produto) que determina sua relação com as demais unidades e o ambiente. As unidades podem representar um ou um conjunto de equipamentos ou podem ser também unidades virtuais. Estas unidades virtuais denominam-se “junções” (onde os produtos de várias unidades são reunidos) e as “ramificações” (onde um único

produto é distribuído para outras unidades). A representação gráfica destas unidades constitui o chamado “diagrama funcional”, representado na figura 2.3.

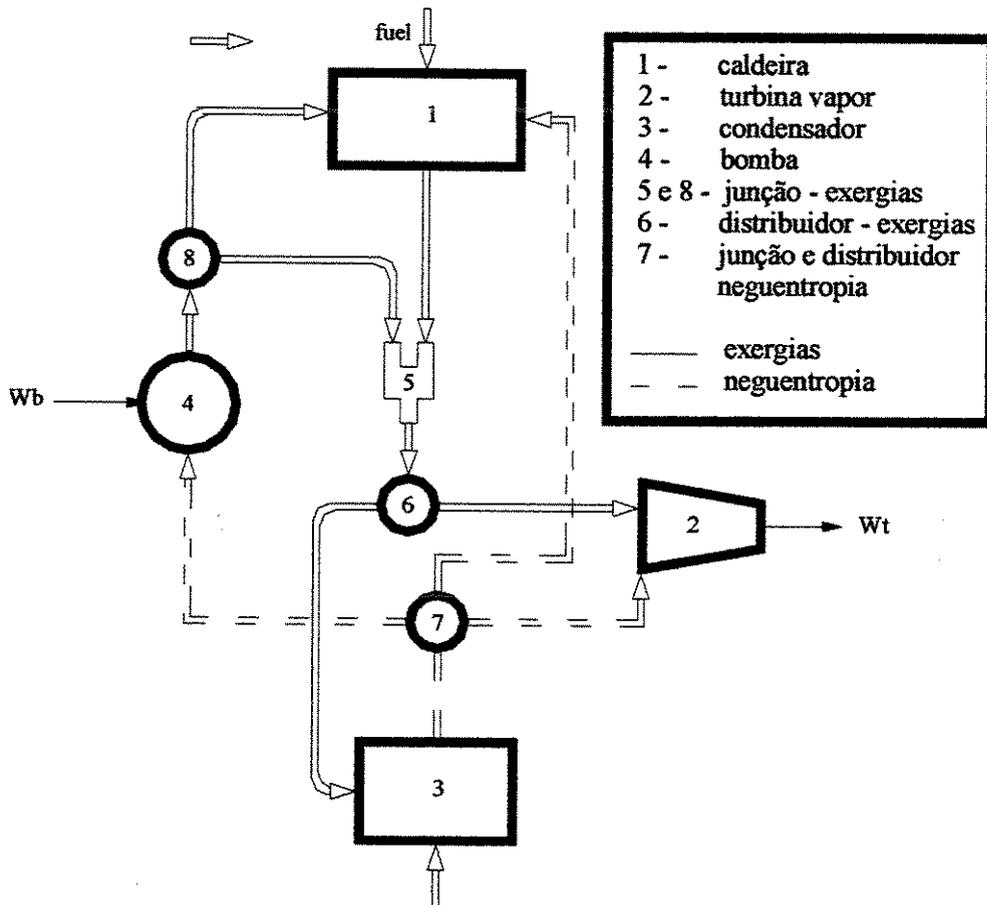


Figura 2.3 Diagrama funcional

A figura 2.3 representa o diagrama funcional de uma instalação composta de caldeira, turbina a vapor, condensador e bomba. As linhas não representam fluxos reais de energéticos mas sim o produto que cada unidade disponibiliza para o sistema. Por exemplo, o produto da caldeira é o aumento da exergia do vapor, da turbina a potência elétrica e assim por diante. As linhas cheias representam os produtos na forma de exergia e as linhas tracejadas os fluxos de neguentropia – este conceito será desenvolvido no capítulo 7. A idéia da Análise Funcional é a seguinte a partir de uma função objetivo definida obter os custos, sejam exergéticos ou

monetários, de modo a otimizar o funcionamento do sistema.

Partindo-se de uma função objetivo descrita pela equação (2.16) busca-se minimizar o custo total de produção de uma planta térmica

$$\min C = \sum_{i=1}^n \dot{Z}_i + \sum_{k=1}^{l+m} C_o k \quad (2.16)$$

onde (n) é o número de equipamentos total da planta, (m) é o número de produtos supridos pelo sistema ao ambiente (l) é o número de insumos oriundos do ambiente, \dot{Z}_i é o custo total de cada equipamento (incluindo custo de aquisição, manutenção, operação) e C_o é o preço dos insumos. À equação da função objetivo somam-se as equações de balanços de custos em cada unidade do diagrama funcional e as condições de igualdade entre os custos nas saídas de todas as unidades de distribuição (seja exergia ou neguentropia). Busca-se a minimização da função objetivo. Frangopoulos (1983) utiliza o método dos multiplicadores de Lagrange para conseguir esta otimização, devido a que estes multiplicadores também fornecem os custos marginais.

Este tipo de análise também pode ser utilizado quando se deseja apenas calcular os custos termoeconômicos de uma planta, sem necessariamente buscar uma otimização dos parâmetros do sistema. Nesse caso os custos obtidos são médios.

Aperfeiçoamentos do método podem ser encontrados em Frangopoulos (1987, 1988, 1991). Aplicações da Análise Funcional são encontradas em Frangopoulos (1988a), usada para a otimização do projeto de uma planta de potência com turbina a gás e na otimização dos parâmetros de operação do sistema de cogeração em ciclo combinado em uma refinaria, Frangopoulos et al. (1996a).

Frangopoulos (1988b) compara sua metodologia com outras propostas para a alocação de custos em uma unidade que produz eletricidade e calor.

Agazzani e Massardo (1997) propuseram uma ferramenta computacional que simula o balanço de massa, energia e exergia e uma análise termoeconômica (baseada na Análise

Funcional) para sistemas térmicos. A simulação é feita em um sistema de ciclo combinado com caldeira de recuperação. São simuladas caldeiras de recuperação com 1, 2 e 3 níveis de pressão, calculando-se os custos de produção de eletricidade.

Silveira e Horta (1992) analisam um sistema de cogeração numa planta de papel e celulose aplicando a Análise Funcional. A otimização consiste em minimizar o custo global do sistema, possibilitando a tomada de decisões através de variáveis como a pressão e temperatura do vapor.

Frangopoulos (1992, 1996b) e Frangopoulos e von Spakovsky, (1993) introduzem a chamada “*environomics analysis*” estendendo a Análise Funcional para mensurar o custo que processos de produção de eletricidade e calor possuem, levando em consideração seu impacto no meio ambiente.

Agazzani et al. (1998) utilizando uma metodologia baseada na Análise Funcional Termoeconômica e na Análise Funcional de Engenharia e utilizando os conceitos de *environomics analysis* analisam dois sistemas de diminuição de emissões de NO_x num sistema de ciclo combinado. Os sistemas de diminuição de emissões são a injeção de vapor/água na câmara de combustão e um catalisador de redução seletiva

Na segunda vertente podemos citar:

c) Teoria do custo exergético

A Teoria do Custo Exergético, proposta por Lozano e Valero (1993) enumera um conjunto de regras (postulados) de modo a gerar um sistema de equações utilizado para a determinação dos custos médios dos fluxos de um sistema. Através da definição física do sistema, divisão em unidades e da relação dos fluxos energéticos e de materiais entre as unidades e o ambiente, enumera-se quatro postulados que definem a Teoria do Custo Exergético. Cerqueira (1999) resume esses postulados:

(P1) os custos exergéticos e/ou monetários são quantidades conservativas, como consequência de suas definições, portanto podemos escrever uma equação de balanço de custos

para cada unidade do sistema. Na determinação do custo exergético, o lado direito de cada equação será igual a zero e, na determinação do custo monetário, igual aos demais custos associados ao sistema, com o sinal negativo $(-\dot{Z}_k)$.

(P2) Na ausência de informações externas, o custo exergético de um insumo externo ao sistema terá seu custo exergético igual ao da sua exergia e o seu custo monetário igual ao seu custo de aquisição.

(P3) Todos os custos gerados no processo devem ser incluídos no custo final dos produtos. Desta forma, atribui-se custo zero a todas as perdas.

Seguindo as proposições (P2) e (P3) é possível escrever tantas equações quantos forem os fluxos supridos ao sistema e as perdas. Se o número de variáveis não for igual ao número de equações, devem-se considerar mais dois postulados.

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

(P4b) se o produto de uma unidade é composto por mais de um fluxo, então são iguais os custos exergéticos unitários desses fluxos entre si.

Para a resolução do sistema de equações gerado, Lozano e Valero (1993) representam-no na forma matricial:

$$MC = Y \quad (2.17)$$

A matriz M (chamada de matriz de custos) é constituída por quatro submatrizes correspondentes aos quatro postulados: a matriz de incidência (P1), matriz de entradas (P2), matriz de perdas (P3) e a matriz de bifurcações (P4). Associados a elas estão quatro sub vetores em que se divide o vetor de valoração externa Y . Assim determina-se o vetor C onde os custos de todas as correntes do sistema são especificados.

A resolução do sistema de equações envolve o uso de equações complementares, de modo a

distribuir custos entre os produtos. Os postulados (P4a) e (P4b) antes mencionados fornecem uma base para arbitrar esta distribuição. Outra forma de explicitar esta distribuição foi proposta por Reistad e Gaggioli (1980), tomando-se o exemplo de uma turbina de contrapressão. Eles propõem quatro métodos:

i) *método das extrações*: adotando-se o volume de controle “turbina” como exemplo, considera que a geração de potência é a única finalidade da mesma. Todos os custos de capital e a irreversibilidade gerada na turbina são alocados ao produto, ou seja, à potência elétrica/mecânica produzida de modo que os fluxos de vapor que entram e saem da turbina possuem o mesmo custo exergético unitário;

ii) *método das igualdades*: neste caso considera-se que além da potência, o vapor de baixa pressão que deixa a turbina também constitui um produto. Neste caso a turbina funcionaria tal qual uma válvula de expansão. Assim os custos de capital e das irreversibilidades da turbina são distribuídos entre os produtos. Logo, os custos unitários da potência e do vapor de baixa possuem o mesmo valor;

iii) *método do trabalho como sub produto*: neste caso a produção de vapor de baixa pressão é considerada o produto principal do sistema e a potência gerada é vista como um “aproveitamento”.

iv) *método do vapor como sub produto*: a potência é considerada produto principal e o vapor subproduto

A Teoria do Custo Exergético possui uma variante estrutural formulada nos trabalhos de Valero et al. (1992), Lozano e Valero (1993a), Lozano et al. (1993) e Valero et al. (1993). Nesta vertente a estrutura produtiva não reproduz necessariamente a estrutura física da instalação. Esta metodologia é muito semelhante à Análise Funcional Termoeconômica, proposta por Frangopoulos.

A Teoria do Custo Exergético é largamente utilizada na avaliação de diferentes sistemas. Alguns exemplos de trabalhos onde se utilizou a Teoria do Custo Exergético são:

Walter e Bajay (1993) analisaram os custos exergéticos de uma usina açucareira num ciclo BIG-STIG, analisando diferentes configurações de caldeiras, turbinas a gás e gaseificadores de bagaço de cana.

Vertiola e Oliveira Jr. (1995) fizeram uma avaliação termoeconômica numa planta açucareira calculando os custos exergéticos do vapor e da eletricidade. Comparam os métodos da extração, igualdade e vapor como subproduto, obtendo diferentes valores de acordo com o método utilizado.

Silva e Nebra (1996) mostraram uma análise termoeconômica para quatro processos de produção de cimento, obtendo os custos exergéticos e monetários em função de diferentes tarifas de energia elétrica e fazendo uma análise de sensibilidade para os custos de produção do cimento para os quatro processos estudados em termos dos custos de entrada.

Torres e Gallo (1998) e Torres (1999) analisaram a planta de cogeração de um pólo petroquímico, fazem uma análise exergética no trabalho inicial e uma análise termoeconômica no segundo. Calculam os custos exergéticos dos fluxos e determinam os custos de vapor e potência elétrica

Guarinello Jr. et al. (2000) determinaram os custos exergéticos e monetários num sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação utilizando ciclo de turbina a gás simples e ciclo STIG, demonstrando que os custos tanto exergéticos quanto monetários são maiores para o ciclo STIG.

Sanchez et al. (2001) e Sanchez e Nebra (2002) determinaram os custos exergético e monetário de uma planta de cogeração numa usina açucareira avaliando a influência do preço do insumo principal, o bagaço de cana, nos custos de produção do vapor e da eletricidade.

Utilizando-se a vertente estrutural os trabalhos de:

Lazzaretto e Macor (1994) buscaram o cálculo do custo médio e marginal dos fluxos de exergia em sistemas térmicos. Otimizam o sistema usando modelos termoeconômicos que incluem as características físicas e de custos do sistema. Uma descrição matemática da estrutura produtiva é introduzida para se obter diretamente o cálculo dos custos médios e marginais. O modelo é aplicado a um sistema de ciclo combinado.

Verda e Borchielli (2002) analisaram o sistema de controle de operação de um sistema de turbina a gás através da vertente estrutural da teoria do custo exergético. Comparam-se quatro diferentes estratégias de controle do sistema, permitindo quantificar os efeitos e também a eficiência de cada uma das estratégias na formação dos custos dos produtos do sistema. Analisaram também os efeitos destas estratégias na vida útil dos componentes do sistema.

d) Exergoeconomia

Os trabalhos de Tsatsaronis e Pisa (1994), Tsatsaronis e Winhold (1985a, 1985b), Tsatsaronis et al. (1993), Tsatsaronis (1993) são a base para a metodologia denominada “Exergoeconomia”.

De maneira bastante similar à Teoria do Custo Exergético, a Exergoeconomia requer uma prévia avaliação energética e exergética do sistema considerado, e também uma análise econômica dos equipamentos que constituem o mesmo, de modo a possibilitar a execução de balanços de custo nos equipamentos considerados. Também são definidas equações auxiliares. Segundo Cerqueira (1999), a metodologia possui duas vertentes metodológicas principais: *custo médio e custo específico*.

É comum às duas vertentes o tratamento dado ao custo dos insumos utilizados e as perdas. Para os insumos, da mesma forma que a Teoria do Custo Exergético, considera-se somente o custo de aquisição. Já para as perdas, estabelecem-se os seguintes critérios de acordo com o objetivo da análise.

- i) cálculo dos custos dos produtos do sistema;

ii) o custo das perdas é calculado normalmente, para ser utilizado como subsidio na escolha de procedimentos de redução de perdas, sendo que no final do procedimento ser redistribuído aos diversos produtos;

iii) na otimização dos sistemas o valor das perdas deve ser nulo.

A distribuição dos custos das perdas pode ser feita admitindo-se uma distribuição proporcional ao valor da exergia dos produtos.

Cerqueira (1999) ainda reporta três índices exergoeconômicos: *a diferença de custo, a diferença de custo relativa e o fator exergoeconômico.*

Diferença de custo Δc_i é dada por:

$$\Delta c_i = c_{p_i} - c_{f_i} \quad (2.18)$$

onde c_{p_i} é o custo do produto e c_{f_i} o custo do insumo. Muñoz e Valero (1989) afirmam que esta diferença mostra em que grau cada subsistema contribui para os custos dos produtos finais.

A *diferença de custo relativa* (r_i) expressa basicamente a mesma idéia que a diferença de custos, embora seja mais aprimorada, haja visto que o aumento de custo que o produto sofre no componente é medido relativamente ao custo do insumo na entrada do componente. A diferença de custo relativo é expressa por:

$$r_i = \frac{(c_{p_i} - c_{f_i})}{c_{f_i}} \quad (2.19)$$

O fator exergoeconômico (f_i) é a razão entre o custo de investimento de um componente e o custo total do componente e expressa a relação entre o custo de investimento e a diferença de custo relativo de uma unidade. O fator exergoeconômico é utilizado na técnica de aperfeiçoamento de sistemas energéticos.

$$f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \quad (2.20)$$

Esta técnica de aperfeiçoamento de sistemas exergéticos é denominada de “Aperfeiçoamento Exergoeconômico de Sistemas”, por Cerqueira (1999), foi proposta por Tsatsaronis e Pisa (1994) e consiste em:

i) classificar as unidades em ordem decrescente de importância utilizando a soma $(Z_k + C_i)$

ii) considerar a possibilidade de alterações nos projetos, inicialmente nas unidades que possuem o valor da soma mais alta.

iii) considerar em especial as unidades que tem elevada diferença de custo (r_i) , principalmente se a soma $(Z_i + C_{II})$ for elevada

iv) usar o fator exergoeconômico (f_i) para identificar as maiores fontes de custo (seja equipamento, seja irreversibilidade).

- valor alto de (f_i) , considerar a redução do capital investido, à custa da redução da eficiência da unidade.

- valor baixo de (f_i) , procurar aumentar a eficiência da unidade aumentando o investimento de capital

v) eliminar quaisquer sub processos que aumentem a destruição ou perda de exergia sem contribuir para a redução do capital investido e/ou dos custos de insumos para outros componentes.

vi) considerar o aumento da eficiência exergética de um componente, se ele tem uma eficiência baixa, ou um valor relativamente alto de destruição de exergia, da razão de destruição

ou da razão de perda de exergia.

Alguns trabalhos que utilizam a exergoeconomia.

Lazzaretto et al. (1992) discutiram os resultados obtidos para um custo médio determinado através da exergoeconomia e o método que considera o histórico de formação de custos em cada corrente de energético num sistema de despressurização de uma planta de produção de gás natural.

Rivero e Rendón (2002) analisaram uma planta de destilação para óleo cru, onde são produzidos diversos produtos como gás liquefeito de petróleo, nafta, querosene, óleo diesel e outros; A exergoeconomia permite determinar a alocação de custos para cada produto, determinando os custos exergéticos e monetários dos mesmos.

Modesto et al. (2003) analisaram uma planta de potência numa usina siderúrgica suprida por gases siderúrgicos. Determinaram e comparam os custos exergéticos e monetários nas condições de projeto e operação e os índices exergoeconômicos que possibilitaram avaliar e sugerir modificações para melhorar o desempenho do sistema.

Este capítulo mostrou uma revisão geral dos métodos de análise exérgica e termoeconômica. Estas metodologias serão utilizadas na avaliação do atual sistema de geração da CST e também no sistema proposto para o repotenciamento. O atual sistema será analisado no capítulo 5 e o sistema proposto para o repotenciamento no capítulo 7.

Capítulo 3

Ciclo Rankine

Neste capítulo uma introdução geral ao Ciclo de Rankine é apresentada. Os principais parâmetros de operação que influenciam o desempenho do ciclo são analisados, mostrando a sua influência na potência produzida, na eficiência e na irreversibilidade gerada. Algumas aplicações do ciclo Rankine também são apresentadas.

3.1. Introdução

O ciclo Rankine é um dos mais estudados ciclos de potência. A figura 3.1 mostra um esboço do mesmo. Na mais simples de suas configurações ele é composto por um gerador de vapor, uma turbina, um condensador e uma bomba. No diagrama temperatura-entropia da figura 3.2 pode-se observar os seguintes processos que compõem o ciclo ideal.

1-2: expansão adiabática reversível, na turbina;

2-3: troca de calor a pressão constante no condensador;

3-4: bombeamento adiabático reversível na bomba;

4-1: troca de calor a pressão constante no gerador de vapor;

Considerando-se o ciclo ideal, podemos definir a eficiência térmica da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\dot{W}_L}{\dot{Q}} \quad (3.1)$$

Onde: \dot{W}_L é o trabalho líquido realizado pelo ciclo e \dot{Q} o calor absorvido.

No diagrama T-s, o trabalho líquido é representado pela área formada pelos pontos mostrados no diagrama 3-4-4a-1-2-3 e o calor absorvido pelos pontos a-4-4a-1-b. Normalmente, este ciclo opera com vapor superaquecido, neste caso o trabalho líquido é representado pela área 3-4-4a-1a-2a-3, e o calor absorvido pela área a-4-4a-1a-b. Semelhante ao ciclo de Carnot, a eficiência do ciclo Rankine é função da temperatura média na qual o calor é absorvido pelo fluido de trabalho na caldeira e a temperatura média em que o fluido de trabalho rejeita calor para o ambiente no condensador. Qualquer variação nos parâmetros que aumente a temperatura de fornecimento do calor ou diminua a temperatura em que ele é rejeitado aumentará a eficiência deste ciclo.

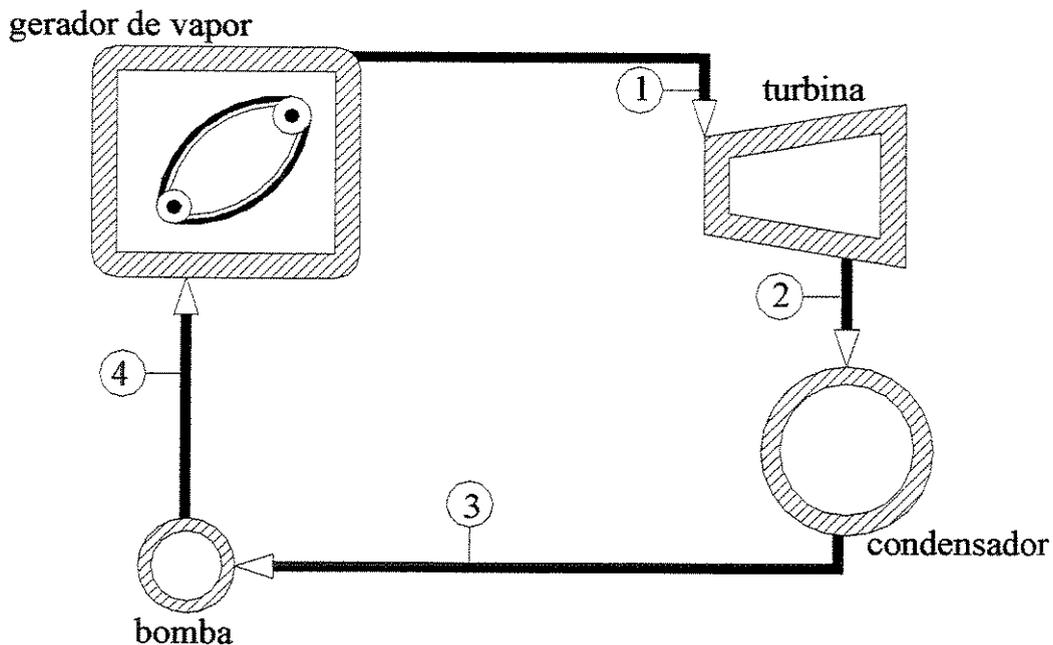


Figura 3.1: Configuração Básica de um Ciclo Rankine

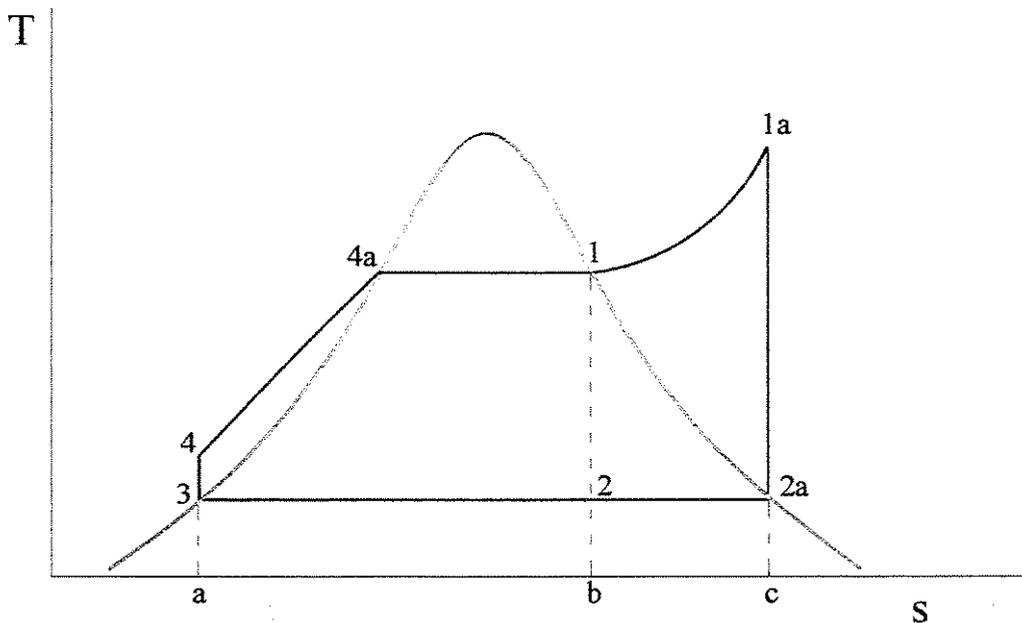


Figura 3.2: Diagrama T-s para um Ciclo Rankine

Analogamente à eficiência do ciclo Carnot no ciclo ideal, a eficiência também pode ser dada em função das temperaturas médias de fornecimento(a) e rejeição(b) do calor do ciclo:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (3.2)$$

Onde T_L é a temperatura média de rejeição de calor e T_H é a temperatura média de absorção de calor, que se definem como:

$$T_L = \frac{\int_3^{2a} T ds}{(s_{2a} - s_3)} \quad e \quad T_H = \frac{\int_4^{1a} T ds}{(s_{1a} - s_4)} \quad (3.3)$$

O superaquecimento do vapor na saída do gerador de vapor com valores mais altos que T_{1a} é uma das maneiras de se melhorar o rendimento de um ciclo Rankine; Na próxima seção serão mostrados outros métodos para aumentar sua eficiência.

3.2. Efeitos da Variação dos Principais Parâmetros em um Ciclo Rankine

Usando a nomenclatura da figura 3.1, para ilustrar o comportamento da eficiência, trabalho específico e irreversibilidade gerada em relação à variação da pressão do gerador de vapor P_1 , da pressão do condensador P_2 e da temperatura do vapor na entrada da turbina T_1 , consideram-se os seguintes parâmetros de um ciclo Rankine de pressão e temperaturas típicos, considerando os seguintes parâmetros básicos: $P_1 = 40$ bar; $T_{1a} = 400^\circ\text{C}$; $P_2 = 0,1$ bar, que a turbina e a bomba possuam eficiência isentrópicas igual a 0,85, assim como a eficiência de Primeira Lei da caldeira, e que o sistema utilize um combustível com PCI = 48000 kJ/kg e a exergia do combustível igual a 52000 kJ/kg. As simulações foram realizadas utilizando-se o software EES®(2003).

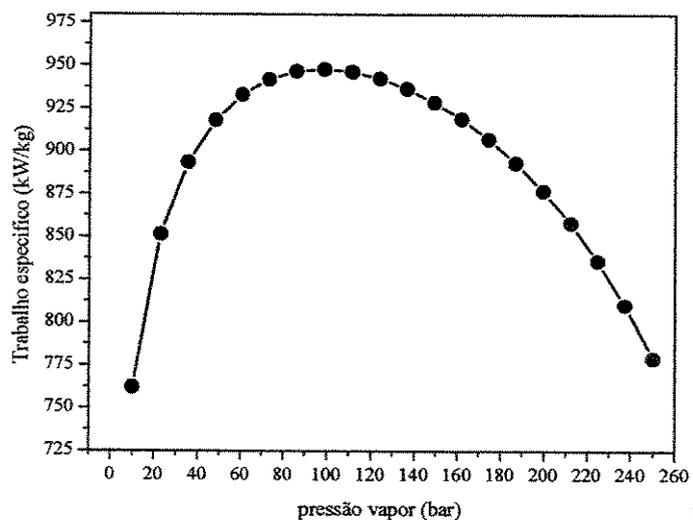
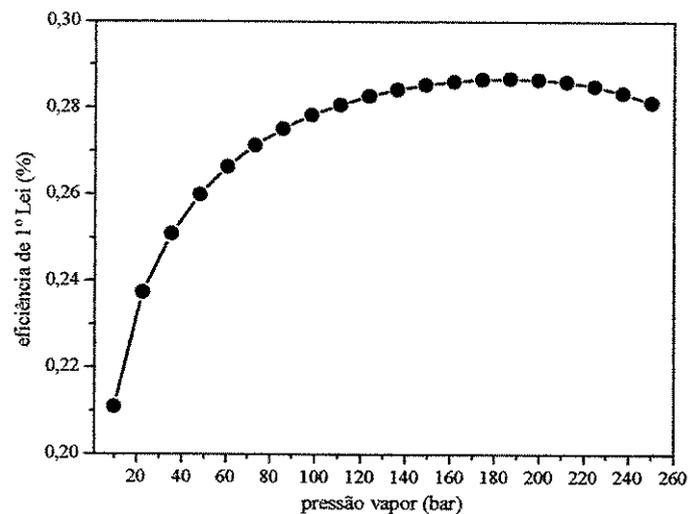
3.2.1. Aumento na Pressão no Gerador de Vapor

Mantendo-se constantes as variáveis T_{1a} e P_2 , varia-se P_1 . Ao aumentar a pressão P_1 , aumenta-se a temperatura de saturação do vapor e T_H . Pela equação (3.2) a eficiência aumenta, porém, o aumento não é linear. O comportamento do trabalho específico mostra que ao aumentar a pressão, a entalpia do vapor na entrada da turbina atinge um valor máximo para então diminuir seu valor. Esse comportamento reflete-se diretamente no valor do trabalho específico uma vez que a entalpia do vapor na entrada do condensador permanece constante, (fig. 3.3b). Os resultados também mostram que a irreversibilidade gerada sempre diminui com o aumento da pressão, isso ocorre devido ao aumento da temperatura média T_L .

Nesta simulação, para um aumento de pressão de 40 para 100 bar obtém-se um aumento de 9,5% na eficiência, Schegliaiev (1978) cita um aumento de 10,2% e Kostyuk e Frolov (1985) 9,8%, para as mesmas condições consideradas. Para o caso do trabalho específico, este atinge um valor máximo a partir do qual o aumento da pressão no gerador de vapor, não se reflete numa melhora do mesmo, para estas condições, o pico de trabalho acontece em torno da pressão de 98 bar, conseguindo um aumento de 5% em relação à pressão inicial de 40 bar.

Kostyuk e Frolov (1985) citam um valor máximo do trabalho na pressão de 95 bar e um aumento de eficiência de 9,8%. Resultados semelhantes são citados por Schegliaiev (1978). O

aumento da pressão no gerador de vapor incide no aumento dos custos para a construção de equipamentos maiores (gerador de vapor) e mais robustos (turbinas), um aumento do nível de pressão de 88 para 157 bar implica num aumento de custo de 7%, (Schegliaiev, 1978).



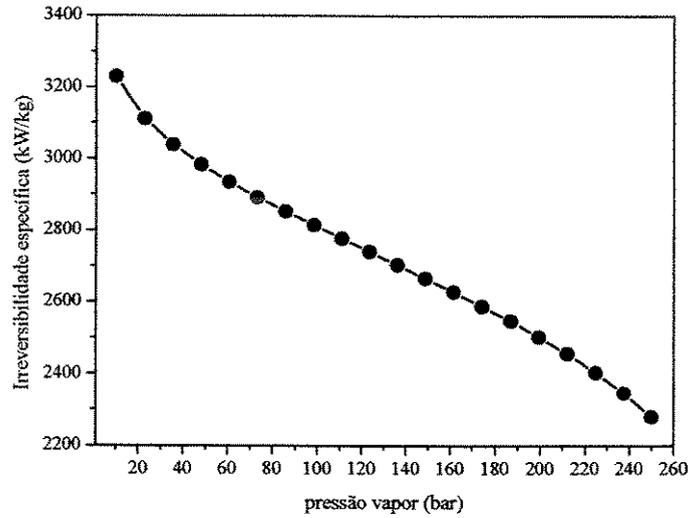


Figura 3.3: a) Eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica gerada em função da pressão no gerador de vapor:

3.2.2. Diminuição da Pressão no Condensador

Para se simular a variação da pressão no condensador P_2 os parâmetros constantes são: ($T_{1a} = 400^\circ\text{C}$ e $P_1 = 40$ bar). Diminuindo a pressão no condensador, obtém-se ganhos de eficiência como mostrado na figura 3.4a, o ganho no trabalho líquido é mostrado na figura 3.4b e a irreversibilidade gerada na figura 3.4c

Diminuindo-se a pressão média no condensador, diminui-se a temperatura de saturação no mesmo. T_L é a temperatura em que o calor é rejeitado para o ambiente e ao diminuí-la, aumentamos a eficiência do ciclo, como mostrado pela eq. (3.2). O limite para se diminuir a pressão no condensador é dado pela disponibilidade de fluido refrigerante usado para condensar o vapor, pelo fator econômico que pesa sobre o tamanho do condensador e pelo projeto da turbina que define a pressão de entrada no mesmo, a temperatura de saturação no condensador não pode ser menor que temperatura ambiente (Kartchenko, 1998). Haywood (1980) cita que uma diminuição da pressão no condensador de 0,068 para 0,034 bar resulta num incremento de 4,5% na eficiência do ciclo. Na simulação para uma diminuição de 0,07 para 0,03 bar obtemos um aumento de 5,5 % na eficiência, 9 % no trabalho líquido, a irreversibilidade gerada permanece praticamente constante.

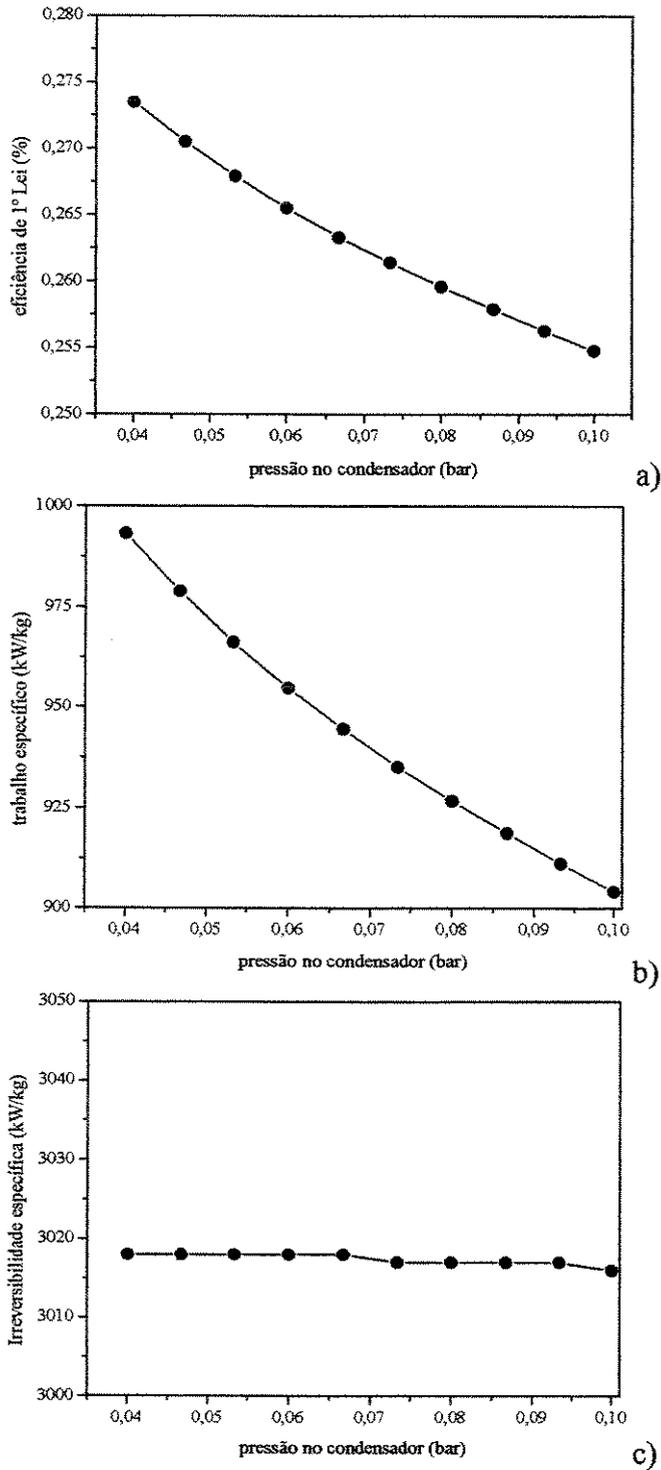
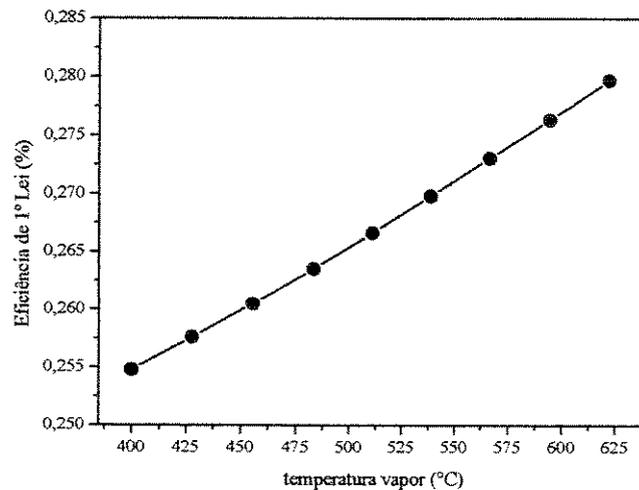


Figura 3.4: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica gerada *versus* pressão no condensador.

3.2.3. Aumento da Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor

É a maneira imediata de se melhorar a eficiência de um ciclo Rankine. O aumento da temperatura do vapor na saída do gerador de vapor aumenta a temperatura média de absorção do calor (T_H) aumentando-se a eficiência do ciclo. O aumento da temperatura também faz diminuir a umidade na saída da turbina, acarretando ganhos na eficiência do ciclo. Da mesma forma que o aumento da pressão do gerador de vapor, o aumento da temperatura é limitado pela resistência térmica da turbina e pelos custos econômicos da utilização de materiais mais resistentes, tanto quanto na caldeira.

As figuras 3.5a, 3.5b e 3.5c mostram o comportamento da eficiência de 1º Lei, trabalho específico e da irreversibilidade específica gerada quando se varia a temperatura do vapor na saída do gerador de vapor. O aumento da temperatura implica um aumento da entalpia do vapor, aumentando o salto entálpico e o trabalho específico da turbina. O aumento do calor adicionado ao ciclo é maior que o ganho na potência gerada na turbina, aumentando a irreversibilidade. Haywood (1980) cita que para um aumento de 450 para 550°C obtém-se até 7% de ganho na eficiência, Kostyuk e Frolov (1985) obtém um aumento de 9,6% na eficiência e 16,6% no trabalho específico, Schegliaiev (1978) um aumento de 9% para a eficiência e 17% para o trabalho específico. Na simulação obtemos aumento de 4,5% na eficiência, de 12% no trabalho específico e de 6% na irreversibilidade gerada.



a)

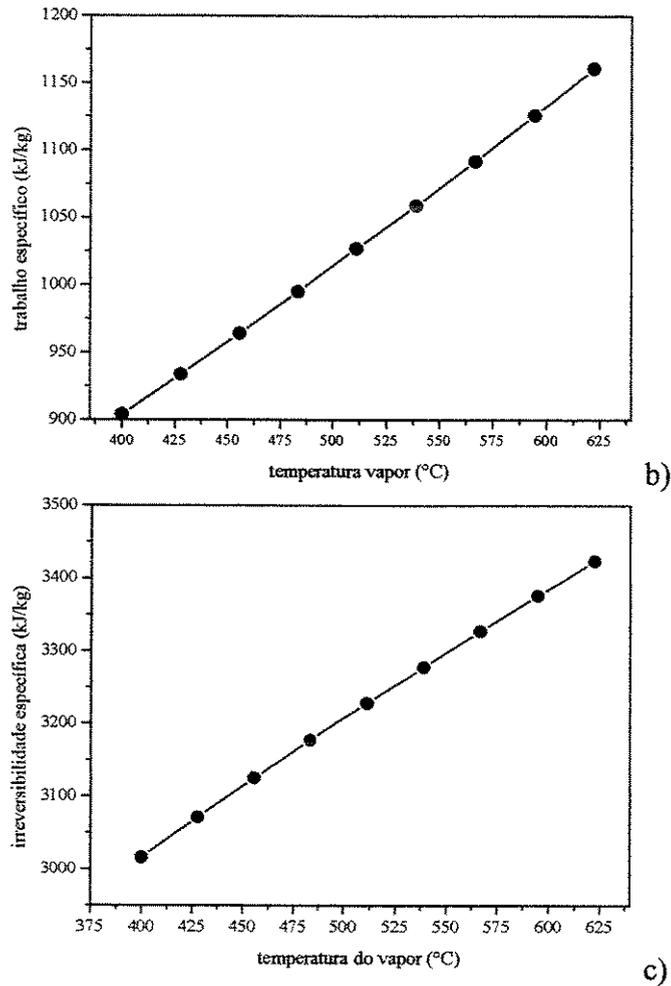


Figura 3.5: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica *versus* temperatura do vapor na saída da caldeira

3.3. Ciclo Rankine com Reaquecimento

A figura 3.6a mostra o esboço básico do Ciclo Rankine com Reaquecimento. Segundo Bejan (1988), a utilização do reaquecimento em ciclos Rankine tem sido praticada desde 1925. Nesta época a temperatura limite suportada pelas turbinas era de 400°C, enquanto que nos dias atuais pode alcançar até 650°C, (Khartchenko, 1998). Seguindo a nomenclatura da figura 3.6, o vapor superaquecido expande-se na turbina 01 até uma pressão intermediária P_2 é reaquecido até a temperatura T_1 e expande-se até a pressão do condensador P_4 . O parâmetro a ser estudado neste ciclo seria a pressão intermediária de reaquecimento: ao diminuir P_2 aumenta o trabalho

gerado na primeira turbina, até um valor máximo a partir do qual a diminuição da pressão diminui o trabalho nesta, porém ao diminuindo P_2 também aumenta o calor necessário ao reaquecimento.

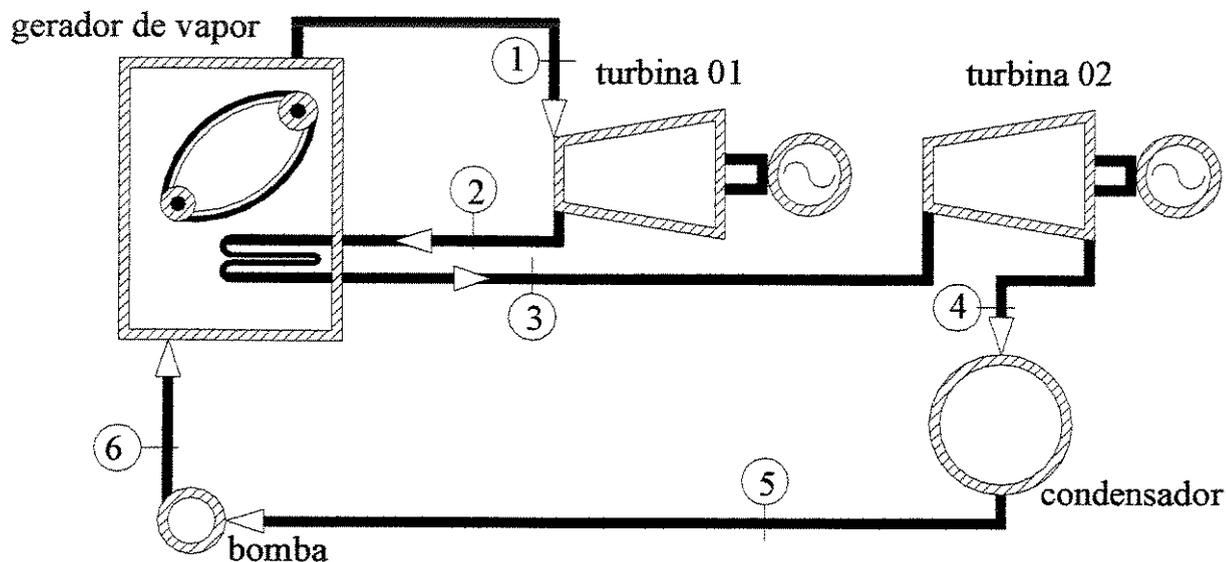


Figura 3.6: Ciclo Rankine com Reaquecimento

A eficiência do ciclo é função do trabalho específico e do calor adicionado, a diminuição de P_2 gera um aumento na eficiência. A irreversibilidade gerada atinge um valor máximo para diminuir com a diminuição de P_2 . Segundo Kostyruk e Frolov (1988) o valor usual para esta pressão de reaquecimento é de 20-30% da pressão P_1 .

As figuras 3.7a, b e c mostram os resultados da simulação para o ciclo Rankine com reaquecimento em que o parâmetro variado foi à pressão intermediária entre as duas turbinas. Variando-se a pressão P_2 de 30 para 15 bar obtemos um aumento na eficiência de 2,3%, 8,03% no trabalho líquido e 4,86% na irreversibilidade gerada.

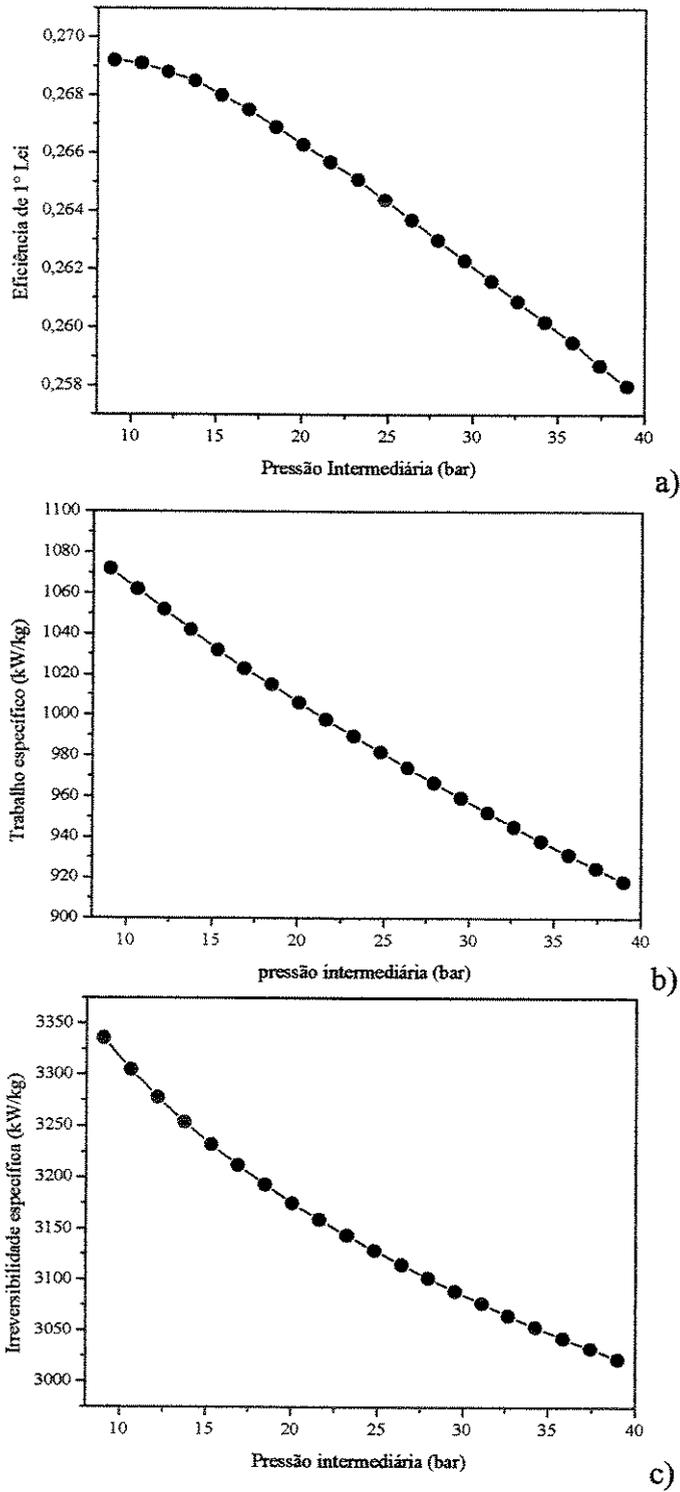


Figura 3.7: a) eficiência; b) trabalho específico; c) irreversibilidade específica em função da pressão intermediária de reaquecimento.

3.4. Ciclo Rankine Regenerativo

O ciclo Rankine regenerativo mostrado na figura 3.8 é uma variação do ciclo Rankine simples no qual, a diferença principal está na presença de um pré-aquecedor da água de alimentação do gerador de vapor. Seguindo a nomenclatura da figura 3.8, o vapor no ponto 1, expande em uma turbina, nesta existe uma extração onde parte do vapor é levada para um trocador de calor. O restante do vapor é condensado, passa pela bomba 01, seguindo para o trocador de calor, onde será pré-aquecido pelo vapor proveniente da extração da turbina. E então esta mistura é levada para a bomba 02 e desta para o gerador de vapor, completando o ciclo.

O uso das extrações na turbina permite diminuir o calor adicionado ao ciclo aumentando T_L . Porém tal uso também diminui o trabalho da turbina. Na simulação varia-se a entalpia da água de alimentação do gerador de vapor. O aumento da temperatura diminui o trabalho específico e aumenta a eficiência, uma vez que o calor adicionado ao ciclo diminui numa proporção maior do que o trabalho. Além do valor desta entalpia o número de pré-aquecedores também influi no desempenho do ciclo regenerativo. A quantidade de trocadores de calor implica maiores custos econômicos e dificuldades na operação. Haywood (1980) e Kostyuk e Frolov (1988) descrevem métodos utilizados para se determinar o número adequado de trocadores de calor para maximizar a eficiência do ciclo. As figuras 3.9a, b e c mostram a variação da eficiência de 1^olei, do trabalho líquido e da irreversibilidade gerada, respectivamente, quando se varia a entalpia da água que entra no gerador de vapor. A temperatura varia de acordo com a quantidade de vapor que é extraído da turbina.

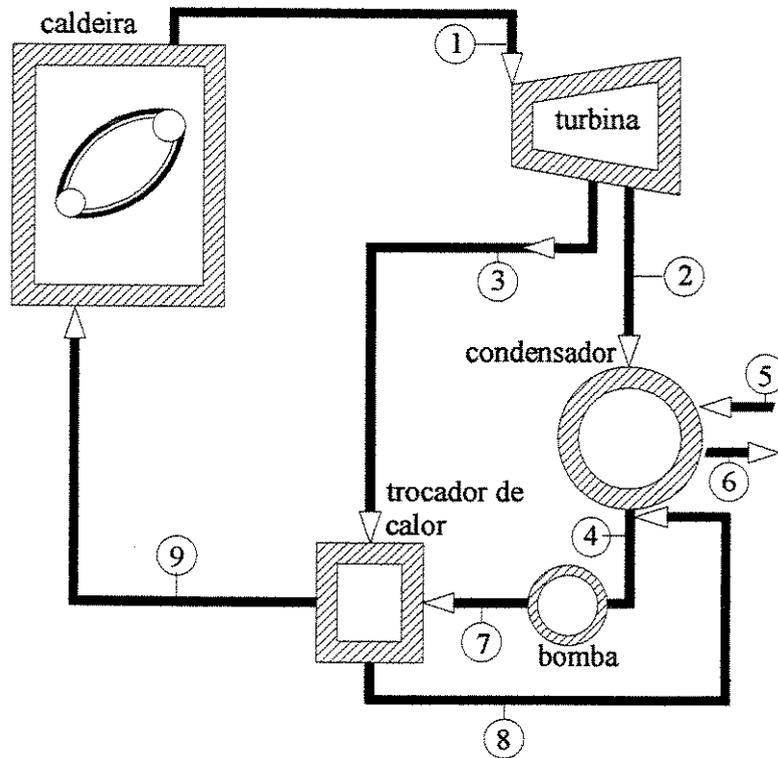
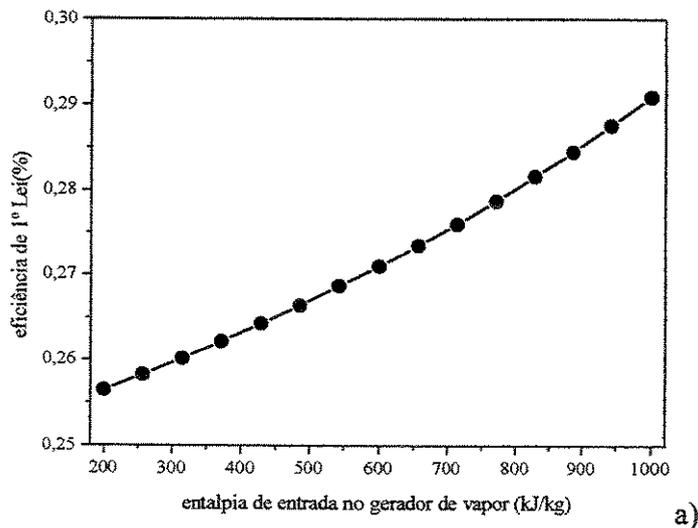


Figura 3.8 Ciclo Rankine Regenerativo

Na simulação do uso do sistema regenerativo, quando se aumenta a temperatura da água na entrada do gerador de vapor de 100 para 200 °C, resulta no aumento da eficiência de 7,25%, diminuição do trabalho líquido de 9,5% e na irreversibilidade de 30%



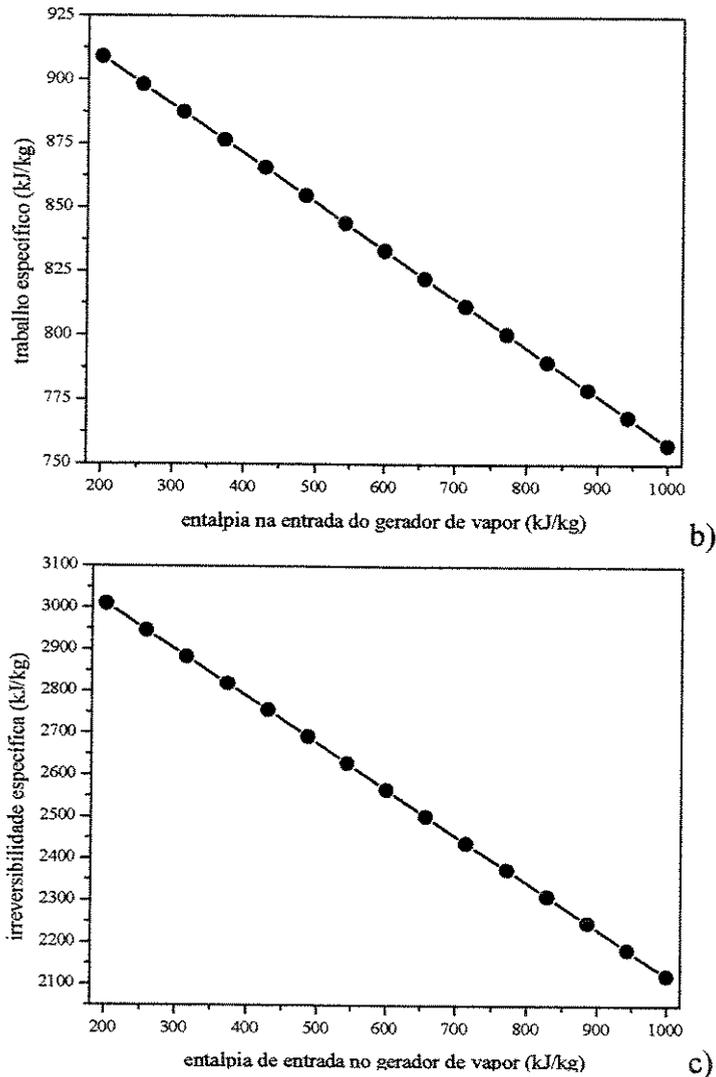


Figura 3.9: a) Eficiência; b) Trabalho específico; c) Irreversibilidade gerada, em função da entropia na entrada do gerador de vapor

A figura 3.10 mostra uma comparação dos valores de eficiência de 1ª Lei, trabalho líquido e irreversibilidade gerada para os três tipos de ciclos considerados: Ciclo Rankine simples, com Reaquecimento e Regenerativo. As condições simuladas para cada caso considerado foram:

Ciclo Rankine simples: $P_1 = 40$ bar; $T_1 = 400^\circ\text{C}$; $P_2 = 0,1$ bar.

Ciclo com Reaquecimento: $P_1 = 40$ bar, $T_1 = 400^\circ\text{C}$; $P_2 = 0,1$ bar; Pressão Intermediária de Reaquecimento = 12,5 bar; Temperatura do vapor após o reaquecimento = 400°C .

Ciclo Regenerativo: $P_1 = 40$ bar; $T_1 = 400^\circ\text{C}$; $P_2 = 0,1$ bar; Temperatura de entrada da água de alimentação do gerador de vapor = 200°C .

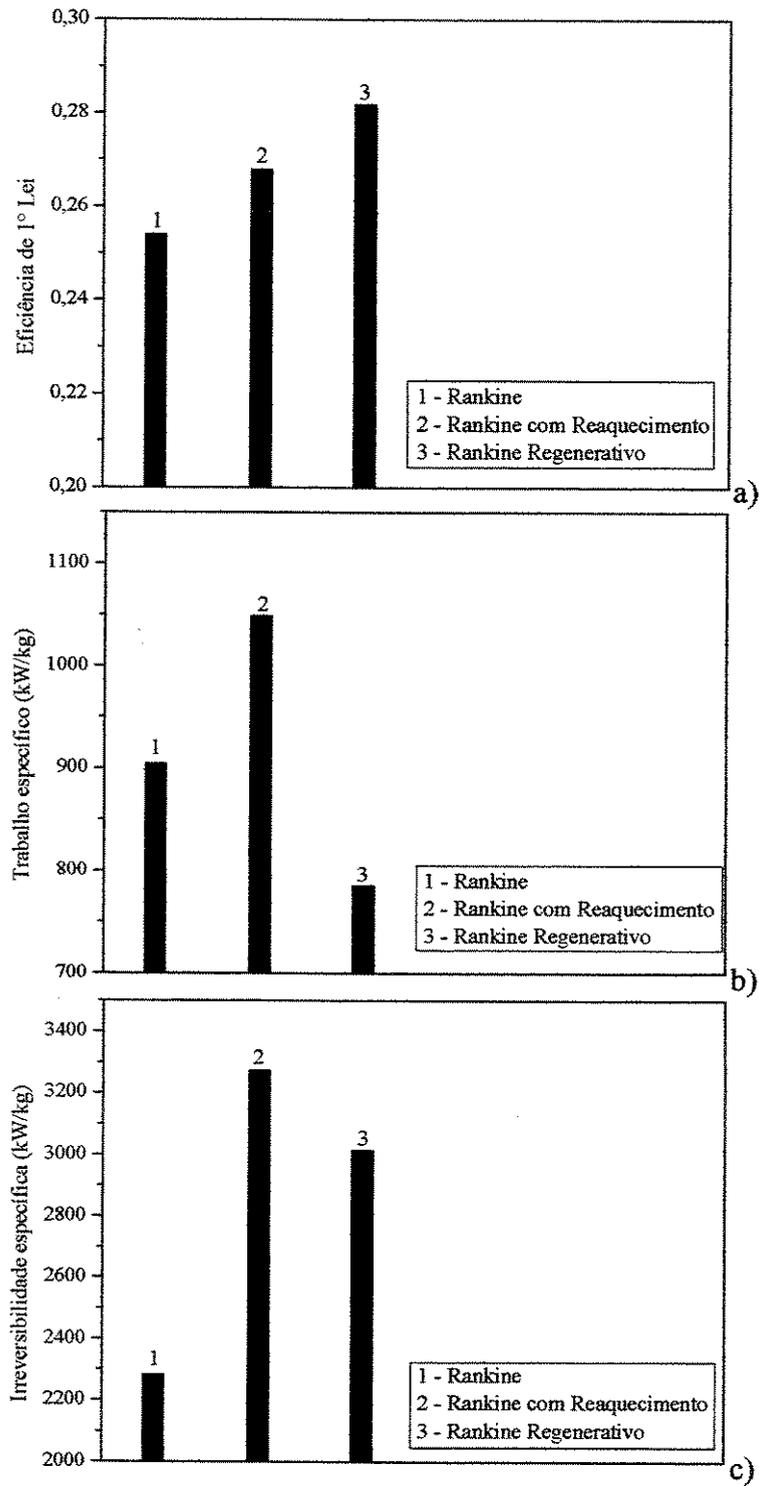


Figura 3.10 Comparação entre os três ciclos considerados. a) ciclo Rankine; b) ciclo Rankine com reaquecimento; c) ciclo Rankine regenerativo.

A comparação do ciclo simples com o com reaquecimento, mostra que a eficiência e o trabalho específico do ciclo com reaquecimento são maiores. O reaquecimento permite aumentar o trabalho específico através de uma quantidade maior de calor adicionado, a eficiência aumenta porque o trabalho específico aumenta numa proporção maior do que o calor adicionado, de outro lado a irreversibilidade gerada no ciclo com reaquecimento é maior que a do caso simples, devido à maior quantidade de calor adicionada. Em relação ao ciclo regenerativo, este possui uma maior eficiência e produz menos irreversibilidade do que o ciclo simples. Porém, há uma diminuição no trabalho específico produzido, derivada do fato que o uso de extrações na turbina permite diminuir a quantidade de calor adicionada, mas diminui a produção de trabalho.

3.5. Ciclo Rankine Regenerativo-Reaquecimento.

Neste caso podem-se combinar as duas configurações num único sistema. A incorporação do reaquecimento e de regeneração busca diminuir as perdas do sistema e aumentar sua eficiência. Habib e Zuibar (1992) analisaram uma planta de potência que utiliza o ciclo Rankine regenerativo e com reaquecimento, do ponto de vista da primeira e segunda lei da Termodinâmica, verificaram que com a incorporação destas modificações melhora o desempenho da planta.

O sistema regenerativo contribui com 12% no aumento da eficiência e 18% na diminuição da irreversibilidade do ciclo. Quando se acrescenta o reaquecimento este ganho chega a 14% na eficiência e 24% na diminuição da irreversibilidade. Habib e Zuibar (1992) também analisa a influência do número de trocadores de calor usados para pré-aquecimento da água. A figura 3.12 mostra como varia a eficiência do ciclo em função do número de trocadores de calor e do aumento da entalpia da água de alimentação para um ciclo regenerativo e a figura 3.13 para o ciclo regenerativo-reaquecimento.

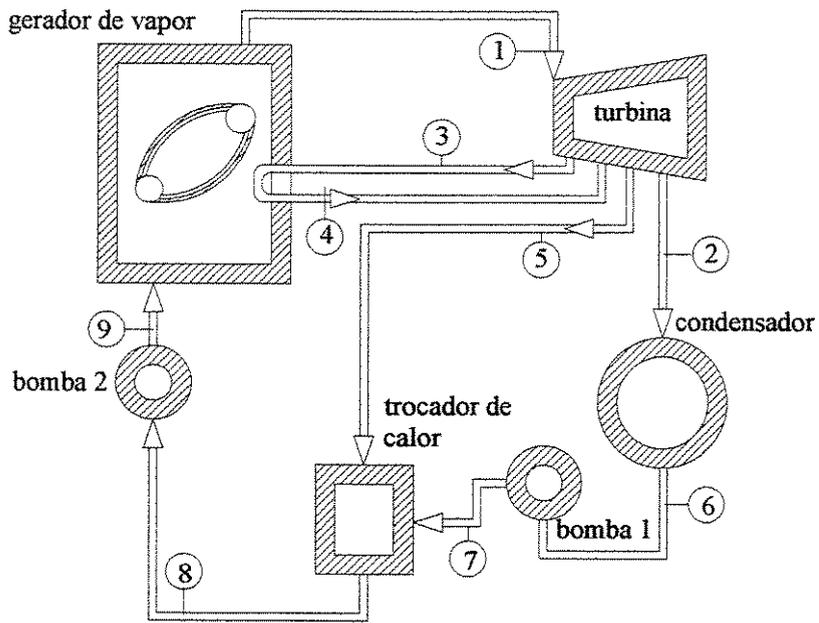


Figura 3.11 Ciclo Rankine Regenerativo-Reaquecimento.

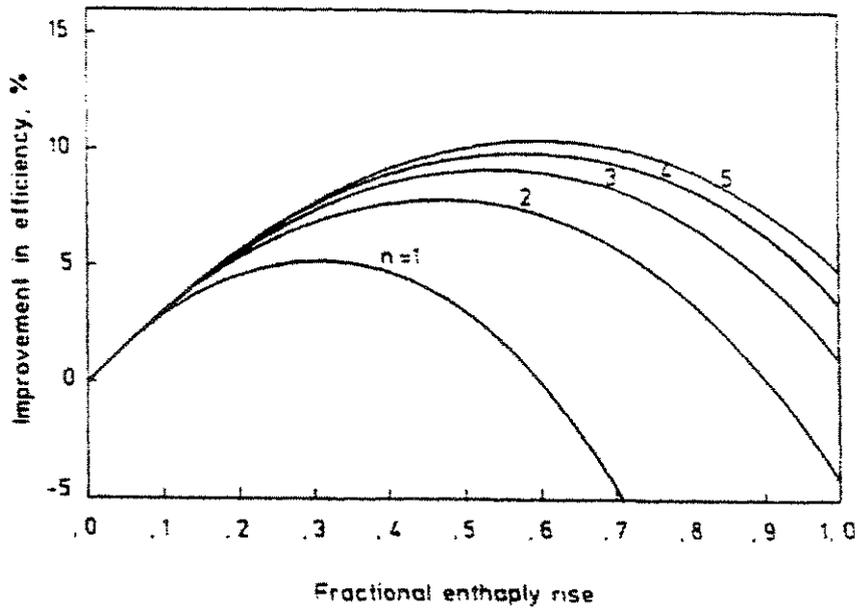


Figura 3.12 Eficiência do ciclo em função do aumento da entalpia na entrada do gerador para “n” pré-aquecedores. (ciclo regenerativo) Fonte: Habib e Zuibar (1992)

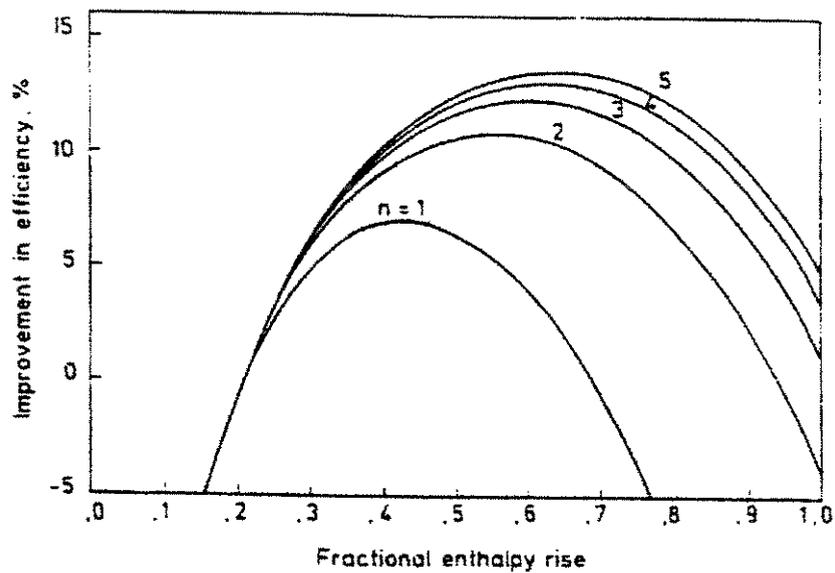


Figura 3.13 Eficiência do ciclo em função do aumento da entalpia na entrada do gerador para n pré-aquecedores. (ciclo regenerativo-reaquecimento) Fonte: Habib e Zuibar (1992)

Acar (1997) mostra através de uma análise de 2^o Lei da Termodinâmica o comportamento da geração de irreversibilidades nos equipamentos que compõem uma planta de ciclo Rankine Regenerativo e com Reaquecimento em função da variação de parâmetros como temperatura e pressão do vapor na saída do gerador de vapor e da pressão no condensador. Mostra que os processos que geram muita irreversibilidade são principalmente a combustão, as trocas de calor que ocorrem entre fluxos com grande diferença de temperatura e no processo de regeneração. Porém, os equipamentos que geram a maior parte da irreversibilidade são o gerador de vapor, o condensador e o re-aquecedor.

Em plantas reais podemos citar o trabalho de Habib et al. (1995) onde fazem a análise da performance da planta de Ghazlan na Arábia Saudita; Os autores analisaram a influência da variação da carga em relação a eficiência do ciclo e na geração da irreversibilidade, mostrada na figura 3.14, onde a eficiência diminui com o funcionamento da planta em cargas parciais, e a irreversibilidade diminui quando a planta opera em carga nominal. Neste caso específico, trabalhar numa carga em torno de 50% da nominal implica uma diminuição da eficiência em 5%

e aumenta-se a irreversibilidade em 3%, onde cerca de 82% da irreversibilidade provem do gerador de vapor, 12 % da turbina e o restante dos outros equipamentos.

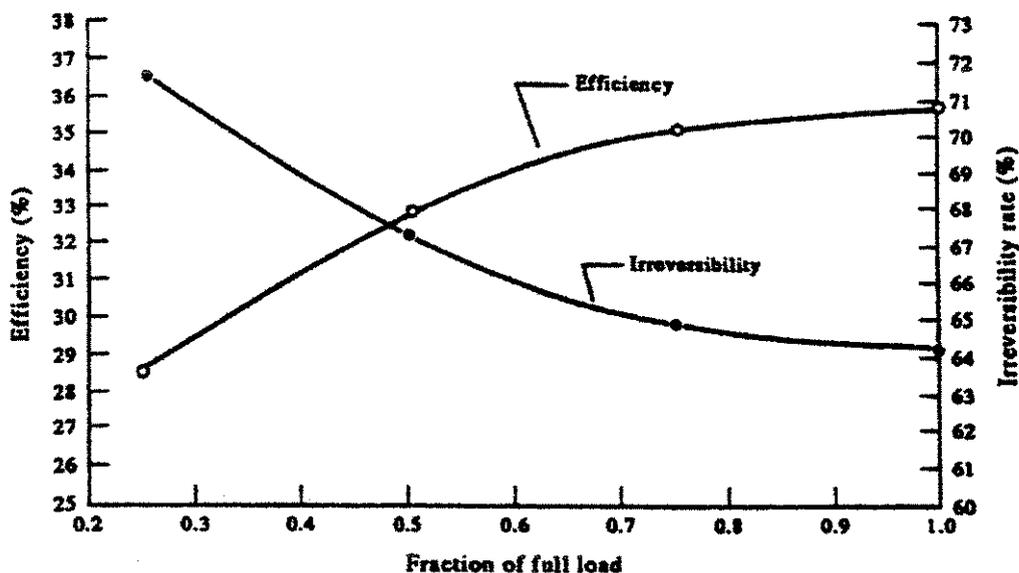


Figura 3.14 Variação da Eficiência e Irreversibilidade num ciclo Rankine com Reaquecimento operando em cargas parciais. Fonte Habib et al (1995).

Atualmente os parâmetros de plantas industriais de ciclo Rankine estão com níveis bem superiores aos simulados até aqui. Diversos fabricantes possuem unidades instaladas com pressão no gerador de vapor acima dos níveis críticos, reaquecimento e regenerativos entre outros. Na tabela 3.1 são mostrados alguns exemplos de plantas instaladas:

Tabela 3.1 Exemplos de plantas industriais

Planta	País	Combustível	Pressão (bar)	Temperatura (°C)	Potência (MW)
Adolfo Lopes	México	Óleo Combustível	175	588	1400
Hemweg	Holanda	Turfa e Gás Natural	260	540	680
Neyveli	Índia	Linhito	176	540	250
Nordylland	Dinamarca	Carvão	290	582	411
Skaerback	Dinamarca	Gás Natural	290	582	414

Fonte: ALSTOM (2002)

3.6. Outras aplicações do Ciclo Rankine

A principal utilização do ciclo Rankine é na geração de potência, queimando-se combustíveis fósseis. Os principais combustíveis utilizados são: carvão, mineral ou vegetal, biomassa, lenha, bagaço de cana, palha de arroz, óleo combustível, gás natural e gases industriais. Além deste tipo de utilização, o ciclo Rankine também é utilizado em usinas nucleares, onde o combustível utilizado vem de uma fonte radioativa, em sistemas que utilizam fontes geotérmicas, sistemas de energia solar, sistemas de refrigeração e aquecimento. A seguir mostramos alguns destes exemplos.

3.6.1. Ciclo Rankine em usinas nucleares

A figura 3.15 mostra um esboço deste tipo de ciclo. Nesta configuração o reator nuclear é carregado com material radioativo que libera calor através de fissão nuclear, este calor liberado gera vapor em um circuito primário de água pesada D_2O , esta água pesada troca calor com um circuito secundário de água leve, gerando vapor no gerador de vapor, este vapor a alta pressão e temperatura, é expandido numa turbina gerando potência elétrica, o vapor expandido na turbina é condensado num condensador e novamente bombeado para o gerador de vapor fechando o ciclo.

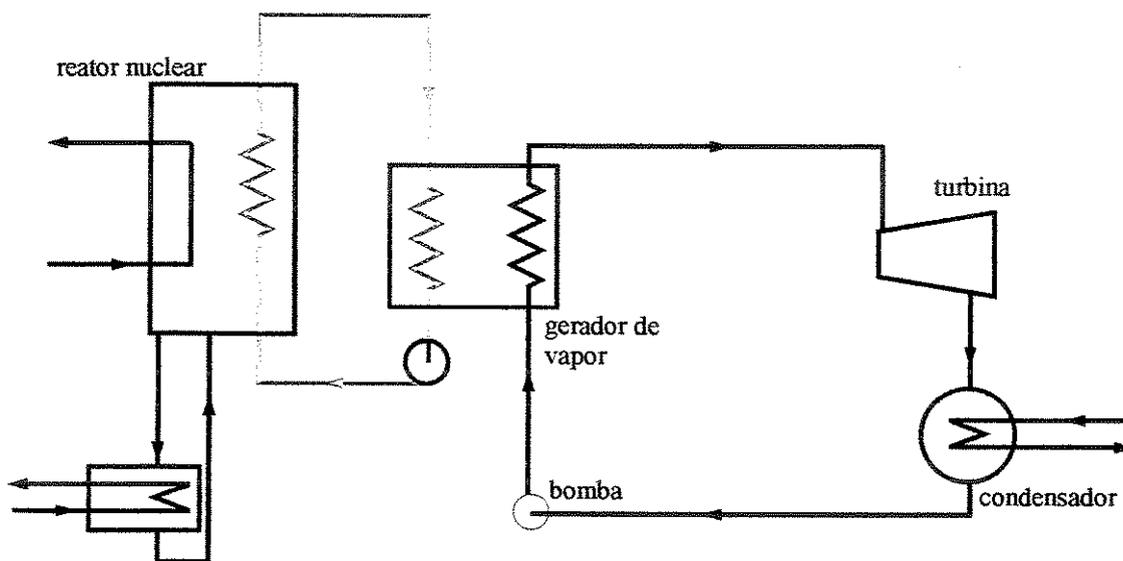


Figura 3.15 Ciclo Rankine em centrais nucleares.

O fato de se utilizar combustível radioativo, faz a operação deste tipo de ciclo tornar-se mais onerosa e complicada, devido aos cuidados necessários com a segurança em relação a acidentes com vazamento de combustível. Porém a utilização deste tipo de combustível faz com que pequena quantidade de combustível possa fazer estas plantas funcionarem por muito tempo.

O trabalho de Rosen (2001) faz uma comparação, através da análise energética e exergetica, entre uma planta de ciclo Rankine suprido por um combustível fóssil, carvão pulverizado e combustível radioativo, urânio. Segundo Rosen (2001) este tipo de ciclo possui uma eficiência de primeira e segunda lei de 30% aproximadamente. Quando comparado com ciclos Rankine utilizando combustível fóssil observa-se que o fato de termos dois circuitos de água, um deles primário trocando calor com o combustível nuclear e o segundo que constitui o ciclo Rankine propriamente dito, faz aumentar a irreversibilidade gerada por troca de calor, o que faz diminuir a eficiência do ciclo. Rosen (2001) mostra que em termos da quantidade de irreversibilidade gerada, a principal diferença entre os dois sistemas encontra-se na seção de troca de calor entre os circuitos primário e secundário. Outro fator que faz a planta nuclear ter menor eficiência é a necessidade de se trabalhar com temperaturas menores do vapor no circuito secundário, do que no caso de plantas de combustível fóssil.

Destaca-se o fato de que plantas nucleares terem problemas no quesito da gestão dos resíduos radioativos e, no caso de plantas de combustíveis fósseis, o problema das emissões atmosféricas.

3.6.2. Ciclo Rankine Com Baixas Temperaturas (Ciclo Rankine Orgânico)

Quando se dispõe de fontes de calor com baixas temperaturas ($< 200^{\circ}\text{C}$), pode-se utilizar o ciclo Rankine para produzir energia utilizando fluidos de trabalho orgânicos, diferentes do tradicional vapor de água.

Consistem em um evaporador (área de aquecimento), uma turbina e um condensador (área de resfriamento). Estes sistemas são de pequeno porte, não emitem gases como CO, CO₂ e NO_x entre outros poluentes atmosféricos. Por trabalhar a baixas temperaturas a eficiência deste ciclo é

baixa. O fluido de trabalho selecionado precisa ter alta densidade, devido à necessidade de grande fluxo de massa através da turbina, e um baixo valor no calor latente, para exigir menor quantidade de calor proveniente da fonte de calor. Substâncias como n-pentano, HCFC-123 ($\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$) e os Freons constituem fluidos de trabalho adequados para serem usados neste caso. A tabela 3.2 abaixo mostra uma comparação entre água e HCFC-123.

Tabela 3.2: Propriedades térmicas (água e HCFC-123)

Fluido de Trabalho	Peso Mol.	Pto Ebulição (K) a 1atm	Densidade(kg/m^3) 1 atm e 25°C	Q Latente (kJ/kg)	$k = c_p / c_v$
Água	18	373,15	997	2257	1,33
HCFC-123	152,9	300	1462,2	168,41	1,11

Fonte Yamamoto et. al. (2001)

Yamamoto et al. (2001) analisam os parâmetros de projeto de um ciclo rankine orgânico e fazem uma simulação numérica para prever o desempenho de um ciclo que funcione com HCFC-123, comparando com dados experimentais. O trabalho mostra o comportamento da eficiência em função da razão de pressão do compressor, da temperatura de entrada na turbina e comparam esses dados para dois fluidos de trabalho, água e HCFC-123.

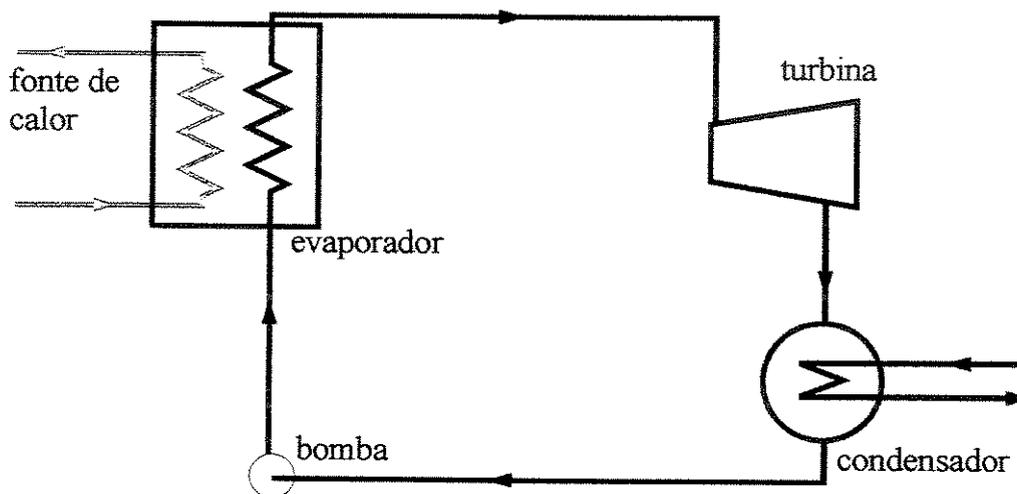


Figura 3.16 Configuração do ciclo Rankine para baixas temperaturas

Lee et al. (1988) fizeram uma análise semelhante de um ciclo Rankine orgânico, mas consideraram como fluido de trabalho o Freon R-113. Sua análise se estende além do comportamento termodinâmico do ciclo, abrangendo uma análise econômica e de custos de operação e implementação do ciclo. Segundo Lee et al. (1988) este tipo de ciclo possui alto potencial de implementação para baixas potências instaladas.

Ibrahim (1996) também mostra o comportamento de um ciclo Rankine com fluido de trabalho diferente da água. Neste caso, um ciclo com uma mistura de amônia e água é analisado e seu desempenho comparado ao ciclo Rankine simples com os ciclos regenerativos e com reaquecimento.

O ciclo Rankine orgânico pode ser utilizado nas seguintes aplicações:

3.6.3. Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Fonte Geotérmica.

Uma das aplicações possíveis do ciclo Rankine em baixas temperaturas é usando fontes geotérmicas. A maioria dessas fontes encontra-se a temperaturas menores que 200°C, possibilitando assim a utilização de fluidos orgânicos. A figura 3.17 mostra o esquema de um ciclo.

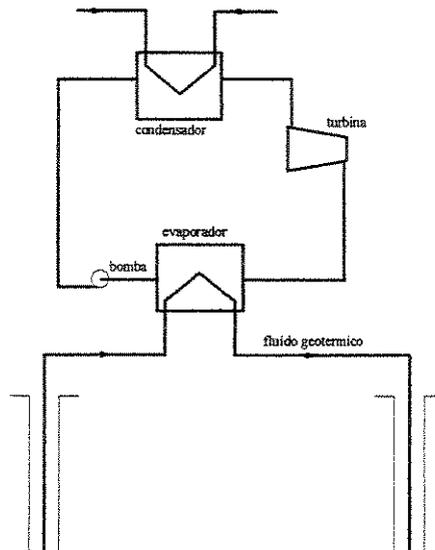


Figura 3.17 Ciclo rankine em fonte geotérmica.

Heard et al. (1990) fazem uma análise do ciclo aplicado em regiões mexicanas que seriam propícias a esse tipo de aplicação. O trabalho mostra diversas comparações entre diferentes fluidos orgânicos que poderiam ser usados e avalia a potência que poderia ser gerada em função das condições da fonte geotérmica. A potência estimada para cada planta seria de 10 kW_e até 45 MW_e. Este tipo de ciclo gera pouca poluição ambiental a não ser os efeitos oriundos do resfriamento do fluido de trabalho no condensador

3.6.4. Ciclo Rankine em Sistemas de Refrigeração e Aquecimento.

O ciclo Rankine também pode ser utilizado em sistemas de refrigeração. Neste caso a energia gerada na turbina seria utilizada num sistema de refrigeração por compressão. No caso, ele opera com fluidos orgânicos aproveitando o rejeito térmico de algum outro processo em que calor esteja disponível em correntes de energéticos a baixas temperaturas.

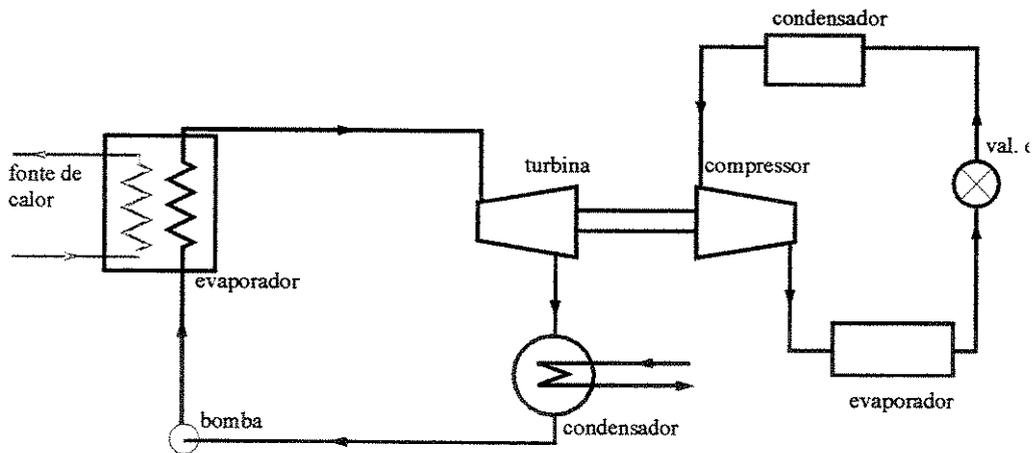


Figura 3.18 Utilização do ciclo Rankine em ciclos de Refrigeração

Os trabalhos de Kaushik et al. (1994a e 1994b) tratam da aplicação do ciclo Rankine em um sistema de refrigeração, analisando os métodos de regeneração e reaquecimento para melhorar a performance do ciclo e testando diversos tipos de misturas como fluidos de trabalho como amônia + vapor, R-22 + vapor e R-112 + vapor. Christensen e Santoso (1990) fazem uma avaliação semelhante utilizando o ciclo Rankine num sistema de aquecimento utilizando bomba

de calor.

Segundo os autores citados, este tipo de ciclo possui um coeficiente de performance (COP) em torno de 1,5 a 2, menor que valores citados para ciclos de refrigeração por compressão (4 a 6) e maiores que ciclos de refrigeração por absorção, seja utilizando amônia ou brometo de lítio, (COP em torno de 0,7), o que justifica a utilização deste sistema.

Este capítulo mostrou de maneira geral os principais parâmetros estudados no ciclo Rankine. Além de exemplos de aplicações deste em outros tipos de sistemas de geração. Este tipo de ciclo é o atualmente utilizado no sistema de geração de potência na CST. No capítulo 5 a análise exergética e termoeconômica são executadas e seus custos calculados.

Capítulo 4

Ciclo Combinado

Neste capítulo, uma introdução ao Ciclo Combinado é apresentada. Uma descrição do funcionamento de turbinas a gás, seus diferentes ciclos e breve análise dos parâmetros principais no desempenho destes equipamentos é apresentada. Estendendo a análise a ciclos combinados propriamente dito, incluem-se a análise dos principais parâmetros de caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão.

4.1 Turbinas a Gás

O primeiro passo no desenvolvimento de turbinas a gás foi dado por John Barber em 1791, quando foi registrada a primeira patente (Bathie (1996)). Porém o grande impulso no desenvolvimento deste tipo de máquina motora aconteceu durante a Segunda Guerra Mundial, principalmente no uso aeronáutico.

Uma turbina a gás é composta por um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. A figura 4.1a e b mostram um esboço de uma turbina a gás de um e dois eixos.

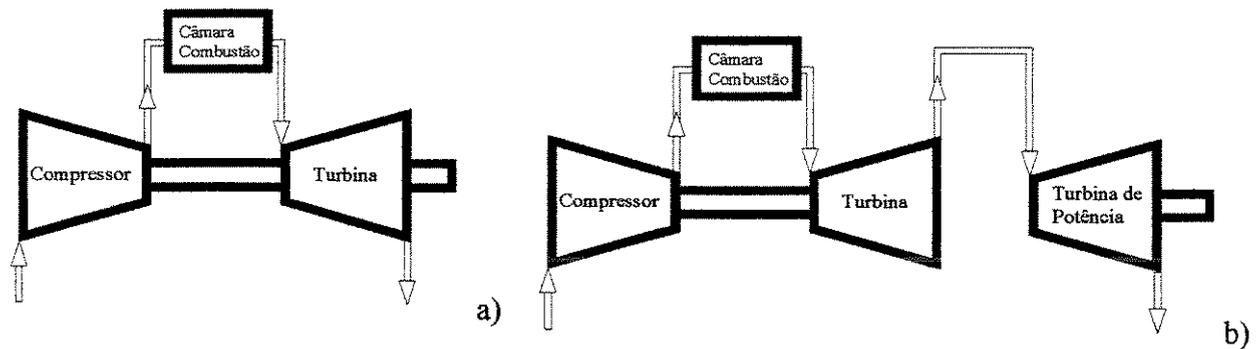


Figura 4.1: a) turbina a gás de eixo único; b) eixo duplo.

Ar atmosférico entra no compressor a pressão e temperatura ambiente. Passa por um processo de compressão e é introduzido na câmara de combustão, onde é queimado com combustível, produzindo gases de combustão. Estes são expandidos na turbina produzindo potência mecânica; No caso de turbinas de eixo simples parte desta potência é utilizada para acionar o compressor, já no caso da turbina de duplo eixo a primeira turbina aciona somente o compressor e a turbina de potência disponibiliza potência mecânica útil. Nas turbinas de duplo eixo, chama-se o conjunto compressor, câmara de combustão e turbina de “gerador de gases”.

Turbinas a gás têm uso aeronáutico, no caso impulsionam aviões de uso comercial e militar; náutico, acionando fragatas, destróieres e porta-aviões; é também usada em campos de prospecção de petróleo e gás; em estações de bombeamento de gás e na geração de energia elétrica, Saravanamuttoo et al. (2001). Podem-se classificar as turbinas a gás em ciclo aberto e fechado. Uma turbina a gás de ciclo aberto tem um esquema semelhante à turbina mostrada na figura 4.1, descarrega os gases expandidos na turbina diretamente na atmosfera, no caso de turbinas com ciclo fechado usa-se um trocador de calor no lugar da câmara de combustão, onde o calor é adicionado ao ciclo e após a expansão na turbina os gases são resfriados por um trocador de calor que rejeita calor para o ambiente. Segundo Guarinello Jr. (1997), este tipo de turbina tem uso em instalações nucleares, também são de custo mais elevado, porém de manutenção mais barata.

Segundo Bathie (1996), as turbinas também podem ser classificadas em turbinas a gás aeroderivativas e industriais. As turbinas aeroderivativas, como já diz o nome, são turbinas originalmente destinadas ao uso em aviões, que são modificadas para a utilização em propulsão

náutica, estações de bombeamento e sistemas de geração de energia elétrica de baixa potência, entre 12 e 40 MW. As turbinas a gás aeroderivativas, geralmente, são turbinas de eixo duplo. Já as turbinas industriais possuem tamanhos maiores, menores custos por kW e são apropriadas para geração de energia elétrica em níveis de potência elevados (acima de 200 MW). As turbinas a gás industriais geralmente possuem eixo único. Horlock (1997) afirma que o desenvolvimento da tecnologia de turbinas aeroderivativas foi fundamental para as turbinas industriais, sendo que muitas das soluções encontradas para melhorar a eficiência das turbinas aeroderivativas foram utilizadas nas turbinas a gás industriais.

4.1.1 Ciclo Ideal

O ciclo Brayton é o ciclo ideal para turbinas a gás. A figura 4.2 mostra o diagrama T-s do ciclo.

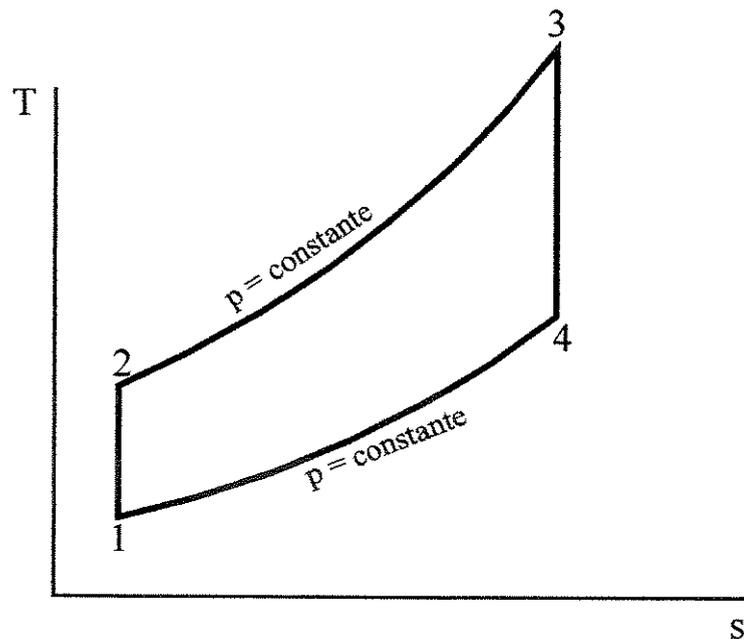


Figura 4.2: Diagrama T-s do Ciclo Brayton.

No diagrama temperatura-entropia da figura 4.2 pode-se observar os seguintes processos que compõem o ciclo ideal.

Processo 1-2: compressão isentrópica no compressor;

Processo 2-3: adição de calor à pressão constante na câmara de combustão;

Processo 3-4: expansão isentrópica na turbina

Saravanamutoo et al(2001) e Bathie (1996) definem dois principais parâmetros que influenciam o comportamento do ciclo Brayton: a razão de pressão no compressor $\left(r_c = \frac{P_2}{P_1} \right)$ e a máxima temperatura na entrada da turbina (T_3)

A simulação feita para o ciclo Brayton, a seguir, pretende ilustrar os efeitos destes parâmetros no ciclo.

Seguindo a nomenclatura da figura 4.2, os seguintes parâmetros do ciclo são fixados:

$T_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$P_4 = P_1$	$T_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_1 = 1 \text{ bar}$	$\eta_c = 0,85$	
$P_2 - P_3 = 0,5 \text{ bar}$	$\eta_t = 0,85$	

Onde η_c e η_t são as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina.

A câmara de combustão é tratada como um trocador de calor de eficiência 100% com um fluido de aquecimento a uma temperatura constante T_3 .

A simulação é feita através de balanços de energia e exergia nos três componentes do sistema, utilizando-se o software EES®(2003)

a) Balanços de energia

Compressor: $h_1 - h_2 - \dot{w}_c = 0$ (4.1)

Câmara de combustão: $h_2 - h_3 + \dot{q} = 0$ (4.2)

Turbina: $h_3 - h_4 - \dot{w}_c = 0$ (4.3)

b) Balanços de exergia

$$\text{Compressor: } e_1 - e_2 - \dot{w}_c = \dot{I}_{\text{compressor}} \quad (4.4)$$

$$\text{Câmara de combustão: } e_2 - e_3 + e_{\text{calor}} = \dot{I}_{\text{câmara}} \quad (4.5)$$

$$\text{Turbina: } e_3 - e_4 - \dot{w}_t = \dot{I}_{\text{turbina}} \quad (4.6)$$

$$\text{Onde } e_{\text{calor}} = \dot{q} \left(1 - \frac{T_0}{T_3} \right) \quad (4.7)$$

Além dos balanços de energia e exergia define-se também a eficiência de 1º e 2º Lei.

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{w}_t - \dot{w}_c}{\dot{q}} \quad (4.8)$$

$$\varepsilon_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{w}_t - \dot{w}_c}{e_{\text{calor}}} \quad (4.9)$$

A irreversibilidade total do ciclo é dada pela soma da irreversibilidade nos três equipamentos:

$$\dot{I}_{\text{total}} = \dot{I}_{\text{compressor}} + \dot{I}_{\text{câmara}} + \dot{I}_{\text{turbina}} \quad (4.10)$$

Algumas curvas teóricas ilustram a influência dos parâmetros mencionados na eficiência e no trabalho específico do ciclo são apresentados a seguir

i. **razão de pressão** $\left[r = \frac{P_2}{P_1} \right]$

A simulação para diferentes razões de pressão foi executada fixando-se os parâmetros anteriormente citados e considerando-se a temperatura de entrada na turbina (T_3) igual a 1000°C. O aumento da razão de pressão no compressor aumenta as eficiências de 1º e 2º Lei até um valor máximo, a partir deste valor as eficiências diminuem. A eficiência de 1º Lei é função do trabalho

líquido no ciclo ($\dot{w}_t - \dot{w}_c$) e do calor adicionado ao ciclo na câmara de combustão. Quando a razão de pressão aumenta, também aumenta a temperatura na saída do compressor (T_2). A temperatura (T_2) influi diretamente no calor adicionado ao ciclo (\dot{q}) e quanto maior o valor de (T_2) menor será o valor de (\dot{Q}) necessário para se obter a temperatura na saída da câmara (T_3) desejada. Porém o aumento de (r_c) também implica o aumento do trabalho no compressor (\dot{w}_c) e na turbina (\dot{w}_t). A diferença entre (\dot{w}_t) e (\dot{w}_c) constitui o trabalho líquido do ciclo. O aumento da razão de pressão aumenta conjuntamente o valor do trabalho do compressor e da turbina, figura 4.4. Porém o trabalho líquido aumenta até um valor máximo para em seguida assumir uma tendência de queda, figura 4.5 e este comportamento se reflete nos valores obtidos na eficiência de 1º Lei (figura 4.3).

Quanto à eficiência de 2º Lei, mostrada na eq. (4.9), é função também dos parâmetros citados anteriormente (\dot{w}_t), (\dot{w}_c) e do valor de (\dot{q}) e de T_3 . O comportamento da eficiência de 2º Lei é similar ao da eficiência de 1º Lei, porém seu valor é mais alto que a de 1º Lei, pois o salto entálpico na turbina e no compressor é maior que o salto exergético.

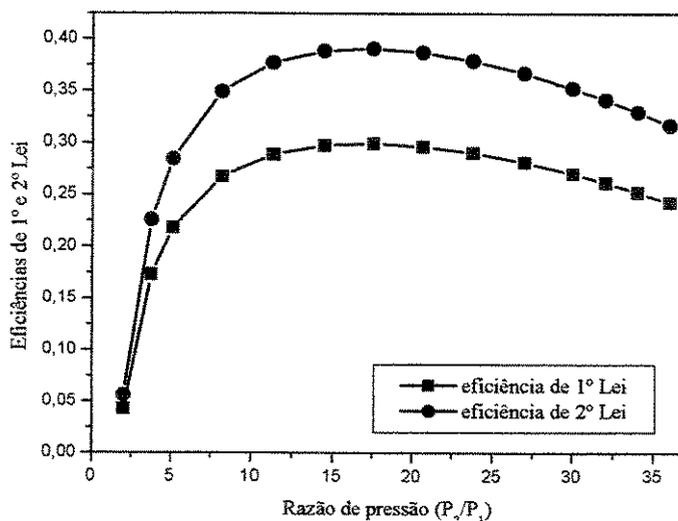


Figura 4.3 Variação das eficiências de 1º e 2º Lei em função da razão de pressão

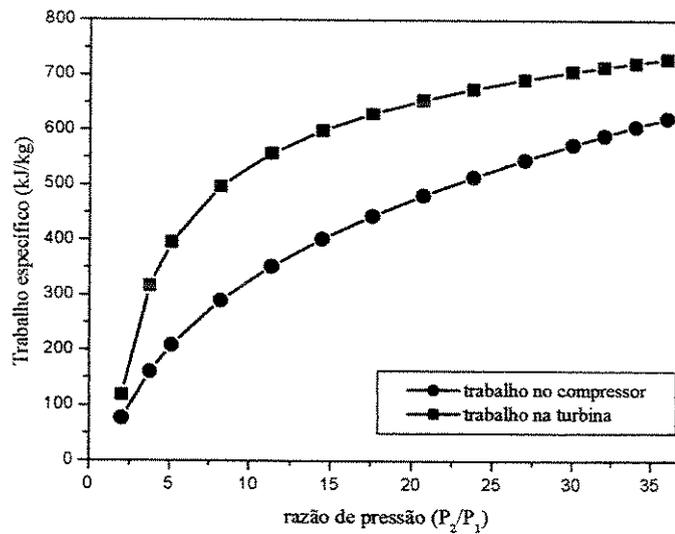


Figura 4.4 Trabalho no compressor e na turbina em função da razão de pressão.

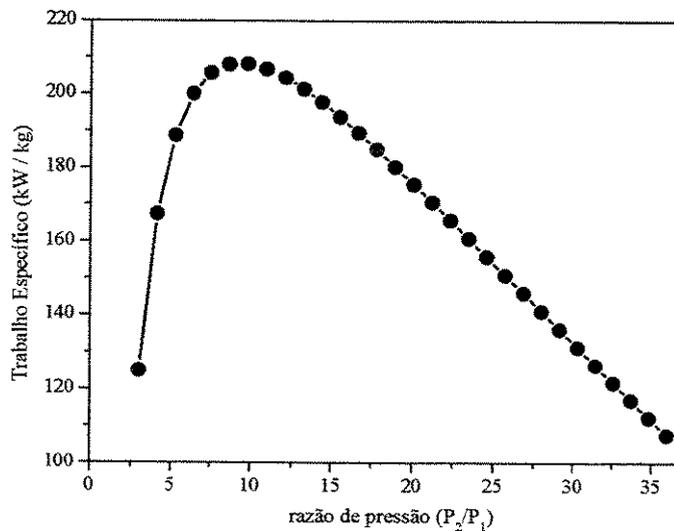


Figura 4.5 Trabalho líquido em função da razão de pressão.

O comportamento da irreversibilidade gerada em cada equipamento do sistema é mostrado na figura 4.6 e a irreversibilidade total na figura 4.7. As irreversibilidades no compressor e na turbina aumentam com a razão de compressão. Porém a irreversibilidade na turbina tem um aumento mais acentuado do que no compressor.

A geração de irreversibilidade na câmara de combustão é diretamente influenciada pela quantidade de calor adicionada ao ciclo. O aumento da razão de pressão diminui o calor adicionado e faz com que a irreversibilidade diminua acentuadamente com o aumento da razão de pressão.

Proporcionalmente, a irreversibilidade gerada na câmara de combustão é muito maior do que a da turbina e do compressor, logo, o comportamento da irreversibilidade total do sistema segue o comportamento da irreversibilidade gerada na câmara de combustão, como mostra a figura 4.7. A irreversibilidade total é bastante acentuada para baixas razões de pressão e tende a ser constante para razões de pressão maiores que 18, para o caso simulado.

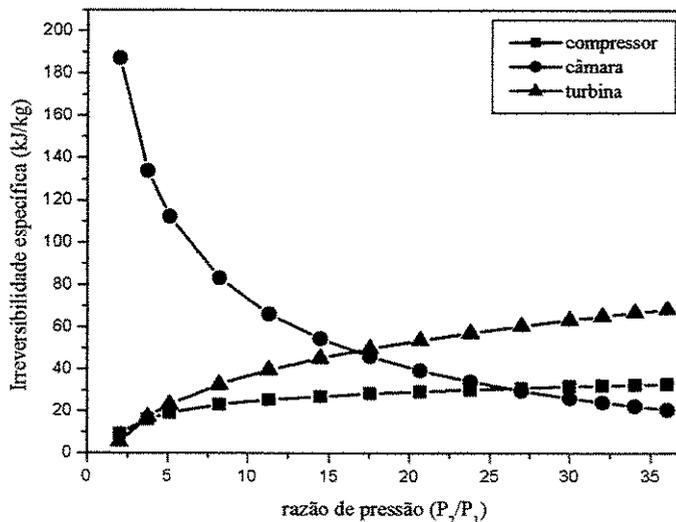


Figura 4.6 Irreversibilidade gerada em cada equipamento em função da razão de pressão.

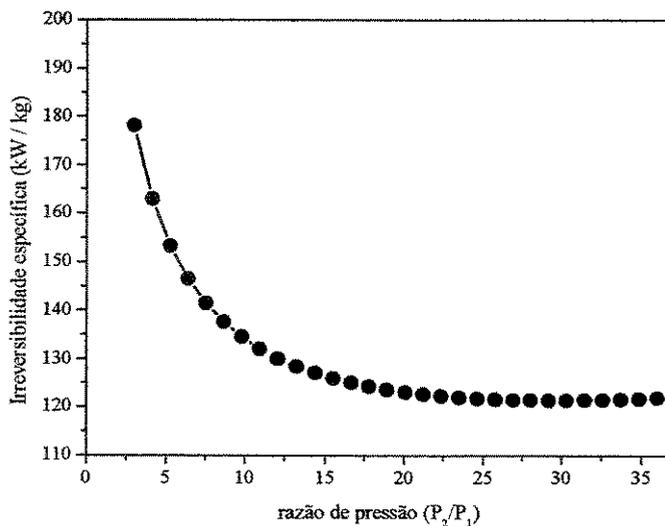


Figura 4.7 Irreversibilidade total em função da razão de pressão.

ii. temperatura de entrada na turbina

A simulação para diferentes temperaturas de entrada na turbina (T_3) foi executada fixando-se os parâmetros anteriormente citados e considerando-se a razão de pressão de 17. Este valor foi adotado considerando os gráficos das figuras anteriores de modo a se obter maior eficiência (1° e 2 Lei) e menor geração de irreversibilidade.

O aumento da máxima temperatura influi diretamente na quantidade de calor adicionada ao ciclo e também no valor da entalpia do fluido de trabalho na entrada da turbina (h_3), influenciando diretamente no valor de (\dot{W}_t). Porém o trabalho (\dot{W}_c) do compressor não se altera, pois suas condições de entrada e saída não são influenciadas. O aumento da temperatura (T_3) aumenta o valor de (\dot{Q}) e de (h_3) aumentando assim o valor de (\dot{W}_t). Porém a proporção em que (\dot{Q}) e (\dot{W}_t) aumentam são diferentes de modo que a eficiência de 1° Lei segue o comportamento mostrado na figura 4.8. A eficiência de 2° Lei segue a mesma tendência como já explicado anteriormente.

O comportamento do trabalho da turbina e do compressor são mostrados na figura 4.9. Como citado anteriormente o trabalho do compressor permanece constante e o trabalho na turbina sempre aumenta com o aumento da temperatura (T_3), o trabalho líquido segue a mesma tendência, figura 4.10.

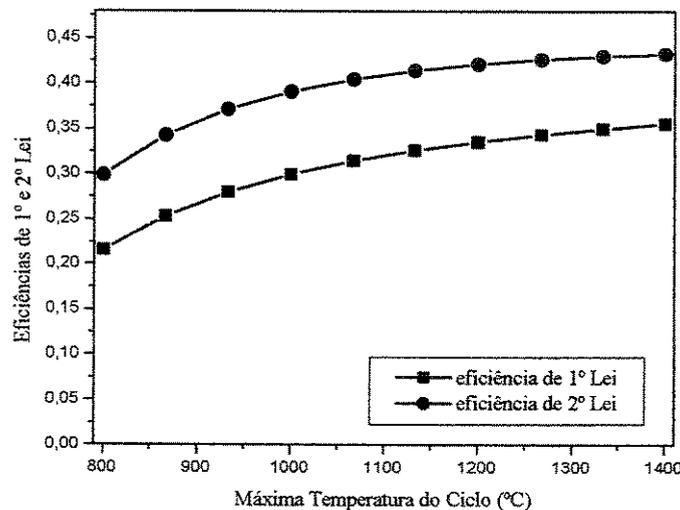


Figura 4.8 Eficiências de 1° e 2° Lei em função da máxima temperatura do ciclo

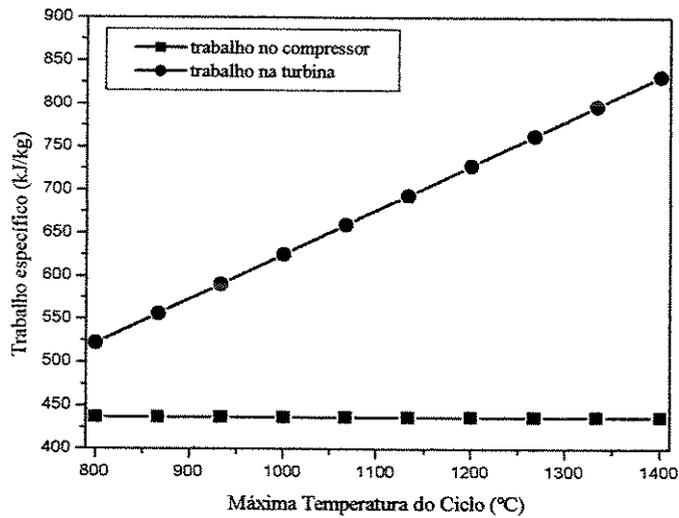


Figura 4.9 Trabalho do compressor e da turbina em função da máxima temperatura do ciclo

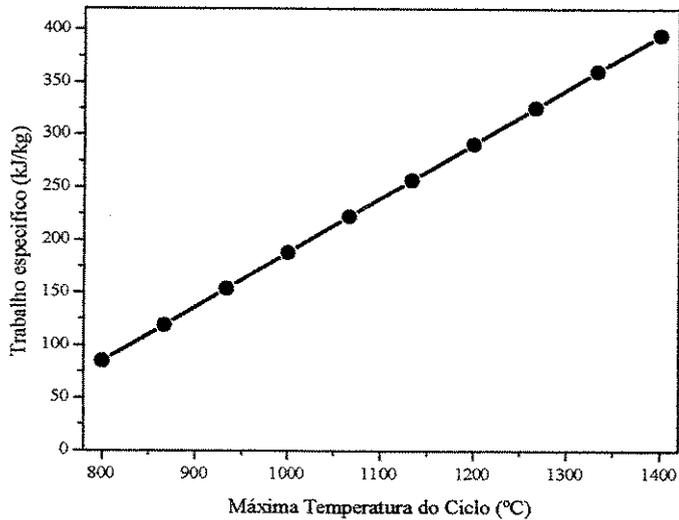


Figura 4.10 Trabalho líquido em função da máxima temperatura do ciclo

O aumento da temperatura máxima do ciclo implica principalmente num aumento do calor adicionado ao mesmo, de modo que o aumento de irreversibilidade gerada na câmara de combustão é significativo, sendo este o fator que mais influi no aumento significativo na irreversibilidade total gerada no sistema, figuras 4.11 e 4.12.

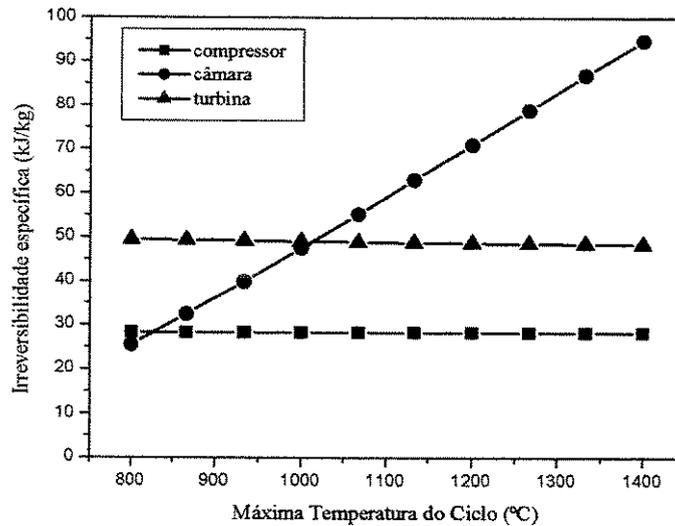


Figura 4.11 Irreversibilidade em cada equipamento em função da máxima temperatura do ciclo

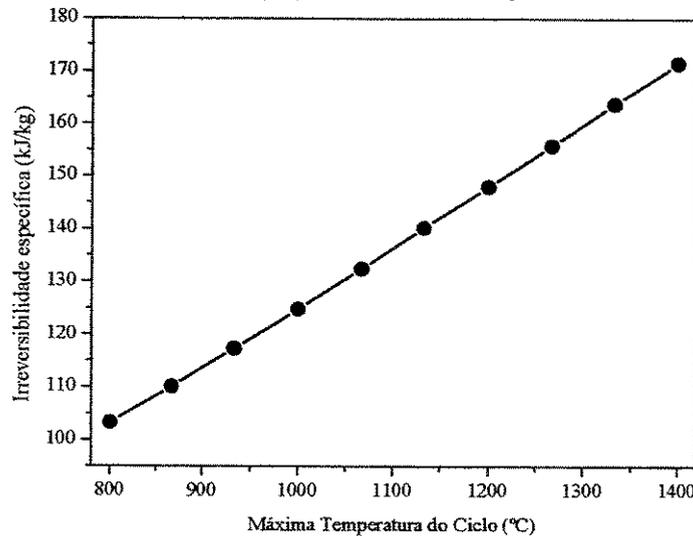


Figura 4.12 Irreversibilidade total em função da máxima temperatura do ciclo

Para mostrar a influência conjunta dos dois fatores, ilustramos a eficiência de 2º Lei em função da razão de pressão com diferentes valores da temperatura máxima do ciclo, figura 4.13. De acordo com a máxima temperatura do ciclo, existe um valor ótimo para a razão de pressão, a partir do qual mesmo que se aumente a mesma, a eficiência diminui. Porém aumentando-se a temperatura máxima do ciclo a eficiência sempre aumenta independentemente da razão de pressão que se tenha. A seção seguinte apresenta técnicas utilizadas para melhorar a performance de sistemas de turbina a gás.

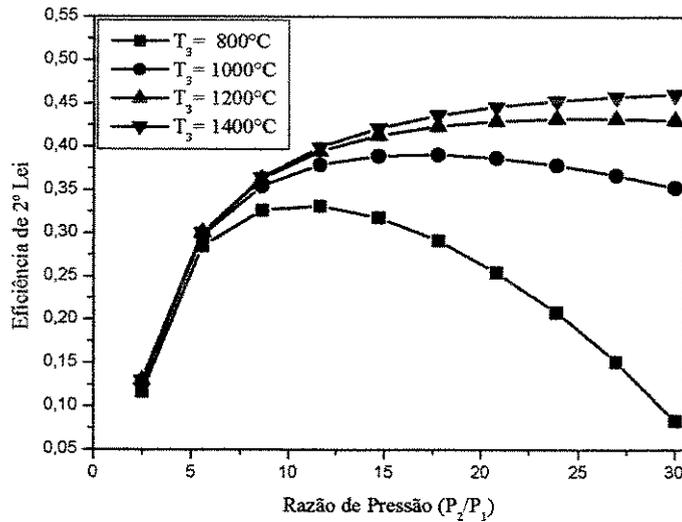


Figura 4.13 Eficiência de 2ª Lei com diferentes temperaturas máximas em função da razão de pressão.

4.1.2 Melhorias no desempenho das turbinas a gás

O aumento da razão de pressão no sistema de turbina a gás depende basicamente do desenvolvimento de compressores mais eficientes. Ao longo dos anos o desenvolvimento de compressores centrífugos depois os axiais, através da adoção de diferentes modelos de rotores, materiais mais leves, aumento no número de estágios, entre outras melhorias permitiram que tanto a eficiência isentrópica quanto a razão de pressão aumentassem bastante.

O aumento da temperatura na entrada da turbina é limitado pela qualidade dos materiais com que são fabricadas as turbinas. Briesch et al. (1995), in Guarinello (1997) mostram na figura 4.14 a evolução da temperatura máxima permitida na entrada das turbinas a gás ao longo dos anos. Segundo Bannister et al. (1995), turbinas a gás industriais com níveis de confiabilidade na operação com temperatura até de 1650°C são possíveis.

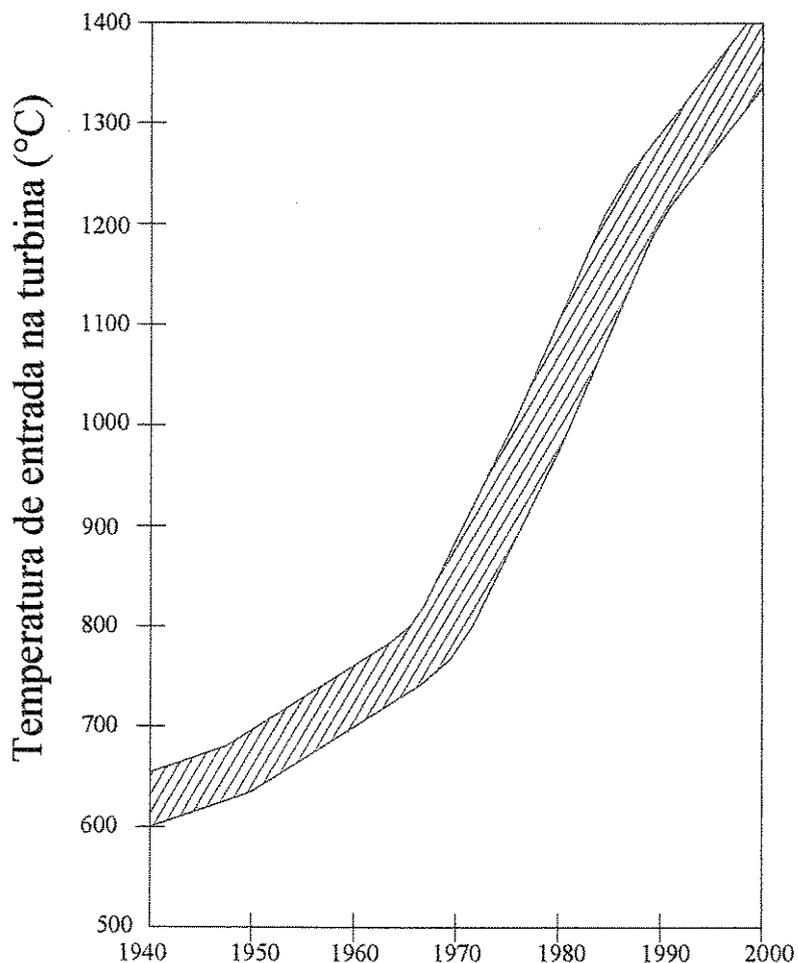


Figura 4.14 Evolução dos valores de temperatura máxima em turbinas a gás.

Fonte: adaptada de Brietch et al (1995), in Guarinello, (1997)

O aumento da temperatura na entrada da turbina foi possível com o desenvolvimento de ligas metálicas com resistência mecânica e térmica para temperaturas elevadas e o desenvolvimento de técnicas de resfriamento das palhetas que compõem os primeiros estágios do rotor da turbina. Estas técnicas são divididas em três categorias:

- Resfriamento de ar interno: onde se usa o ar proveniente do compressor para se resfriar internamente as palhetas, aumentando-se o coeficiente de convecção interno, após passar pela palheta o ar é redirecionado e misturado aos gases de exaustão.

- Transpiração: onde o ar ou vapor transpira uniformemente pela superfície porosa da palheta, reduzindo o coeficiente de transferência entre os gases quentes e a palheta, neste caso o ar também se mistura com os gases de exaustão.
- Resfriamento interno por circuito fechado: ocorre a circulação de fluido refrigerante em ciclo fechado dentro da cavidade da palheta. O calor absorvido pelo fluido refrigerante pode ser aproveitado em outros pontos do sistema. Neste caso não há mistura entre os gases e o fluido refrigerante. Um outro melhoramento possível pode ser obtido recobrendo as palhetas com uma fina camada de material cerâmico, que atua como um isolante-protetor, se este material for poroso, pode ser efetuado um resfriamento *por transpiração*. A figura 4.15¹ mostra a diferença de temperatura alcançada quando utilizada alguma das técnicas citadas anteriormente.

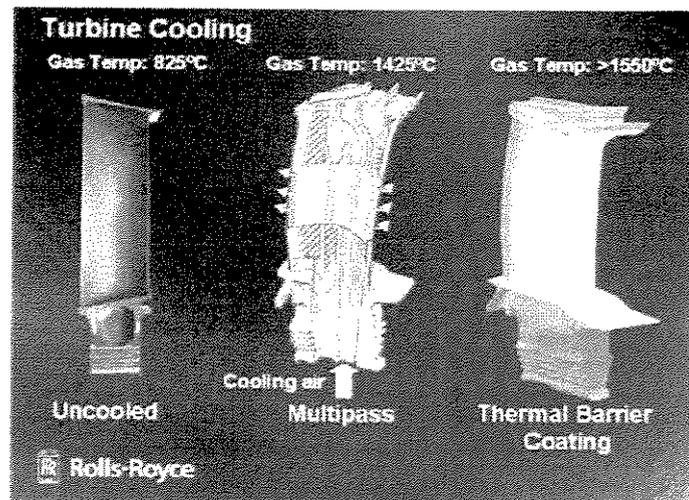


Figura 4.15 Técnicas de resfriamento de palhetas.

Macchi et al (1995) relatam que o resfriamento de palhetas aumenta a potência específica, porém prejudica a eficiência do ciclo, devido à geração de irreversibilidades produzidas principalmente devido à mistura de correntes frias com os gases quentes. El-Masri (1986a), também cita:

¹ <http://www.rolls-royce.com/energy/products/powergen/gasturb.jsp>

- a) Atrito entre os gases e as palhetas durante a expansão;
- b) Estrangulamento do ar de resfriamento da pressão em que foi fornecido pelo compressor até a pressão local em que é injetado;
- c) Transferência de calor irreversível entre o gás e o refrigerante;
- d) Mistura do ar com os gases em expansão;

Analisando as três formas de resfriamento, El-Masri (1986a) e (1986b), relata que a irreversibilidade associada ao resfriamento interno atinge até 30% do trabalho produzido, sendo mais vantajoso o resfriamento por transpiração utilizando vapor ao invés de ar. Porém a técnica em que se obtém maior eficiência do ciclo é a do resfriamento interno em sistema fechado, utilizando-se vapor, onde o calor absorvido por este deve ser utilizado em outra parte do ciclo de modo a aumentar a eficiência. Esta técnica apesar de apresentar a mais alta eficiência é de difícil execução. Kail (1998) mostra que tal técnica de resfriamento pode alcançar eficiências de até 60%, mas muitos problemas técnicos ainda devem ser resolvidos como a necessidade de vapor de alta pureza e a possibilidade de vazamentos de vapor para os gases de expansão, além dos altos custos de manutenção. Porém o aumento da temperatura na entrada da turbina, possibilitado pelas técnicas de resfriamento tem um outro tipo de limitação que é o aumento da produção de poluentes como os óxidos de nitrogênio (NO_x) que serão estudados mais adiante.

Na tabela 4.1 mostramos uma evolução dos parâmetros das turbinas a gás ao longo do tempo.

Tabela 4.1 Evolução das Características das Turbinas a Gás

Ano	1968	1973	1981	1993	2003*
Potência (MW)	42	80	107	160	265
Eficiência térmica (%)	27,1	30,5	33,2	35,6	38,5
Razão de Pressão	7,5	11,2	14	14,6	30
Temperatura de Entrada na Turbina (K)	1153	1266	1406	1533	1528
Fluxo de ar (kg/s)	249	338	354	435	562
Temperatura gases de exaustão (°C)	474	486	531	584	640
Nº estágios na turbina	4	4	4	4	5
Nº estágios no compressor	17	17	19	16	22
Nº de pás resfriadas	1	3	4	6	4

Adaptada de Saravanamutoo et al. (2001)

* Alstom (2003) - Turbina GT26

4.1.3 Ciclo Regenerativo com Reaquecimento e Intercooler.

Outras maneiras de se aumentar a eficiência e a potência dos ciclos de turbina a gás vem da adição de equipamentos auxiliares, como regeneradores, reaquecedores e inter-resfriadores. Estes equipamentos arranjados em diferentes configurações permitem o melhoramento do desempenho da turbina. A figura 4.16a mostra o ciclo de turbina a gás regenerativo, a 4.16b o ciclo de turbina a gás com reaquecimento e a 4.16c o ciclo regenerativo com inter-resfriadores.

No primeiro caso o ar que deixa o compressor é pré-aquecido em um regenerador que transfere energia dos gases quentes que deixam a turbina. Dessa maneira o ar que entra na câmara de combustão aumenta a sua temperatura, acarretando uma menor quantidade de combustível necessária à combustão, o que melhora a eficiência do ciclo, porém mantendo-se a mesma potência específica do mesmo. O ponto crucial neste ciclo é o regenerador; este deve possuir alta efetividade, de modo a transferir a maior quantidade de energia possível entre a corrente de gases e o ar. Devido à presença do regenerador, este ciclo tem desvantagem em relação ao tamanho e também à perda de carga que aumenta. Os valores de eficiência e irreversibilidade gerada neste ciclo são maiores que no caso de um ciclo simples (Saravanamuttoo et al, 2001). A turbina a gás ST5, do fabricante Pratt & Whitney, e a Mercury 50, do fabricante Solar Turbine, são exemplos de turbinas a gás comerciais que utilizam um regenerador, Nebra (2002).

No caso de turbinas com reaquecimento, figura 4.16b, os gases que expandem na primeira turbina, entram em uma segunda câmara de combustão, onde acontece uma segunda queima com combustível adicional aproveitando o oxigênio em excesso presente nos gases, resultando num aumento de temperatura, sendo então expandidos novamente numa segunda turbina. Neste caso, consegue-se aumentar a potência específica, porém penalizando-se a eficiência do ciclo devido ao aumento da quantidade de combustível adicionado ao ciclo, na segunda câmara de combustão; As turbinas a gás GT24 e GT26 do fabricante Alstom Power são exemplos comerciais deste tipo de turbina, Nebra (2002)

No ciclo de turbina a gás com interresfriadores o ar é comprimido em dois ou mais estágios, sendo que entre cada estágio o ar é resfriado, de modo a se diminuir o trabalho de compressão. Neste caso a potência líquida aumenta, pois o trabalho total de compressão é reduzido, mas continua-se com o mesmo trabalho produzido na turbina. A quantidade de

combustível utilizada permanece a mesma, o que acarreta um aumento da eficiência total do ciclo.

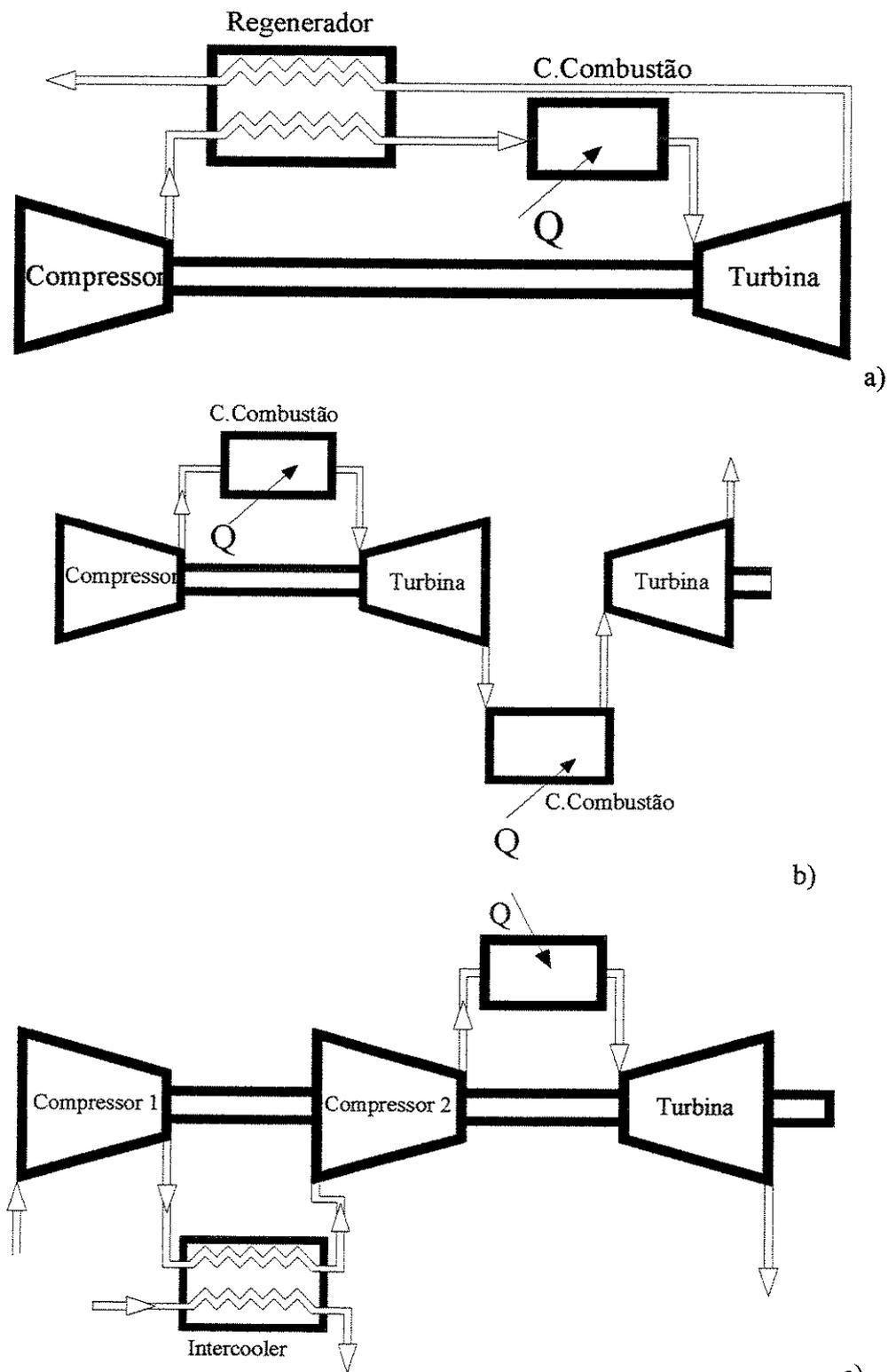


Figura 4.16: Ciclos: a) regenerativo; b) reaquecimento e c) intercooler.

4.1.4 Ciclo com Injeção de Vapor (STIG)

A figura 4.17 mostra um esboço do ciclo STIG. Os ciclos STIG (Steam Injection Gas Turbine) utilizam o calor dos gases quentes que deixam a turbina para geração de vapor numa caldeira de recuperação. Este vapor é injetado na câmara de combustão de modo a aumentar a quantidade total de massa e o calor específico dos gases de exaustão, acarretando um aumento da potência específica e da eficiência do ciclo, além de uma diminuição da emissão de NO_x na câmara de combustão. As turbinas aeroderivativas são mais adequadas para funcionarem com este tipo de ciclo. As turbinas LM 2500 e LM 5000 fabricadas pela General Electric são projetadas especificamente para trabalharem com este tipo de configuração.

Segundo Larson e Willians (1987), a prática da injeção de vapor em turbinas a gás não é uma idéia recente. Sempre foi comum em turbinas aeronáuticas a injeção de vapor em curtos períodos de tempo de modo a aumentar a potência, porém a utilização deste ciclo em turbinas para geração de potência intensificou-se a partir dos anos 80, principalmente devido à necessidade de redução dos níveis de emissões de NO_x térmico.

Segundo Korobitsyn (1998), in Gomes (2001), “quando comparadas com plantas de ciclo combinado, as plantas STIG são economicamente competitivas para potências até 150 MW”.

Uma das principais vantagens do ciclo STIG, é a possibilidade de modulação da produção de potência elétrica e de vapor. Quando existe demanda variável de vapor em plantas de cogeração, este pode ser injetado na turbina aumentando-se a potência gerada, ao contrário do que ocorre em plantas em que a especificação da mesma acompanha a demanda de vapor, ou seja, a diminuição da necessidade de vapor acarreta numa diminuição da potência elétrica produzida.

Guarinello Jr. (1997) afirma que investimentos de capital em sistemas baseados na tecnologia STIG podem, eventualmente, eliminar riscos financeiros de variações na demanda de vapor e eletricidade. Heppenstall (1998) afirma que o principal problema é o elevado consumo de água, entre 1,1 a 1,6 kg de água de alta pureza por kWh produzido. Horlock et al. (2000) analisaram ciclos com e sem injeção de vapor, e concluíram que o ciclo STIG aumenta consideravelmente a eficiência, aumentando entretanto a irreversibilidade associada ao descarte

dos gases de exaustão com maior umidade. Resultados semelhantes foram obtidos por Modesto e Nebra (2002) ao realizarem uma análise exérgica numa planta baseada na turbina General Electric LM 2500.

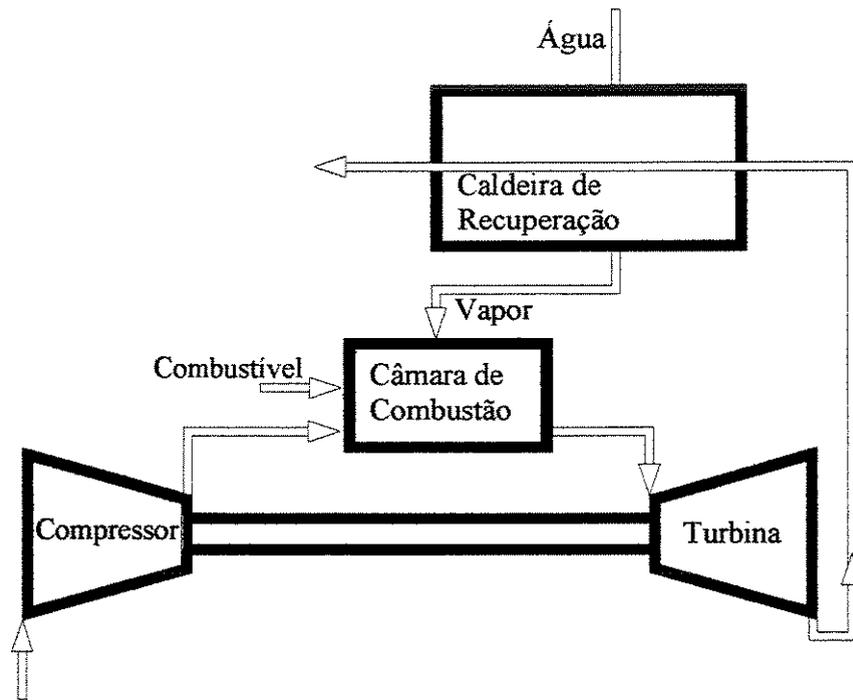


Figura 4.17: Ciclo com injeção de vapor (STIG)

4.1.5 Ciclo evaporativo-regenerativo (HAT)

Um esboço do ciclo é mostrado na figura 4.18. O calor absorvido pelo ar no compressor de baixa pressão é usado para pré-aquecer água que será usada para a saturação do ar, diminuindo-se também o trabalho de compressão como no ciclo com interresfriadores. Após o segundo estágio de compressão, o ar é misturado ao vapor de água gerado nos dois resfriadores de ar é saturado no saturador. Depois, ainda é pré-aquecido em um regenerador usando os gases de exaustão provenientes da turbina, antes de entrar na câmara de combustão. Os gases de exaustão ainda pré-aquecem água que vem do interresfriador, num economizador. Da mesma maneira que o ciclo STIG, a potência específica aumenta devido ao aumento da vazão e do calor específico dos gases de exaustão. A grande vantagem deste ciclo é a possibilidade de se trabalhar em cargas parciais somente variando-se a quantidade de água adicionada, sem perder em eficiência. Porém uma grande quantidade de água de alta qualidade é perdida pelos gases de escape, Heppenstall (1998).

Kim et al. (2000) analisaram a influência da temperatura ambiente no desempenho do ciclo HAT, comparando-o com outros ciclos; Observam que enquanto o trabalho específico diminui com o aumento da temperatura no ciclo simples e combinado, para o ciclo HAT esta variável é mantida praticamente constante. Este fato decorre da possibilidade de se aumentar a quantidade de água que aumenta a umidade do ar de entrada, aumentando a potência específica gerada e compensando a perda de trabalho devido à maior temperatura ambiente.

Gallo (1997) analisa o ciclo HAT em relação aos ciclos regenerativo, com interresfriadores, STIG e o ciclo combinado, comparando os valores de eficiência, potência específica e consumo de água. Seus resultados mostram que o ciclo HAT possui maior eficiência, mas dentre os ciclos que utilizam água é o que tem maior consumo.

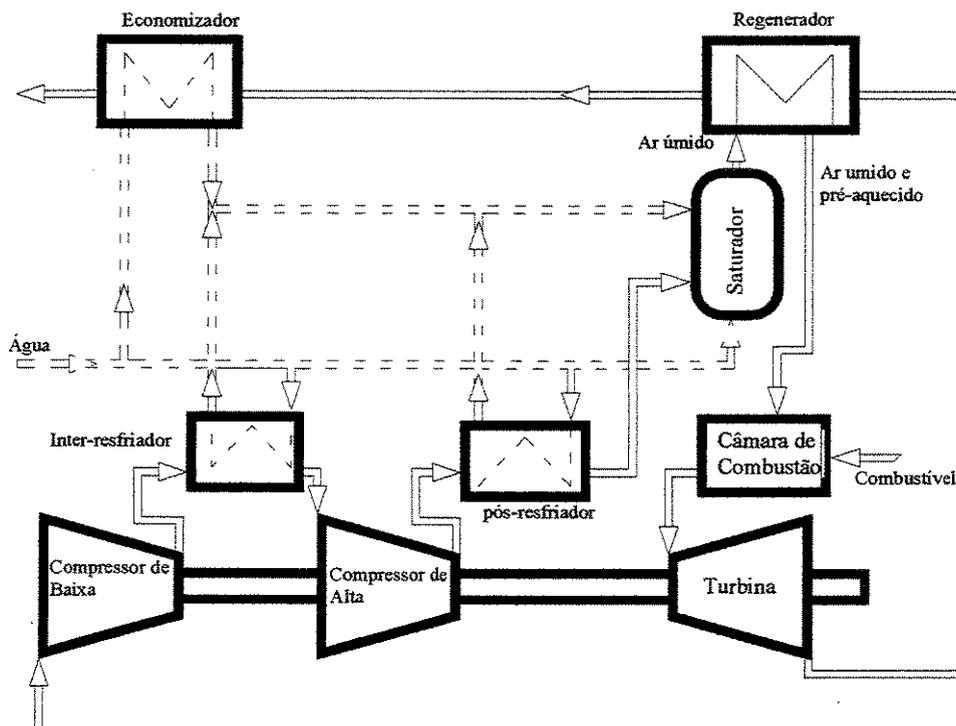


Figura 4.18 Evaporativo-Regenerativo (HAT)

4.1.6 Ciclo com Recuperação Química

O ciclo de turbina a gás com recuperação química faz a conversão de metano e vapor de água em uma mistura rica em monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H₂). Utilizando-se os gases de exaustão da turbina, faz-se a vaporização de água numa caldeira de recuperação. Este

vapor é misturado a gás natural que passa por um reformador, que utilizando catalisadores converte a mistura através de reações químicas utilizando o calor proveniente dos gases de exaustão da turbina. Após o reformador, o gás reformado, rico em monóxido de carbono e hidrogênio é queimado na câmara de combustão, sendo depois expandido na turbina, gerando potência, ou ainda pode ser disponibilizado para separação do H₂ para venda. Segundo Briesch et al. (1995) uma das vantagens deste tipo de ciclo é a menor temperatura adiabática de chama que leva a uma menor quantidade de emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), comparado com plantas tradicionais. A figura 4.19 mostra um esboço deste ciclo.

Kesser (1994) explorou as relações entre o reformador e a turbina para duas razões de pressão do compressor de ar. Souza-Santos (1997) estudou variantes do ciclo com recuperação química levando em conta a composição química do gás natural

Alves e Nebra (2002) buscam a otimização através de programação não-linear do ciclo de turbina a gás com recuperação química, maximizando o lucro bruto e também investigando a influência da temperatura e dos insumos no rendimento global do ciclo

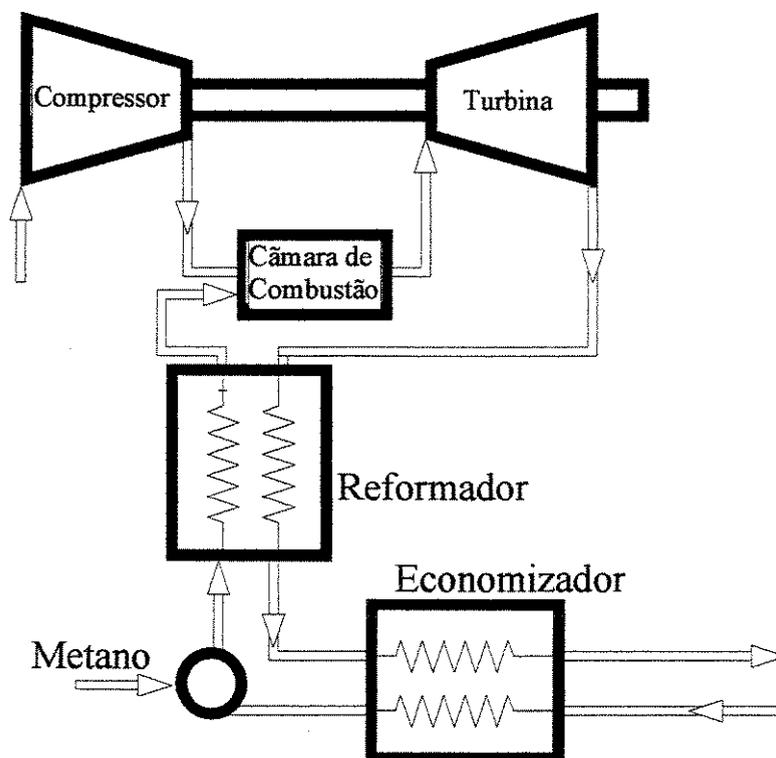


Figura 4.19 Ciclo de Turbina a Gás com Recuperação Química.

4.1.7 Turbinas a Gás usando combustíveis de baixo poder calorífico (LBTU)

As turbinas a gás mostradas anteriormente utilizam combustíveis “nobres” como gás natural e óleos leves, porém em muitos países a disponibilidade de gás natural não é suficiente para a utilização na produção de energia elétrica. Logo, procura-se o desenvolvimento de tecnologias que possibilitem a utilização de combustíveis como gases siderúrgicos, nafta, óleos pesados provenientes de refinarias, alcatrão e gases de gaseificação de biomassa e carvão. Estes combustíveis possuem diferentes características que necessitam de diferentes modificações nos sistemas de turbina a gás de modo a se adequar a sua utilização. Além de prejuízos ambientais a serem considerados, levando-se em conta que a queima de alguns desses combustíveis é danosa ao meio ambiente.

4.1.8 Turbinas a Gás em sistemas de gaseificação de carvão e biomassa

Os sistemas chamados IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) foram idealizados de modo a utilizar combustíveis considerados “menos nobres” como o carvão mineral, o óleo pesado e biomassa. As turbinas a gás operam geralmente utilizando gás natural ou óleos leves, como querosene. Estes combustíveis possuem níveis muito baixos de materiais como enxofre, vanádio e sódio. A presença destes materiais poderia causar problemas de corrosão nas palhetas do rotor da turbina, inviabilizando seu uso. Combustíveis como carvão ou biomassa são materiais sólidos, de modo que a sua utilização em turbinas deve primeiramente passar por um processo de gaseificação e limpeza de modo a tornar-se possível a sua utilização. Um sistema simplificado IGCC é mostrado na figura 4.20.

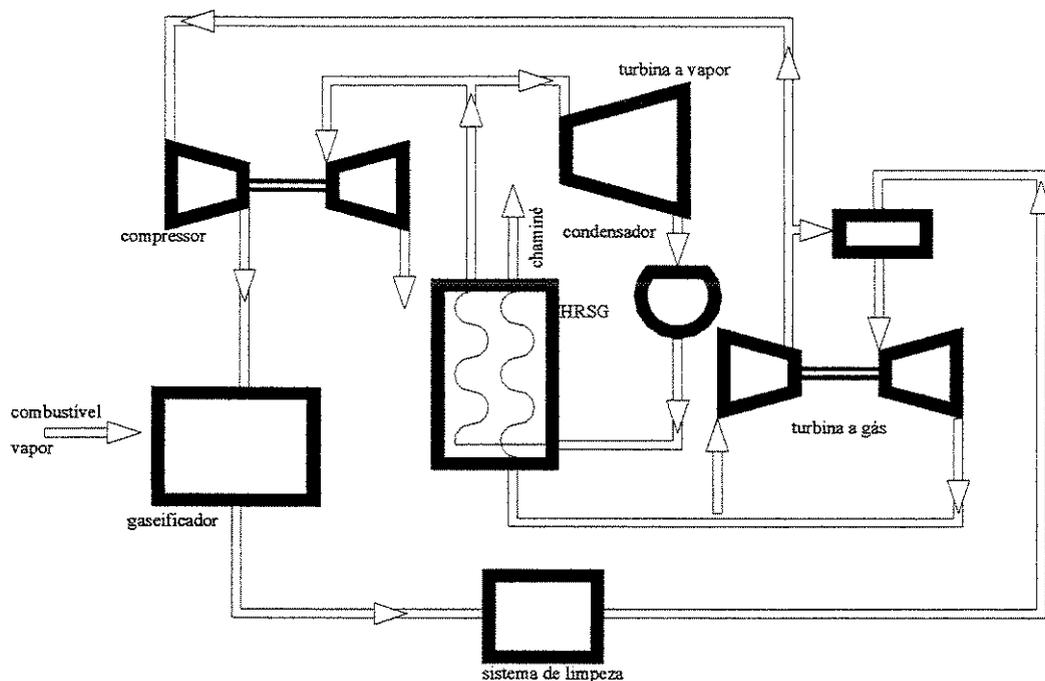


Figura 4.20 Ciclo de Turbina a Gás com Gaseificador.

No gaseificador entram o combustível (carvão, biomassa), ar e/ou vapor necessários para a gaseificação do material, o ar é suprido pelo compressor da turbina a gás e o vapor pode ser suprido por uma fonte externa ou por uma caldeira de recuperação que aproveite os gases de exaustão da turbina a gás. Após ser gaseificado o gás de carvão ou biomassa, passa por um sistema de limpeza, onde é limpo de particulados e outras impurezas, sendo então injetado na câmara de combustão da turbina a gás, onde é queimado e logo depois expandido gerando potência. O gás produzido tem baixo poder calorífico, Saravanamutto (2001) cita o valor de 5000 kJ/m^3 em comparação aos 39000 kJ/m^3 , alcançam eficiências de até 48%.

Os trabalhos de Consoni e Larson (1994), Souza-Santos (1997), Faaji et al. (1997), Walter et al (1998) e Arrieta et al. (2000) analisam vários aspectos sobre este tipo de ciclo, sendo boas referências para um aprofundamento para a compreensão deste.

4.1.9 Turbinas a gás usando gás de alto forno (GAF)

O GAF é um “resíduo” do processo de fabricação de ferro-gusa em altos fornos e sua composição e disponibilidade variam de acordo com características intrínsecas à fabricação de gusa.

O uso de turbinas a gás queimando gases siderúrgicos já era reportado desde a década de 50. Segundo Mukherjee, (2000), entre 1949 e 1959, a (Asea Brown Boveri, ABB) instalou e operou na Europa, mais de 21 plantas de potência com turbinas a gás utilizando GAF, como combustível principal. ABB reporta que estas turbinas operaram por mais de 200.000 horas de serviço sem maiores dificuldades operacionais.

A característica diferencial deste gás é o baixo poder calorífico (entre 2 e 3 MJ/kg) que faz com o que fluxo de combustível seja de 18 a 20 vezes maior que o de uma turbina a gás convencional operando com gás natural.

As principais modificações nas turbinas a gás acontecem na câmara de combustão, de modo a acomodar o maior fluxo de gases e o dimensionamento dos queimadores, uma vez que a composição do GAF leva a uma menor temperatura adiabática de chama, a relação ar/combustível deve ser monitorada de modo a se manter a temperatura dos gases na entrada da turbina em níveis adequados. Outra característica neste tipo de turbina é o fato que a quantidade de ar comprimido pelo compressor é muito menor do que no caso do gás natural, necessitando um monitoramento da operação do compressor de modo a não se atingir a “*surge line*” do mapa de performance do mesmo nestas condições fora do ponto de projeto. Este aspecto é particularmente crítico em razão que as turbinas até agora utilizadas foram adaptadas e não projetadas para operar com este tipo de gás pobre.

Pfenninger (1977) reporta alguns problemas encontrados nas unidades instaladas pela ABB nas décadas de 50 e 60.

- Deposição de carbono do pré-aquecedor de gás;

O modelo de pré-aquecedor de gás usado nestas turbinas era idêntico ao usado em todas as outras unidades convencionais da época. O GAF contém monóxido de carbono e hidrogênio como ingredientes combustíveis. Porém o monóxido de carbono somente é estável a temperaturas acima de 600°C e abaixo da faixa 250-300°C. Na presença de pequenas partículas de ferro ou se o gás está em contato com superfícies oxidantes a seguinte reação química pode ocorrer entre 300-600°C.



Sendo o carbono depositado. No caso, a temperatura média do pré-aquecedor de gás girava em torno de 400°C. Portanto, em condições adequadas para que as paredes do pré-aquecedor atuem como catalisadores e acontecerá a formação de carbono nas paredes deste, o que diminui a vazão de gás para a câmara de combustão, afetando o desempenho da máquina. Este fenômeno resultou em mudanças no projeto dos pré-aquecedores de gás de modo que trabalhem numa faixa de temperatura de até 250°C, para evitar a formação de carbono.

- Contaminação e corrosão;

O ar nas vizinhanças de grandes siderúrgicas normalmente possui muito pó em suspensão, sendo necessária à utilização de filtros adequados para se manter o nível máximo de impurezas permitido para operação de modo a se evitar a deposição de impurezas nas palhetas do compressor, o que acarretaria na diminuição da vazão e também na diminuição da margem de *surge* na operação.

Em relação ao compressor de gás, o GAF contém de 8 a 40 mg/Nm³ de sujeira. Utilizam-se precipitadores eletrostáticos para reduzir a quantidade para níveis entre 1 e 2 mg/Nm³, níveis aceitáveis para uso em turbinas a gás. Diversos casos de corrosão nas palhetas do compressor de gás e da turbina foram reportados. A composição do GAF varia de planta para planta, de acordo com a composição do minério de ferro usado para a fabricação do ferro gusa. O GAF pode conter sujeiras que contém substâncias alcalinas, sulfatos de zinco, óxidos de vanádio entre outros materiais corrosivos. Normalmente a quantidade dos compostos é muito pequena, porém durante longos períodos de operação o nível de corrosão nas palhetas torna-se inaceitável. Segundo Mukherjee (1995) a ABB reporta o revestimento das palhetas do compressor de gás e da turbina com compostos baseados em cromo e o uso de inibidores injetados na corrente de gás como oxido de silício, alumínio e magnésio.

Segundo Mukherjee (2000) o uso de turbinas a gás queimando GAF foi descontinuado no final da década de 60 e início da década de 70, devido à diminuição da disponibilidade do gás de alto forno, graças a mudanças no processo de produção de ferro-gusa. Porém, a partir de meados da década de 90 voltou-se a utilizar o gás de alto forno em turbinas a gás.

Milani et al. (1996) mostraram a planta de cogeração de 500 MW e 140 ton/h de vapor, instalada em Taranto, no sul da Itália. Baseada em três módulos de turbinas da GE Nuovo Pignone, a planta utiliza uma mistura de gases do processo siderúrgico, como o GAF, o LDN (gás oriundo do processo de redução do ferro gusa em aço) e GCO (gás proveniente da produção de coque metalúrgico). Os gases passam por processos de limpeza antes de serem utilizados nas turbinas que também têm o projeto de seus queimadores modificados para se adequar às características destes combustíveis.

Segundo Power Technology (2002) na Holanda, a Hoogovens Steel Works instalou uma planta de ciclo combinado utilizando uma turbina Mitsubishi MW701 que utiliza gás de alto forno como combustível principal e gás natural como backup. A turbina a gás gera 124,8 MW e a turbina a vapor mais 25 MW totalizando 150 MW de potência instalada. A planta aproveita a tecnologia que a Mitsubishi adquiriu na operação de turbinas queimando GAF desde a década de 60. Outras companhias siderúrgicas européias possuem estudos para efetuar modificações semelhantes em suas respectivas plantas, Gas Turbine World (1997).

Na China, a Baoshan Iron & Steel instalou uma planta de ciclo combinado usando somente GAF como combustível, produzindo uma potência de 150 MW e provendo ainda 180 ton/h de vapor, de acordo com a necessidade da siderúrgica. A planta utiliza uma turbina Alstom-ABB GT11N2 que utiliza a mesma tecnologia desenvolvida pela ABB nos anos 60 e 70 (Stell Technology (2002)).

4.1.10 Controle de emissões em Turbinas a Gás

Ao contrário da queima de combustíveis fósseis como carvão mineral, os sistemas de potência compostos por turbinas a gás são considerados de combustão limpa por queimarem preferencialmente gás natural, sendo que o principal poluente nestes sistemas são os óxidos de nitrogênio (NO_x). Os compostos NO_x compreendem o NO , N_2NO_2 e o NO_2 . As crescentes restrições de países como Japão e os países da Comunidade Européia aos níveis de emissões destes compostos, estimulou o desenvolvimento de técnicas que reduzam os índices de emissões das turbinas a gás operando ao redor do mundo, Makansi (1988).

A formação do NO_x em qualquer processo de combustão tem duas componentes:

- a) NOx térmico;
- b) NOx combustível.

O NOx térmico dá-se pela fixação do nitrogênio atmosférico na chama. O processo de formação deste tipo de composto é chamado de mecanismo de Zeldovich. As principais variáveis que controlam o mecanismo são a temperatura adiabática de chama e o tempo de permanência na câmara de combustão. O NOx combustível dá-se pela conversão das ligações presentes no combustível, sendo dependente da relação ar/combustível, além das duas outras variáveis citadas no caso de NOx térmico, Gomes (2001).

Saravanamuttoo et al. (2001) cita que o controle de emissões de NOx pode ser feito diretamente no momento da combustão ou através de um tratamento pós-combustão. No caso de controle na combustão, pode-se indicar o método de injeção de vapor/água na câmara e o uso de queimadores de baixo NOx. Já os tratamentos de pós-combustão são basicamente feitos pelo tratamento dos gases de escape da turbina utilizando redutores catalíticos seletivos.

4.2 Caldeiras de Recuperação

Caldeiras de recuperação têm por função básica o aproveitamento da energia contida nos gases de exaustão provenientes da turbina a gás. A caldeira de recuperação é o elemento fundamental numa planta de ciclo combinado, influenciando decisivamente nos custos de implementação e operação da planta. Numa central termoeétrica de ciclo combinado, o calor de escape das turbinas a gás serve como fonte de energia para um ciclo a vapor. As caldeiras de recuperação podem ser classificadas segundo alguns critérios:

i. Quanto à disposição:

- Horizontal: possuem a superfície de troca disposta ao longo do plano horizontal. Sua principal vantagem é a possibilidade da colocação de uma maior área de troca sem a necessidade de reforço estrutural. Porém, este tipo de caldeira necessita de grande área no plano horizontal.
- Vertical: possuem superfícies de troca dispostas ao longo do plano vertical. Ocupa uma área menor no plano vertical, porém grandes áreas de troca requerem reforços estruturais, aumentando o custo de investimento inicial.

ii. **Modo de operação:**

- **Convecção natural:** a circulação se estabelece pela diferença de pressões gerada pela diferença de densidade existente entre a fase líquida e o vapor. A principal vantagem é a ausência de bomba de circulação. Porém, não permite a geração de vapor a níveis supercríticos.
- **Convecção forçada:** a circulação se estabelece pela diferença de pressões gerada através de um acionamento mecânico (bomba). Permite a geração de vapor a parâmetros supercríticos, melhorando a eficiência global da planta. A necessidade da bomba e o uso de materiais mais resistentes de modo a suportar pressões supercríticas aumentam o custo de investimento.

iii. **Modo de recuperação;**

- **Sem queima suplementar:** usando somente os gases quentes da turbina, consegue-se uma quantidade menor de vapor gerado, mas uma eficiência do ciclo maior.
- **Com queima suplementar:** aumentando-se a quantidade de vapor gerado, maior potência no ciclo Rankine, porém diminuindo-se a eficiência do ciclo e aumentando-se o custo operacional pelo maior consumo de combustível. Esta prática permite a utilização de combustíveis menos “nobres” na caldeira dando maior flexibilidade ao sistema.

iv. **Número de níveis de pressão:**

- **Um nível de pressão:** possui projeto de simples execução, construção, mas possui menor capacidade de recuperação de calor e menor versatilidade de aplicação.
- **Dois e três níveis de pressão:** maior capacidade de recuperação e flexibilidade na aplicação em relação a um nível de pressão, porém maior complexidade na execução de projeto.

v. **Arranjo dos tubos:**

- **Caldeiras flamotubulares:** nestas caldeiras o gás escoava dentro dos tubos e a energia é transferida para a mistura água/vapor por fora dos tubos. São econômicas para baixas descargas de gás; facilidade de limpeza, sendo adequadas para a utilização de gases sujos.

- Caldeiras aquatubulares: a mistura água/vapor flui pelos tubos e o gás por fora destes. São adequadas para altas descargas de gases e altos níveis de pressão de vapor. Também são adequadas para situações onde a quantidade de calor transferida é alta e a diferença mínima de temperatura é baixa; possui maior flexibilidade para adição de um superaquecedor e possui resposta rápida às variações de carga.

O principal parâmetro de projeto das caldeiras de recuperação é o chamado *pinch-point*, que consiste na diferença entre a temperatura dos gases na saída do evaporador e a temperatura de saturação do vapor. O *pinch-point*, mais que um parâmetro termodinâmico, reflete aspectos econômicos, uma vez que caldeiras de recuperação com baixo valor de *pinch-point* requerem maiores áreas de troca. O *pinch-point* é importante para a eficiência de 2^o Lei, quanto menor o seu valor, maior será a eficiência da caldeira de recuperação.

Além do *pinch-point* outro parâmetro considerado é o chamado *approach*, a diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura do líquido na saída do economizador. A Figura 4.21 mostra um diagrama de temperatura versus calor transferido em uma caldeira de recuperação mostrando os pontos onde se mede o *pinch-point* e o *approach*

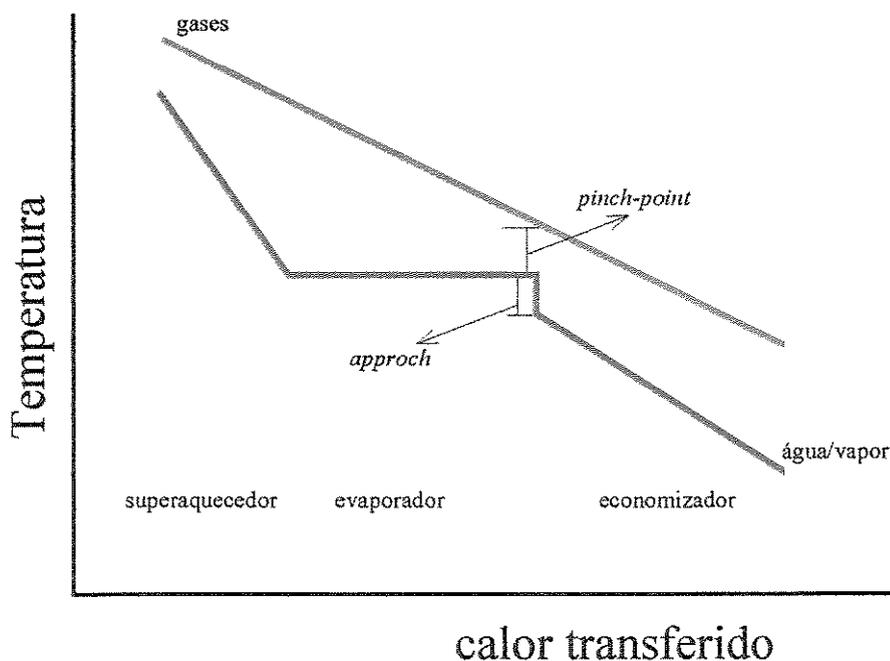


Figura 4.21: Diagrama temperatura-calor transferido (*pinch-point* e *approach*)

4.2.1 Ciclo combinado com caldeiras de um nível de pressão.

A figura 4.22 mostra o diagrama de uma caldeira de recuperação com um nível de pressão, acoplada a uma turbina a gás, gerando vapor a alta pressão e temperatura para uma turbina a vapor e recebendo condensado.

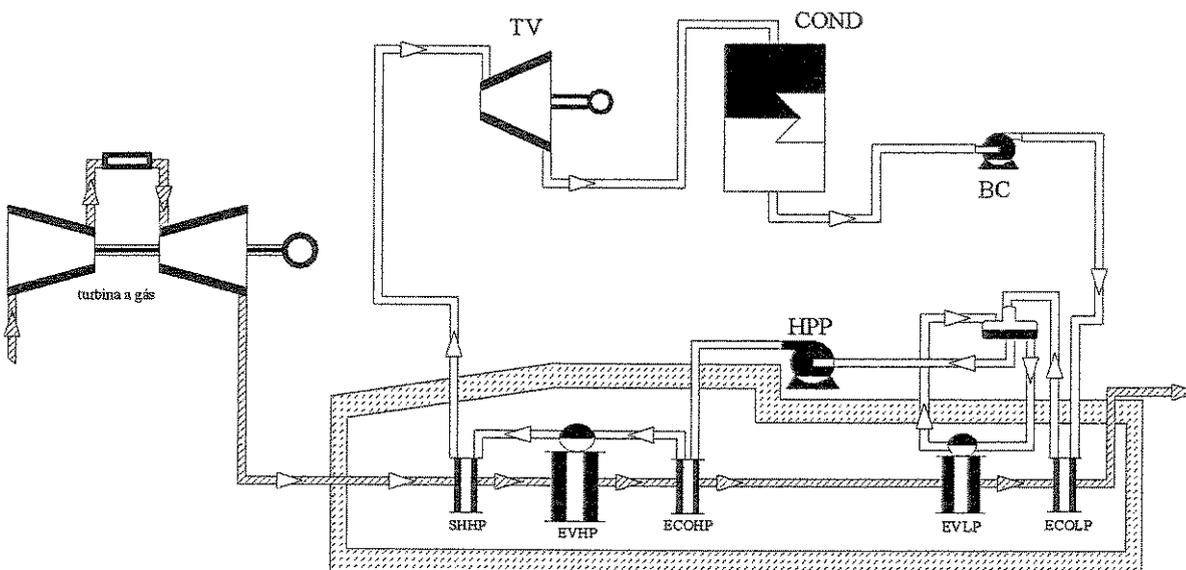


Figura 4.22 Sistema com caldeira de recuperação para um nível de pressão.

A caldeira de recuperação é constituída por um superaquecedor, um evaporador e um economizador de alta pressão, constituindo a caldeira de recuperação propriamente dita e um evaporador e um economizador de baixa pressão dimensionados para suprirem a demanda de vapor ao desaerador. A figura 4.22 ainda mostra uma turbina a gás que fornece os gases quentes para a caldeira de recuperação, uma turbina a vapor, condensador e bombas de condensado e alimentação. Para demonstrar o comportamento do ciclo com um nível de pressão em função de parâmetros como pressão e temperatura do vapor, valor do *pinch point* e perda de carga, várias simulações foram executadas verificando o comportamento da eficiência da caldeira e do ciclo combinado e do trabalho específico gerado, entre outros. Para fazer a simulação destes parâmetros termodinâmicos foi utilizado o software GATE CYCLE®(2003). A simulação considera os seguintes valores padrões:

Tabela 4.2 Condições de simulação para o ciclo combinado com 1 nível de pressão

Temperatura gases (saída da turbina a gás)	520°C
Temperatura do vapor (saída do superaquecedor)	515°C
Temperatura de saída (gases)	120°C
Pressão do vapor	48 bar
Pressão no condensador	0,05 bar
<i>Pinch-point</i>	13,8°C
Vazão de gases de escape	439,8 kg/s

Para cada parâmetro simulado os outros parâmetros permanecem constantes, desta forma podemos avaliar a sua influencia no desempenho do ciclo combinado de maneira direta. A turbina a gás considerada é uma ABB GT11N2, que utiliza gases siderúrgicos como combustível.

a) Pressão do vapor

A figura 4.23a mostra como a variação da pressão do vapor afeta a potência gerada na turbina a vapor. A potência da turbina a vapor é dada pelo produto do fluxo mássico de vapor (kg/s) pela diferença de entalpias entre a entrada e a saída da turbina. Aumentando-se a pressão, temos um aumento inicial da potência na turbina a vapor, atingindo-se um valor máximo, em torno de 40-45 bar e em seguida um declínio desta. O aumento da pressão do vapor diminui a entalpia na entrada e na saída da turbina a vapor e a vazão de vapor, porém o salto entálpico na turbina aumenta até o limite de 70 bar para então diminuir, fazendo com que o trabalho produzido atinja um valor máximo para uma dada variação da pressão do vapor. A figura 4.23b mostra a variação da pressão com diferentes valores de temperatura do vapor na saída do superaquecedor. Neste caso quanto maior a temperatura do vapor, maior é o trabalho produzido na turbina, mas o comportamento em relação à variação da pressão permanece o mesmo.

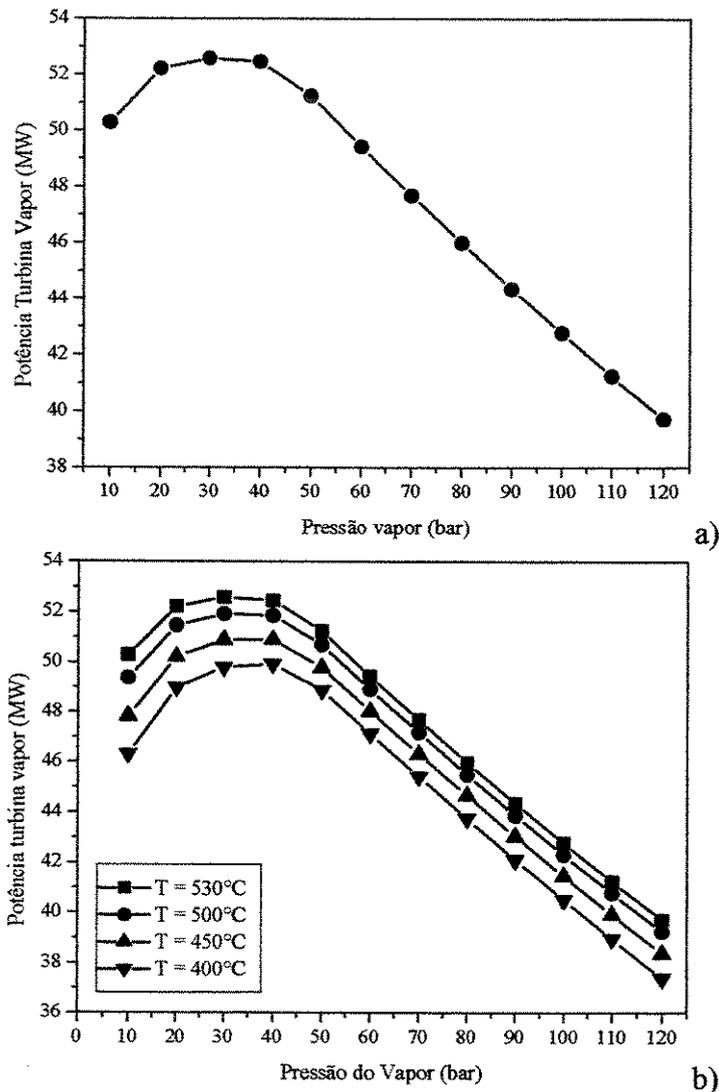


Figura 4.23 :a) Potência da turbina vapor *versus* pressão de vapor b) para diferentes temperaturas do vapor.

Quando se analisa a influência da pressão do vapor no título do vapor na saída da turbina e a eficiência da caldeira de recuperação, os resultados são mostrados nas figuras 4.24 e 4.25. O título do vapor é um fator importante no projeto de turbinas para evitar a formação de gotas de líquido na saída da turbina a vapor e conseqüentemente problemas de erosão nas palhetas desta devido a cavitação; segundo Kehlhofer et al (1999) um valor mínimo recomendado é de 0,85. Aumentando a pressão do vapor o título tende a cair como mostrado na figura 4.24. Logo, valores altos da pressão de vapor tendem a diminuir o título do vapor a níveis não aceitáveis.

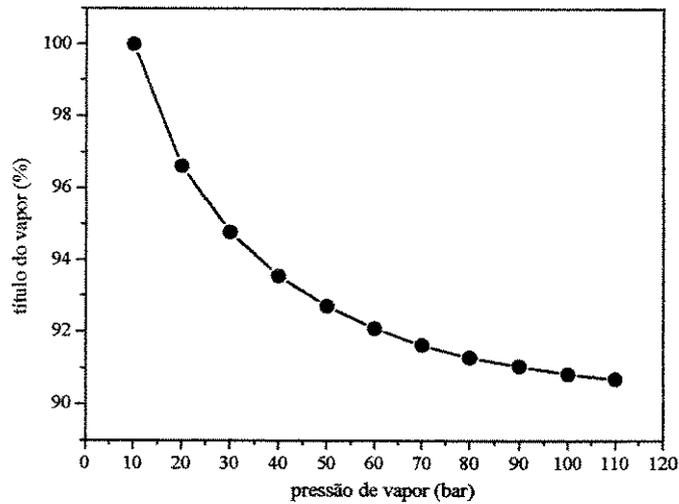


Figura 4.24 Título do vapor *versus* pressão do vapor

A eficiência da caldeira de recuperação é calculada segundo a relação proposta por Litzka et al (2003):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{HRSG}}{H_{gas}} \quad (4.12)$$

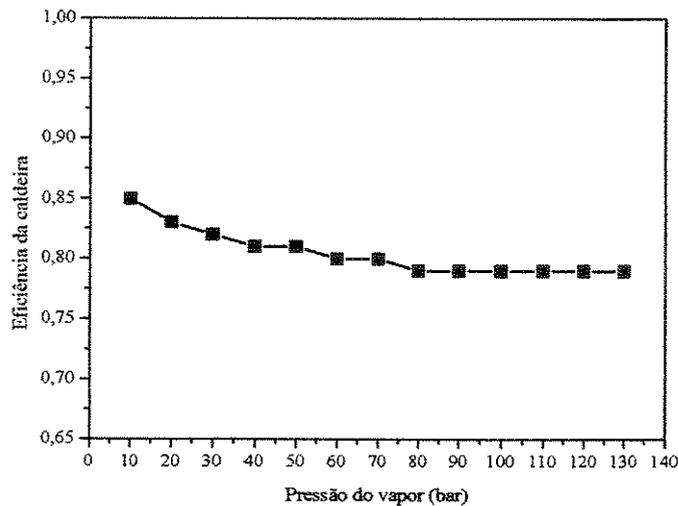


Figura 4.25 Eficiência da Caldeira de recuperação *versus* pressão do vapor

onde: \dot{H}_{gas} é a entalpia dos gases na entrada do superaquecedor e \dot{Q}_{HRSG} a diferença de entalpia entre o vapor na entrada e na saída da caldeira de recuperação. O aumento da pressão do vapor diminui a eficiência de 1º Lei da caldeira de recuperação. Uma baixa pressão de vapor diminui a temperatura de exaustão dos gases na saída do economizador de baixa, permitindo um

melhor aproveitamento do calor dos gases. Quando se aumenta a pressão a temperatura de exaustão sobe diminuindo a eficiência, como mostrado na figura 4.25.

Na figura 4.26, a variação da pressão do vapor em função do calor trocado no condensador mostra que o aumento da pressão diminui o calor que deve ser trocado no condensador. O aumento da pressão diminui a vazão de vapor. Assim como as entalpias de entrada e saída permanecem constantes, diminui dessa forma o calor trocado. Logo, maiores pressões de vapor, acarretam diminuição na quantidade de fluido refrigerante, seja ele, água ou ar, no caso de sistemas que utilizem torres de resfriamento. No entanto, o aumento da pressão traz algumas vantagens econômicas:

- Menor seção de exaustão na turbina a vapor;
- Menor vazão de vapor, levando a menores dimensões de tubulações e válvulas;
- Redução da necessidade de água ou ar para resfriamento

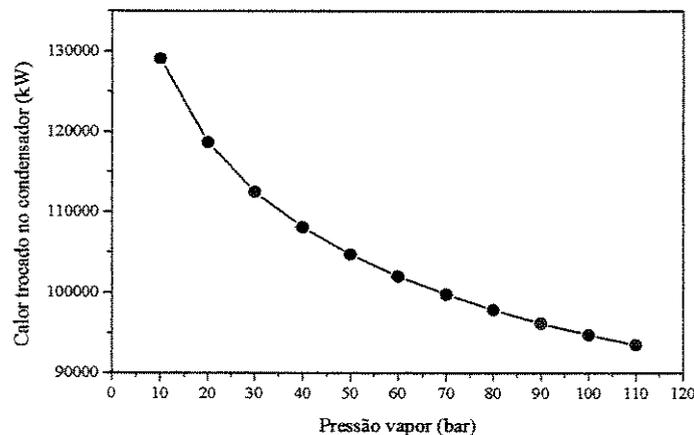


Figura 4.26 Calor trocado no condensador *versus* pressão do vapor

b) Temperatura do vapor

Na figura 4.27 é mostrado o comportamento da potência da turbina quando se aumenta a temperatura do vapor na saída do superaquecedor. Aumentando-se a temperatura temos um aumento da entalpia do vapor na entrada e na saída da turbina, porém o salto entálpico aumenta. A vazão de vapor diminui, pois quanto maior a temperatura do vapor com a mesma condição de temperatura e vazão dos gases de aquecimento, menor a capacidade de geração de vapor da

caldeira de recuperação. Porém o aumento do salto entálpico compensa a menor vazão de vapor de modo a aumentar a potência na turbina a vapor com o aumento da temperatura do vapor.

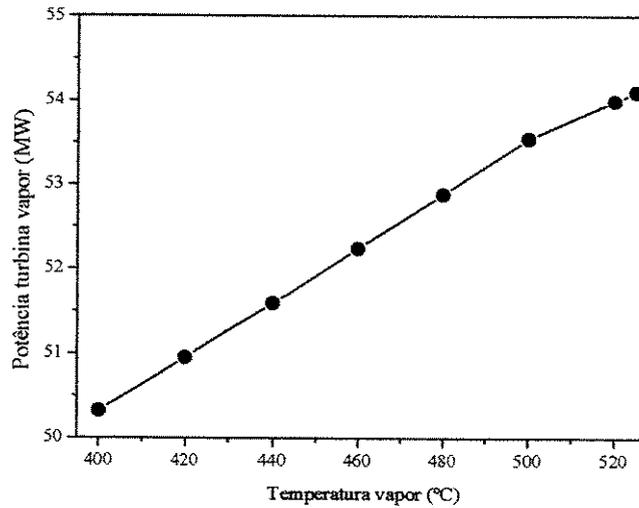


Figura 4.27 Potência da turbina vapor *versus* temperatura do vapor.

A influência da temperatura do vapor no título do mesmo na saída da turbina e na eficiência da caldeira de recuperação é mostrada nas figuras 4.28 e 4.29, respectivamente. O aumento da temperatura é benéfico para o bom funcionamento da turbina, uma vez que quanto maior a temperatura maior o título do vapor na saída, diminuindo a possibilidade de haver cavitação nas pás da turbina. Embora isto requer aços de melhor qualidade.

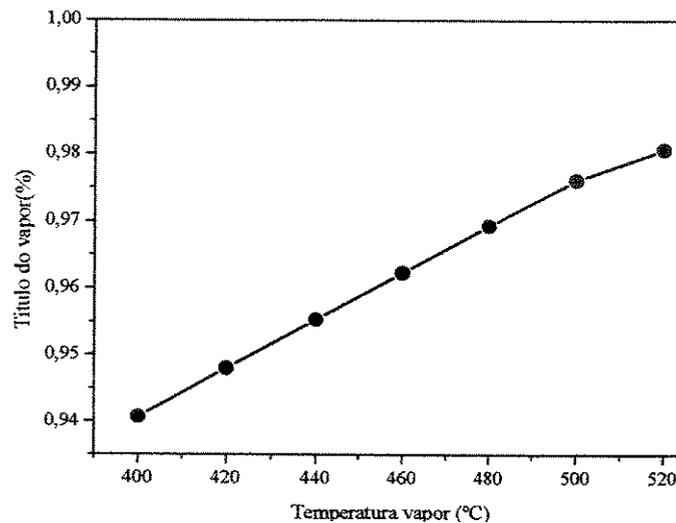


Figura 4.28 Título do vapor *versus* temperatura do vapor.

Já a eficiência da caldeira de recuperação apresenta uma diminuição com o aumento da temperatura, uma vez que a capacidade de geração de vapor da caldeira diminui ao aumentarmos o nível de entalpia requerido pelo vapor na saída do superaquecedor.

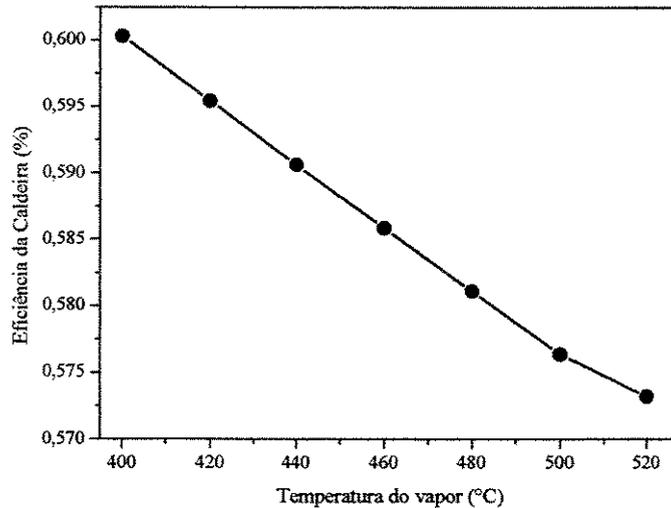


Figura 4.29 Eficiência da caldeira *versus* temperatura do vapor.

c) ***Pinch-point*** na caldeira de recuperação.

Um importante parâmetro na otimização do ciclo a vapor em um ciclo combinado é o *pinch-point*, que afeta diretamente a quantidade de vapor gerada. A figura 4.30 mostra como varia a potência da turbina a vapor em função do *pinch-point* da caldeira. A diminuição do *pinch-point* possibilita aumentar a quantidade de vapor gerado e, conseqüentemente, a potência na turbina a vapor, porém a diminuição do *pinch-point* aumenta a área de troca de calor da caldeira, como mostrado na figura 4.31, e conseqüentemente os custos de investimento.

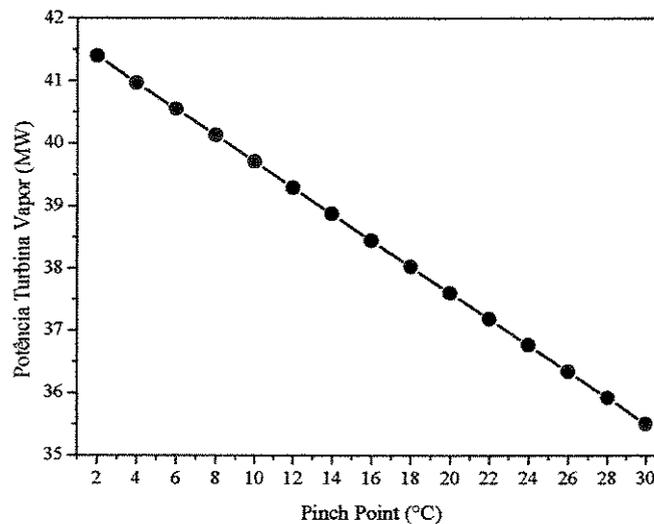


Figura 4.30 Potência da turbina a vapor *versus* pinch-point.

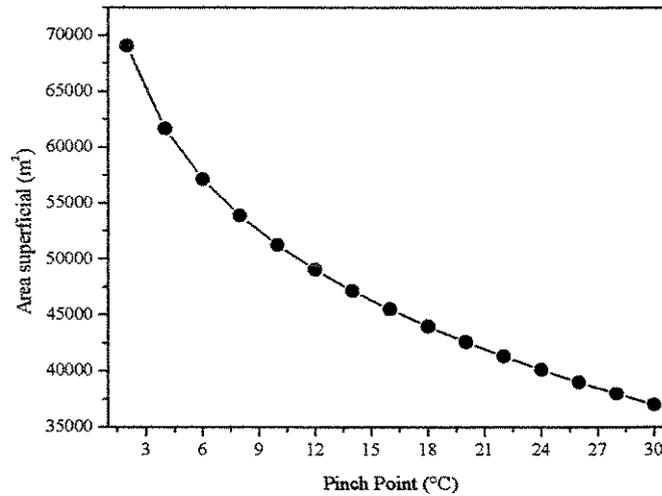
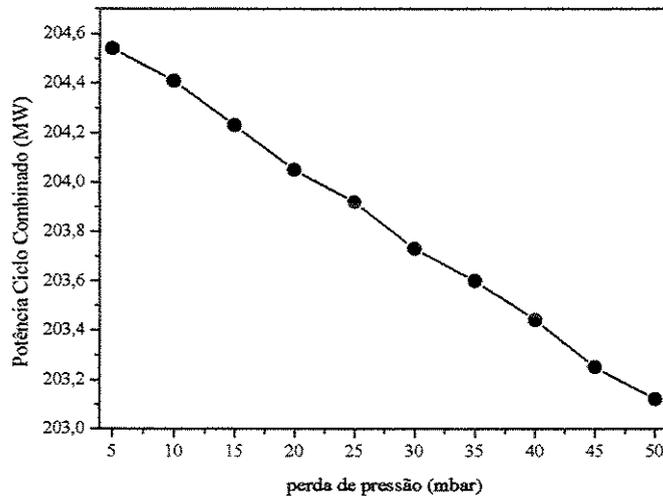


Figura 4.31 Área superficial da caldeira *versus* pinch-point

d) Perda de pressão na caldeira;

O projeto da caldeira de recuperação deve ser feito de maneira que a perda de pressão do lado dos gases seja a mínima possível. Esta perda de pressão afeta fortemente a potência da turbina a gás e conseqüentemente a potência e a eficiência do ciclo combinado, pois a perda de pressão faz com que a expansão na turbina de potência da turbina a gás seja feita a um nível mais elevado, o que diminui o salto entálpico e o trabalho produzido. Parte da perda de trabalho pode ser recuperada no ciclo a vapor devido ao aumento da temperatura de exaustão dos gases na saída da turbina a gás. Na figura 4.32 se observa: a) os efeitos da perda de pressão na potência do ciclo combinado, b) na turbina a gás e c) na área superficial da caldeira de recuperação.



a)

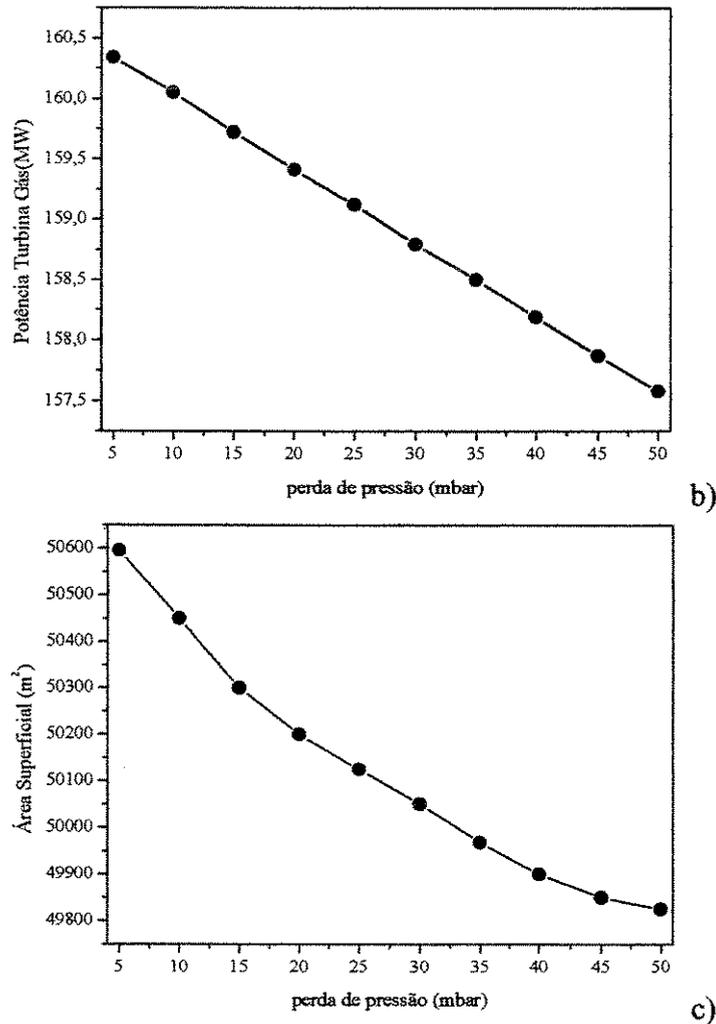


Figura 4.32: a) potência ciclo combinado, b) potência turbina a gás, c) Área superficial da caldeira *versus* perda de pressão.

4.2.2 Ciclo combinado com caldeira de recuperação com dois níveis de pressão

Na figura 4.33 apresenta-se um esquema de uma caldeira de recuperação com dois níveis de pressão. Cada conjunto superaquecedor- evaporador- economizador consiste num nível de pressão. A geração de potência é feita em dois níveis de pressão, sendo que o vapor de alta pressão expande primeiramente na turbina de alta e se junta com o vapor de baixa pressão produzido no conjunto superaquecedor- evaporador- economizador de baixa pressão, sendo que este também disponibiliza vapor para o desaerador. Uma caldeira de recuperação deste tipo possui melhor eficiência, principalmente porque consegue recuperar mais calor que uma de um nível de pressão, característica dada pela temperatura de saída dos gases no economizador de baixa, muito menor.

Para demonstrar o comportamento do ciclo com dois níveis de pressão em função de parâmetros como nível de pressão de alta e baixa e temperatura do vapor, valor do *pinch point* do evaporador de baixa e de alta e a perda de carga, várias simulações foram executadas verificando o comportamento da eficiência da caldeira e do ciclo combinado, do trabalho específico gerado entre outros.

Os principais parâmetros do ciclo são simulados considerando os seguintes valores de referência mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.3 Condições de simulação para o ciclo combinado com 2 níveis de pressão

Temperatura gases (saída da turbina a gás)	520°C
Temperatura do vapor (saída do superaquecedor)	515°C
Temperatura de saídas (gases)	120°C
Pressão do vapor (alta)	105 bar
Pressão do vapor (baixa)	1,72
Pressão no condensador	0,05 bar
<i>Pinch-point t</i> (alta e baixa)	13,8°C
Vazão de gases de escape	439,8 kg/s

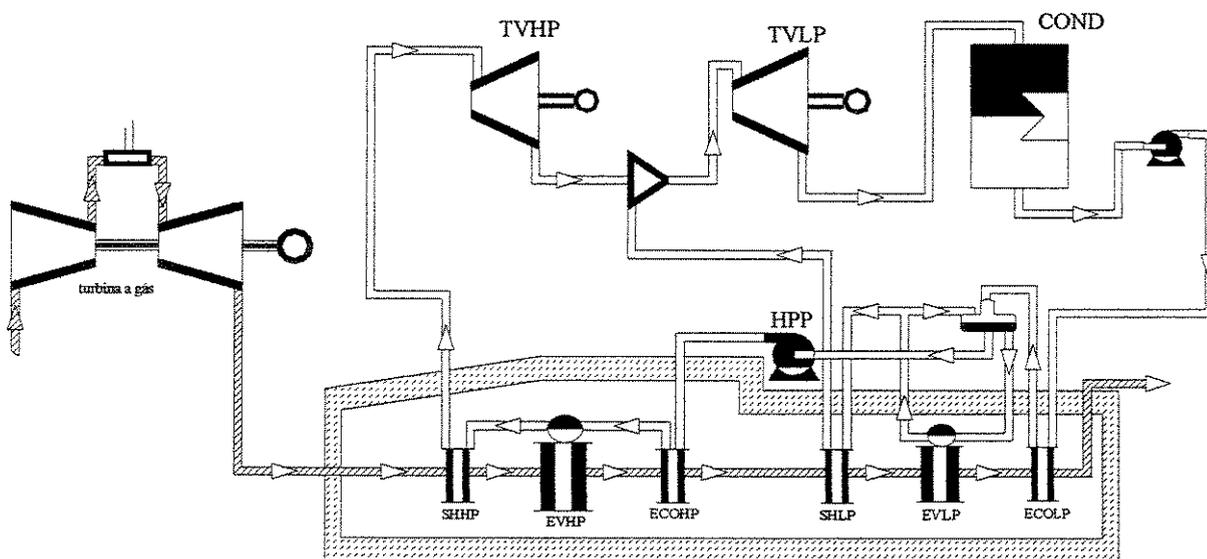


Figura 4.33 Sistema com caldeira de recuperação para dois níveis de pressão.

a) Pressão do vapor

Dois fatores devem ser notados quando se selecionam os níveis de alta e baixa pressão em caldeiras de recuperação de dois níveis de pressão. A pressão do vapor de alta deve ser suficiente

para atingir um bom aproveitamento dos gases e a pressão do vapor de baixa deve ser a mais baixa possível, diminuindo assim a temperatura dos gases de escape e recuperando a máxima quantidade de calor dos mesmos, Kehlhofer et al (1999).

A figura 4.34 mostra o comportamento da potência da turbina a vapor, quando se aumenta a pressão de alta, considerando três diferentes níveis da pressão de baixa. Pela figura, quanto menor a pressão de baixa maior potência é obtida na turbina, assim como quanto maior a pressão de alta mais potência é produzida. Segundo Kehlhofer et al(1999) a menor pressão de baixa aceitável está em torno de 3 bar porque abaixo deste valor, a queda de entalpia disponível na turbina de baixa torna-se muito pequena e a vazão de vapor torna-se muito grande, aumentando os custos dos equipamentos.

A figura 4.35 mostra a variação do título do vapor em função do aumento da pressão do vapor de alta. Da mesma maneira, que no caso de um único nível de pressão, o aumento da pressão de alta diminui o título na saída da turbina, devendo este aumento de pressão ser monitorado de modo a não ultrapassar o limite mínimo do título especificado para a turbina.

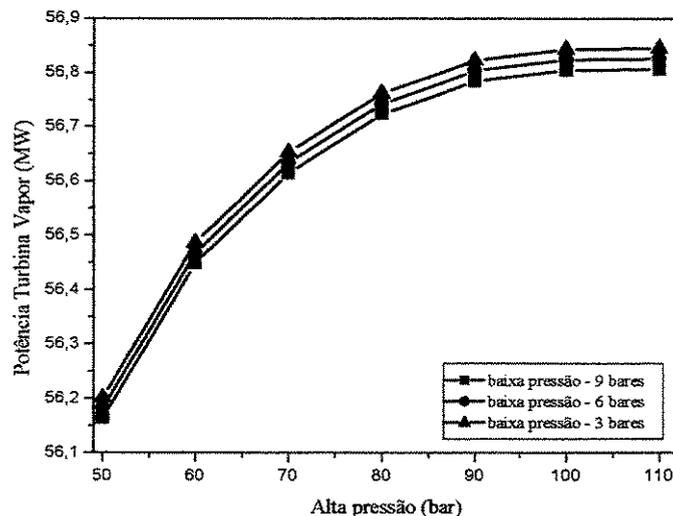


Figura 4.34 Potência do sistema versus pressão de alta e baixa

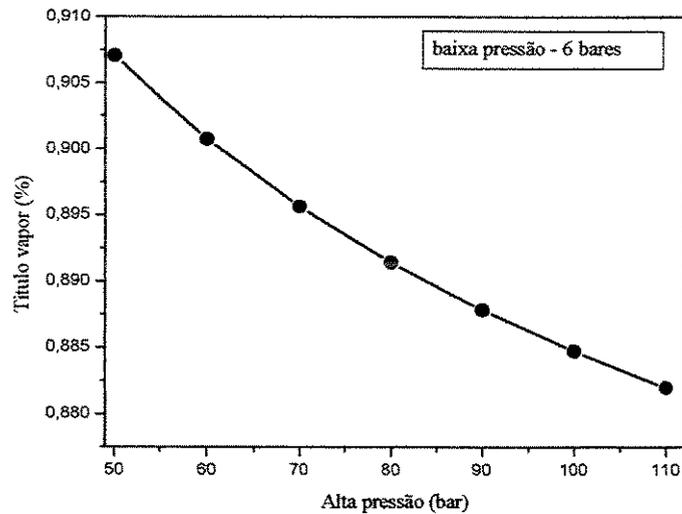


Figura 4.35 Título do vapor versus pressão de alta.

b) Temperatura do vapor.

Quando a caldeira de recuperação possui dois níveis de pressão, a expansão do vapor na turbina acontece em duas seções. A potência produzida em função da variação da temperatura do vapor em cada uma das etapas é mostrada na figura 4.36. Quando se considera a variação do vapor na seção de alta, considera-se que a temperatura de entrada na seção de baixa é mantida em 115°C. Neste caso, aumentando-se a temperatura também aumenta a potência total da turbina a vapor. Quando se aumenta a temperatura na entrada da seção de alta, aumenta-se a entalpia na entrada e também o título na saída da seção, o que aumenta a potência, mas também acontece um aumento na entalpia do estágio de baixa devido ao título maior obtido na saída da seção anterior, o que aumenta também a potência gerada na seção de baixa. No caso da variação da temperatura na entrada da seção de baixa, o aumento desta faz aumentar a entalpia de saída da seção de alta, diminuindo a potência gerada nesta seção, aumenta a entalpia de entrada da seção de alta, mas também aumenta o título da saída da seção de baixa, diminuindo a potência gerada da seção de baixa também. De modo geral, para se maximizar a geração de potência, a temperatura na entrada da seção de alta deve ser a mais alta possível e na entrada da seção de baixa a menor.

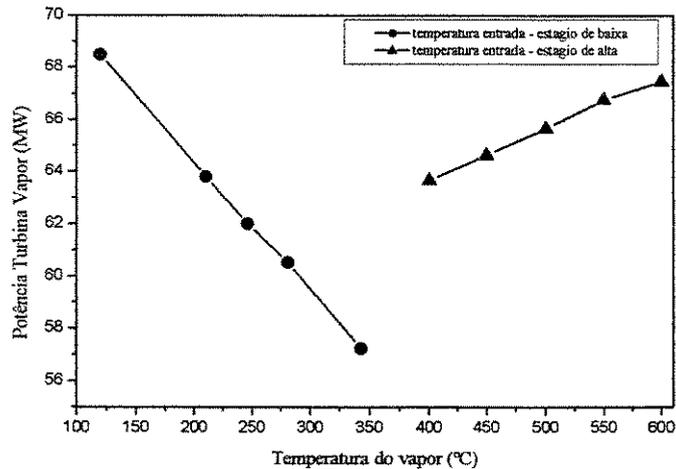


Figura 4.36 Potência na turbina a vapor *versus* temperatura do vapor

c) Pinch-point

As figuras 4.37 e 4.38 apresentam o comportamento da potência na turbina a vapor e da área da caldeira de recuperação em função do *pinch* de alta para diferentes valores do *pinch* de baixa. O *pinch-point* no evaporador de alta tem menor influência numa caldeira de dois níveis de pressão do que numa de um único nível, pois a energia que não é recuperada na seção de alta pressão pode ser aproveitada na seção de baixa pressão. Os valores do *pinch-point* de alta e baixa pressão são relacionados. A redução do *pinch* de alta aumenta a área superficial do evaporador e do economizador de alta, mas reduz a área da seção de baixa. Isto acontece porque a temperatura dos gases após o economizador de alta se reduz, diminuindo a quantidade de calor disponível para ser aproveitado na seção de baixa.

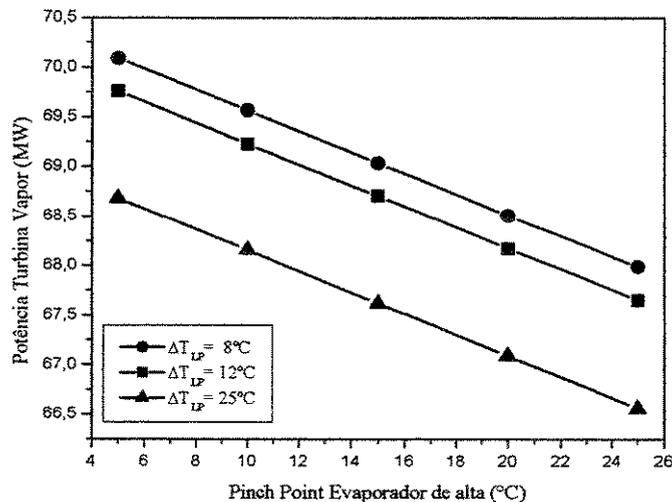


Figura 4.37 Potência na turbina vapor *versus* pinch point

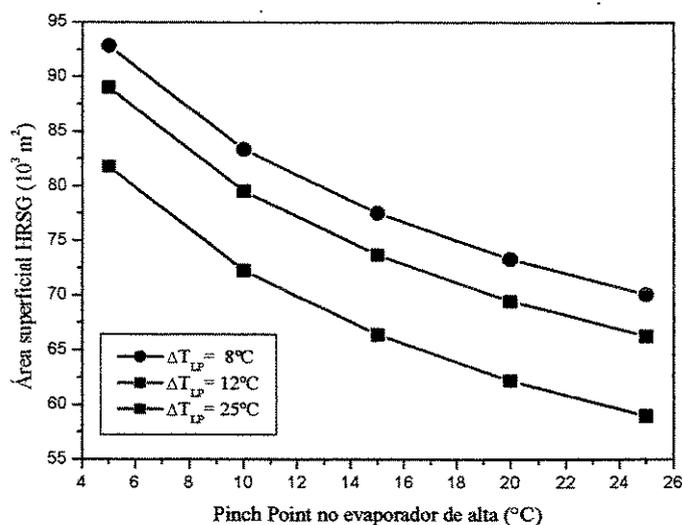


Figura 4.38 Área superficial *versus* pinch point

4.2.3 Ciclo combinado com caldeira de recuperação com três níveis de pressão

A figura 4.39 mostra um diagrama de uma caldeira de recuperação com três níveis de pressão: alta, intermediária e baixa. Como nos casos anteriores, o conjunto superaquecedor- evaporador-economizador de baixa pressão também disponibiliza vapor para o desaerador. Uma caldeira de recuperação de três níveis de pressão possui um nível de aproveitamento dos gases quentes da turbina ainda melhor que as caldeiras de um e dois níveis de pressão, porém os níveis de complexidade de construção e operação também são mais elevados que os anteriores.

Para demonstrar o comportamento do ciclo com três níveis de pressão em função de parâmetros como níveis de alta, intermediário e de baixa pressão e de temperatura do vapor, valor do *pinch point* nos evaporadores dos níveis de alta, intermediário e de baixa e a perda de carga, várias simulações foram executadas verificando o comportamento da eficiência da caldeira e do ciclo combinado, do trabalho específico gerado entre outros.

Tabela 4.4 Condições de simulação para o ciclo combinado com 3 níveis de pressão

Temperatura gases (saída da turbina a gás)	520°C
Temperatura do vapor (saída do superaquecedor)	515°C
Temperatura de saída (gases)	120°C
Pressão do vapor (alta)	105 bar
Pressão do vapor (intermediária)	17 bar
Pressão do vapor (baixa)	1,72 bar
Pressão no condensador	0,05 bar
<i>Pinch-point</i> t (alta, intermediária e baixa)	13,8°C
Vazão de gases de escape	439,8 kg/s

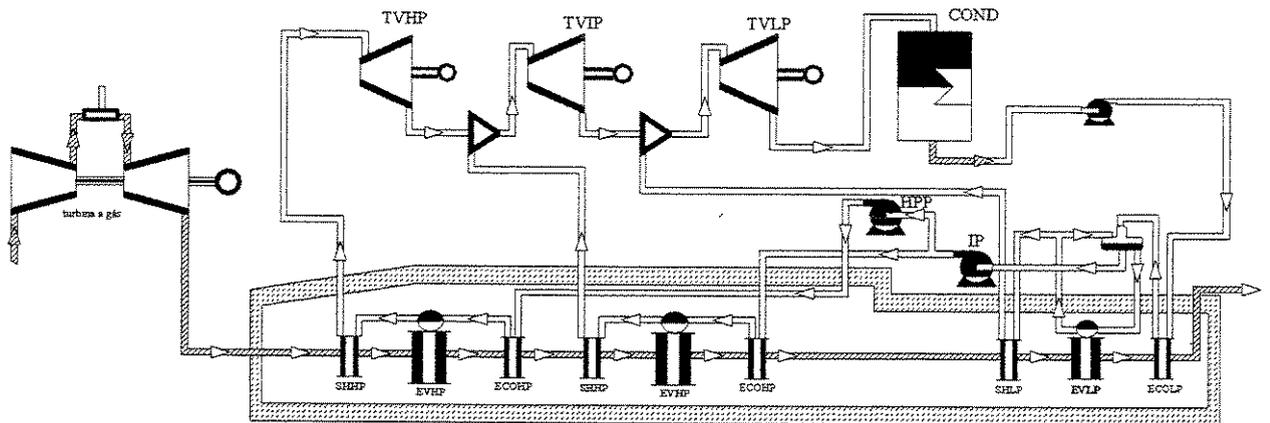


Figura 4.39 Caldeira de recuperação para dois níveis de pressão.

a) Pressão do vapor

A figura 4.40 mostra a variação da potência na turbina a vapor em função da pressão de alta, para diferentes pressões intermediárias, mantendo-se a pressão de baixa constante. Dependendo do nível da pressão de alta, temos valores de pressão intermediária que trazem uma maior potência à turbina. Quando se utiliza uma pressão de alta em torno de 50 bar, a pressão intermediária que produz maior potência esta no nível de 10 bar, mas quando se tem uma pressão de alta em torno de 110 bar a melhor pressão intermediária está em 30 bar. Assim, para buscar extrair o maior nível de potência da turbina deve-se manter um nível de controle rígido das pressões.

Quando se varia a pressão de baixa, a potência da turbina atinge um valor máximo para então diminuir com o aumento da pressão de baixa. A pressão de alta foi mantida em 110 bar e a pressão intermediária em 17 bar. Porém com o aumento da pressão de baixa diminui a área superficial da caldeira de recuperação. Essas duas simulações são mostradas nas figuras 4.41 e 4.42.

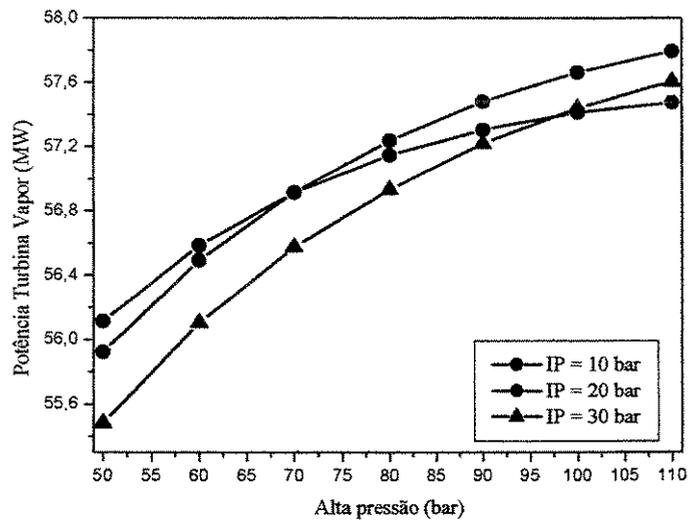


Figura 4.40 Potência da turbina a vapor versus pressão de alta e intermediária

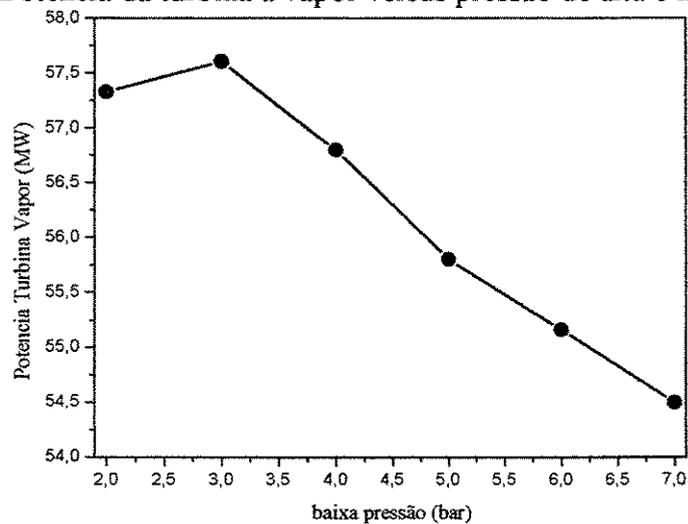


Figura 4.41 Potência da turbina a vapor versus pressão de baixa.

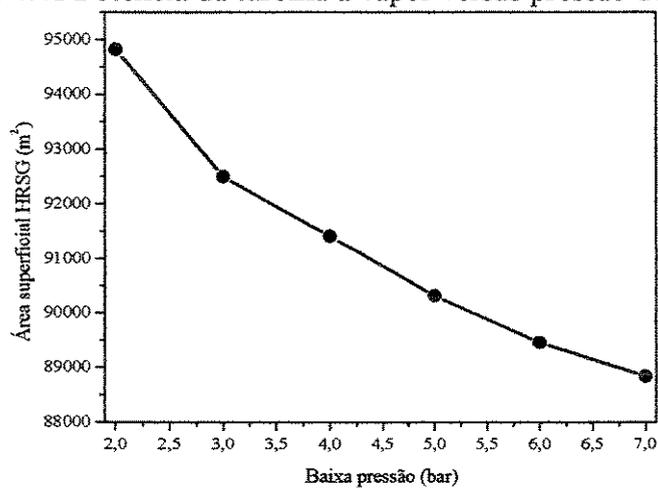


Figura 4.42 Área superficial versus pressão de baixa

b) Temperatura do vapor

O comportamento da potência da turbina em relação à variação da temperatura do vapor na entrada dos três níveis de expansão é mostrado na figura 4.43. Neste ciclo existe disponibilidade de vapor em três níveis de superaquecimento diferente, a simulação foi feita variando-se um destes níveis mantendo-se os outros dois com temperatura constante. A variação da temperatura do vapor na seção de alta pressão tem efeito mais significativo do que nas seções intermediária e de baixa pressão, enquanto a variação da temperatura do vapor na entrada das seções produz uma variação muito pequena na potência produzida, porém existe uma pequena vantagem em se aumentar a temperatura na entrada da seção de pressão intermediária

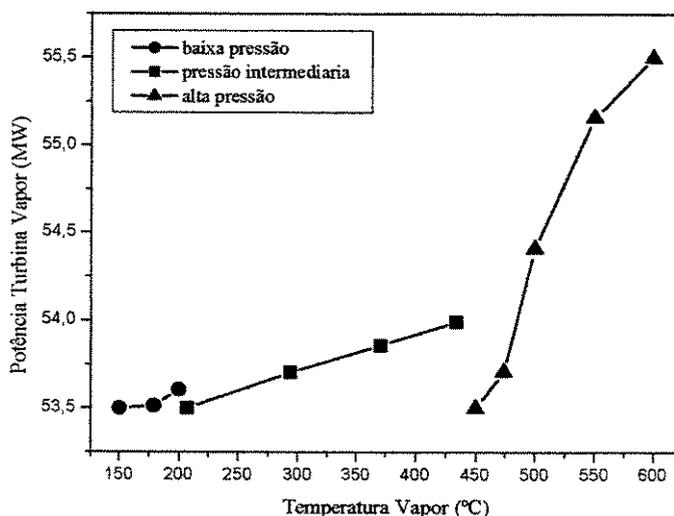


Figura 4.43 Potência da turbina a vapor versus temperaturas nas seções de pressão de alta, intermediária e baixa.

c) Pinch point.

O efeito da variação do *pinch-point* nas três seções de pressão, mostra um comportamento similar ao caso de caldeira de recuperação com dois níveis de pressão. A potência da turbina aumenta com a diminuição do *pinch* e a área da caldeira de recuperação aumenta exponencialmente quando o valor do *pinch* tende a zero. Este comportamento é mostrado nas figuras 4.44 e 4.45, onde se analisa a influência do *pinch* da seção de alta com diferentes valores do *pinch* da seção intermediária na potência da turbina e na área superficial da caldeira, respectivamente.

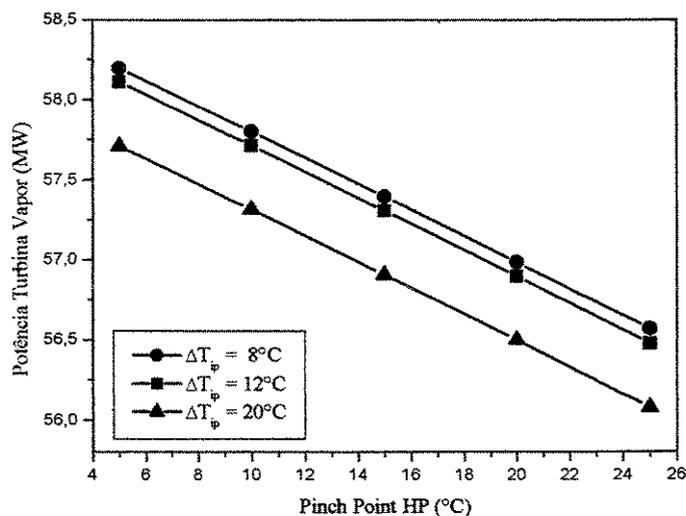


Figura 4.44 Potência na turbina vapor *versus* pinch point

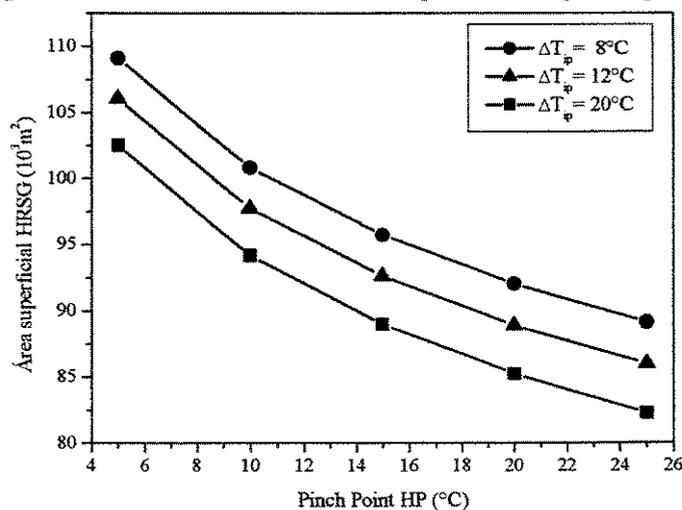


Figura 4.45 Área superficial *versus* pinch point

4.2.4 Outros Parâmetros.

A simulação de outros parâmetros importantes na análise de ciclos combinados foi executada também utilizando o software Gate Cycle®(2003). Os parâmetros simulados são o uso de queima suplementar e variação da temperatura ambiente.

a) Queima suplementar

A queima suplementar é uma maneira de aumentar a performance das caldeiras de recuperação, através da instalação de queimadores na entrada dos gases quentes da turbina a gás, de modo a adicionar uma quantidade de energia a estes, possibilitando assim aumentar a temperatura e a geração de vapor na caldeira de recuperação. A queima suplementar é apropriada

devido a presença de oxigênio suficiente nos gases de combustão, possibilitando a queima de combustível suplementar. Num ciclo de turbina a gás aberto com um único estágio de combustão, somente de 30 a 50% do oxigênio contido no ar é usado para combustão.

Segundo Kehlhofer et al (1999), as primeiras unidades de ciclo combinado utilizavam queima suplementar, principalmente, pois a temperatura de exaustão das turbinas era baixa e existia vantagem em aumentar a temperatura na entrada da caldeira. Porém, com o avanço da tecnologia das turbinas a gás, que possibilitou alcançar temperaturas de exaustão cada vez maiores, em muitos casos não é vantajosa a execução da queima suplementar.

A queima suplementar tem como desvantagens a diminuição da eficiência do ciclo e um maior custo operacional devido ao maior consumo de combustível. Porém aumenta a flexibilidade de operação, em casos de operação da turbina a gás em carga parcial e em centrais de cogeração onde se produz calor e eletricidade, possibilitando um controle separado das duas variáveis. A figura 4.46 mostra o comportamento da potência total e da turbina a vapor com o aumento da temperatura de exaustão em um ciclo combinado com um único nível de pressão. O aumento da potência total e da turbina a vapor é linear e consegue-se um grande aumento da mesma quando se aumenta a temperatura de exaustão na turbina a gás. Porém, a eficiência do ciclo (figura 4.47) combinado diminui ao aumentar a temperatura de exaustão, mostrando que o aumento do consumo de combustível é bastante maior que a potência adicional conseguida no ciclo.

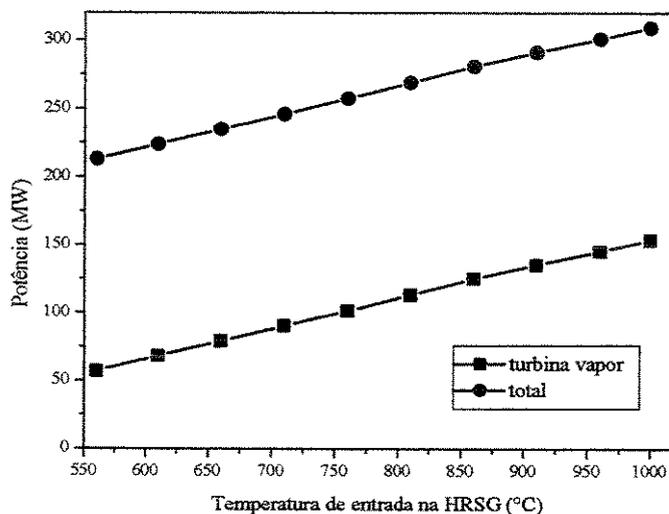


Figura 4.46 Potência do ciclo combinado *versus* temperatura de entrada na HRSG.

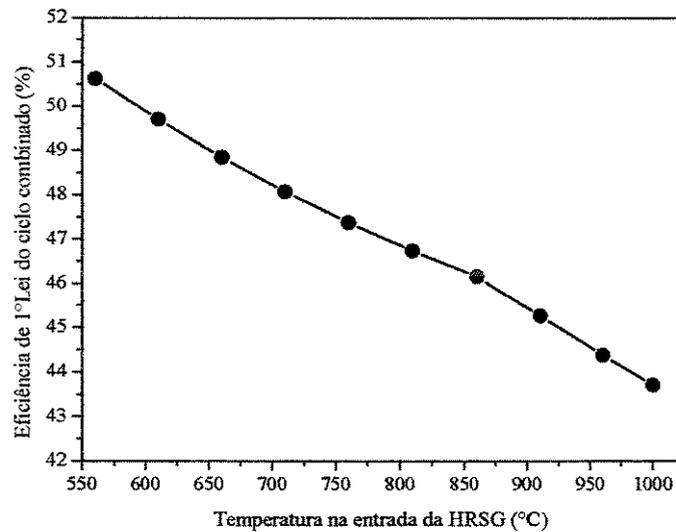


Figura 4.47 Eficiência de 1º lei *versus* temperatura de entrada na HRSG

Comparando-se o caso entre dois ciclos com e sem queima suplementar, constata-se que a presença de queima suplementar aumenta bastante a potência produzida na turbina a vapor. Essa diferença é expressa na figura 4.48. No caso do ciclo sem queima suplementar, a simulação foi feita considerando até a temperatura máxima que pode ser atingida na entrada da caldeira de recuperação.

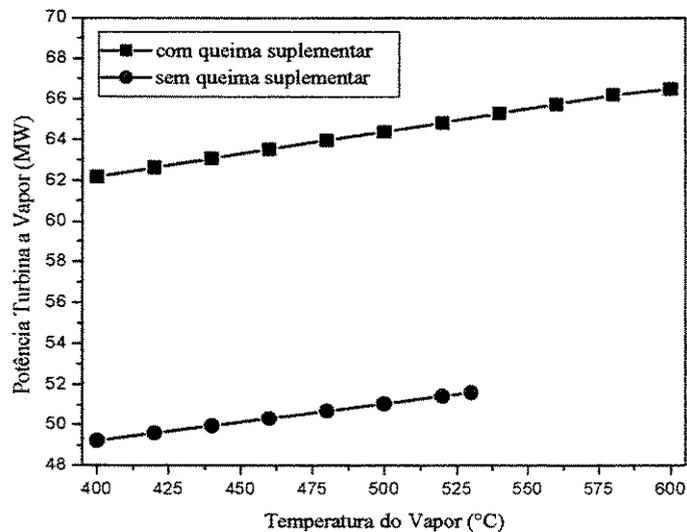


Figura 4.48 Trabalho na turbina a vapor *versus* temperatura do vapor (com e sem queima suplementar)

b) Temperatura Ambiente

Existem duas razões para que a temperatura ambiente afete a potência e a eficiência das turbinas a gás.

- As turbinas a gás são sempre projetadas para determinado fluxo volumétrico. Aumentando-se a temperatura do ar reduz-se a densidade e conseqüentemente a vazão mássica para o mesmo fluxo volumétrico. A vazão mássica determina a potência produzida pela turbina a gás.

- O volume específico do ar aumenta proporcionalmente à temperatura de entrada no compressor, aumentando a potência de compressão requerida no mesmo, sem um correspondente aumento da potência na turbina.

A figura 4.49 mostra a variação relativa da eficiência dos ciclos com a temperatura ambiente. Para o ciclo a gás a eficiência diminui com o aumento da temperatura como demonstrado anteriormente, porém no caso do ciclo a vapor e do ciclo combinado, a eficiência aumenta com o aumento da temperatura. Isto ocorre pelo fato que o aumento da temperatura ambiente também faz aumentar a temperatura dos gases que saem da turbina o que melhora a eficiência do ciclo a vapor. No computo geral o efeito também faz aumentar a eficiência do ciclo combinado.

Na figura 4.50 observa-se o mesmo comportamento para a potência total produzida por cada ciclo. No caso do ciclo a gás a potência diminui aumentando-se a temperatura ambiente. Para o ciclo a vapor o aumento da temperatura favorece a produção de potência, o que também aumenta a potência do ciclo combinado.

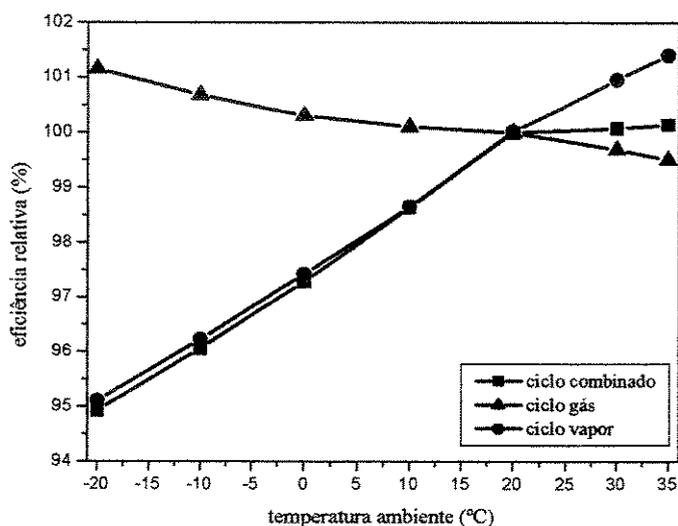


Figura 4.49 Eficiência relativa dos ciclos com a temperatura ambiente

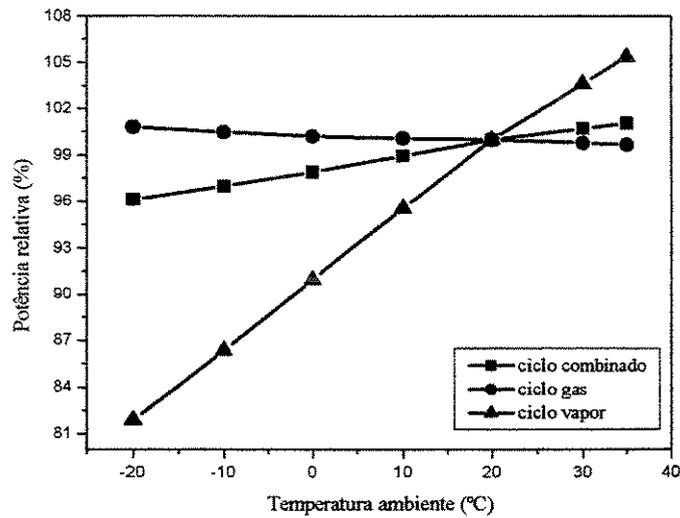


Figura 4.50 Potência relativa dos ciclos com a temperatura ambiente

Este capítulo traz uma abordagem geral dos sistemas de turbina a gás e ciclos combinados com diferentes níveis de pressão. O uso do ciclo combinado em plantas de geração de potência tem se tornado comum devido à alta eficiência atingida e grande flexibilidade operacional. A proposta de repotenciamento deste trabalho baseia-se na adoção de um ciclo combinado que será abordada no capítulo 6.

Capítulo 5

Análise Termoeconômica do Sistema de Geração Atual da CST.

Este capítulo irá conduzir a análise exergética e termoeconômica para as plantas do atual sistema de geração de potência da Companhia Siderúrgica de Tubarão apresentados no Capítulo 1. Na seção inicial do capítulo é executada a análise exergética, determinando a irreversibilidade gerada e a eficiência exergética, em cada componente das plantas. Depois, uma análise de custo exergético, determinando o valor do custo exergético unitário e total de cada corrente de energético do sistema, assim como o custo da potência elétrica produzida e do vapor para processo. Finalmente uma análise dos custos monetários, considerando os custos de investimento, manutenção e operação de cada sistema.

5.1 Análise Exergética

A análise inicia-se nos componentes da planta 1, para as condições de projeto e operação, em seguida a mesma avaliação é feita na planta 3. Sendo a planta 2 idêntica a 3, é desnecessário reportar os dados desta

5.1.1 Planta 1

A tabela 5.1 apresenta os valores de exergia total na planta 1 nas condições de projeto, e operação referenciados à fig. 1.5. Os dados de operação foram obtidos em um dia normal de

operação e são representativos das condições de operação. A exergia dos gases siderúrgicos é calculada como demonstrado no Anexo B.

Tabela 5.1 Exergias Totais Planta 1 – Condições de Projeto e Operação

Localização	Exergia (kW)	
	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	103740,9	107308,96
Entrada da Turbina	103159,50	105432,55
1° extração	9887,49	2192,87
2° extração	2990,31	3285,84
3° extração	2784,00	2972,62
4° extração	2379,59	2545,84
Entrada do Condensador	4725,14	5310,56
Entrada – Bomba de Condensado	59,99	64,15
Entrada do Desaerador	3274,02	3501,48
Saída do Desaerador	6072,47	6495,04
Saída do Atemperador	146,59	436,80
Entrada Bomba de Alimentação	6511,24	7116,98
Entrada da Caldeira	12177,48	11751,04

Para avaliar o desempenho exergetico de cada componente definem-se as eficiências de 2° Lei de cada equipamento. Para a caldeira, turbina a vapor, bombas e os trocadores de calor foram definidas eficiências racionais, Eq. (2.13). Para o condensador, desaerador e atemperador as eficiências de 2° lei são definidas segundo o conceito de entradas e saídas, mostrado pela Eq. (2.14). A Tabela 5.2 mostra a definição do insumo e produto dos componentes da planta 1.

Tabela 5.2 Definição de produto e insumo para os componentes da planta 1

Componente	Insumo	Produto
Caldeira	\dot{E}_C	$\dot{E}_1 - \dot{E}_{20}$
Turbina	$\dot{E}_2 - \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9$	\dot{W}_{TV}
Bomba de Condensado	\dot{W}_{BC}	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$
Bomba de Alimentação	\dot{W}_{FW}	$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}$
Bomba de Resfriamento	\dot{W}_{SW}	$\dot{E}_{33} - \dot{E}_{34}$

AEJ	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{25}$	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$
GC	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$
HTR-1	$\dot{E}_8 - \dot{E}_{28}$	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}$
HTR-2	$\dot{E}_7 - \dot{E}_{29}$	$\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}$
HTR-3 (projeto)	$\dot{E}_{36} - \dot{E}_{30}$	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$
HTR-3 (operação)	$\dot{E}_{41} - \dot{E}_{42}$	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}$
Componente	Entrada	Saída
Condensador	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{34} + \dot{E}_{31} + \dot{E}_{39}$	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{32}$
Desaerador	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_6 + \dot{E}_{15}$	\dot{E}_{16}
Atemperador (projeto)	$\dot{E}_{40} + \dot{E}_5$	\dot{E}_{35}
Atemperador (operação)	$\dot{E}_{45} + \dot{E}_1$	\dot{E}_{40}

Para determinar a irreversibilidade nos componentes da planta, aplicam-se as equações de balanço de exergia nos mesmos; Aplicando-se a eq (4.12) aos componentes, temos as seguintes equações:

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{W}_{VC}	\dot{I}_{VC}
Caldeira	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_c$	\dot{E}_1	-	$\dot{I}_{caldeira}$
Turbina a Vapor	\dot{E}_2	$\dot{E}_4 + \dot{E}_5 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 + \dot{E}_8 + \dot{E}_9$	\dot{W}_{TV}	\dot{I}_{TV}
Condensador	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{34} + \dot{E}_{31}$	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{32}$	-	\dot{I}_{cond}
Bomba de Condensado	\dot{E}_{10}	\dot{E}_{11}	\dot{W}_{bc}	\dot{I}_{bc}
Desaerador	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_6 + \dot{E}_{15}$	\dot{E}_{16}	-	\dot{I}_{DESA}
Bomba de Alimentação	\dot{E}_{18}	\dot{E}_{19}	\dot{W}_{fw}	\dot{I}_{FW}
Atemperador (projeto)	$\dot{E}_{40} + \dot{E}_5$	\dot{E}_{35}	-	\dot{I}_{atemp}
Trocadores de Calor				
AEJ	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{25} + \dot{E}_{12}$	-	\dot{I}_{AEJ}
GC	$\dot{E}_{23} + \dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{26} + \dot{E}_{13}$	-	\dot{I}_{GC}
HTR-1	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{14}$	-	\dot{I}_{HTR1}
HTR-2	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{29} + \dot{E}_{15}$	-	\dot{I}_{HTR2}
HTR-3 (projeto)	$\dot{E}_{36} + \dot{E}_{19}$	$\dot{E}_{30} + \dot{E}_{20}$	-	\dot{I}_{HTR3}

Em relação às condições de projeto, as equações de balanço de exergia sofrem as seguintes alterações, para as condições de operação.

HTR-3	$\dot{E}_{41} + \dot{E}_{19}$	$\dot{E}_{20} + \dot{E}_{42}$	-	\dot{I}_{HTR3}
Atemperador	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{45}$	\dot{E}_{40}	--	\dot{I}_{atemp}

Os balanços descritos acima permitem determinar o valor da irreversibilidade gerada em cada equipamento e em todo o sistema.

As eficiências de 2º Lei e as irreversibilidades geradas são mostradas na Tabela 5.3 nas condições de projeto e operação e representadas graficamente nas Fig. 5.1, 5.2 e 5.3.

Tabela 5.3 Eficiências de Segunda Lei e Irreversibilidade Gerada na Planta 1.

Equipamento	Eficiência de 2º Lei		Irreversibilidade (MJ)		% (irreversibilidade)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Caldeira	48,880	49,560	131,174	112,068	82,004	78,319
Turbina a Vapor	83,740	80,480	17,206	20,443	10,756	14,287
Condensador	23,850	23,820	4,465	4,983	2,791	3,482
Bomba – condensado	79,700	79,710	0,041	0,043	0,026	0,030
Bomba – alimentação	98,260	98,250	0,132	0,126	0,083	0,088
Bomba – resfriamento.	69,70	69,70	0,569	0,622	0,356	0,435
AEJ	62,430	62,43	0,104	0,108	0,065	0,075
GC	57,600	57,600	0,114	0,119	0,071	0,083
HTR-1	51,170	51,170	1,249	1,305	0,781	0,912
HTR-2	83,240	83,240	0,684	0,715	0,428	0,500
HTR-3	91,980	98,300	1,125	0,154	0,703	0,108
Desaerador	92,160	92,240	0,517	0,538	0,323	0,376
Atemperador	95,500	98,360	2,578	1,763	1,612	1,232
Total	28,301	31,201	159,958	142,987	100,00	100,00

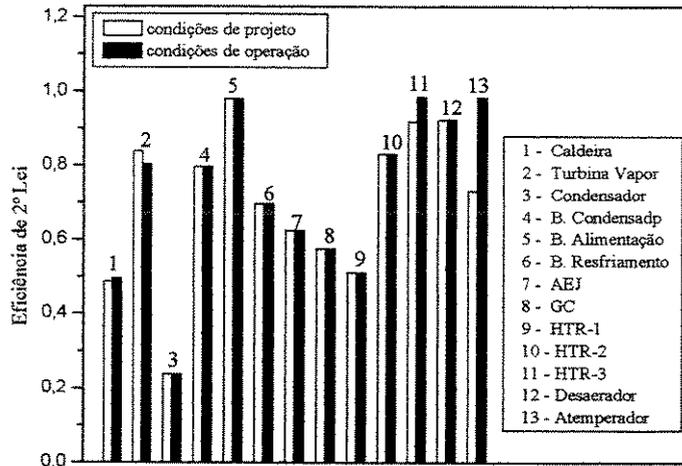


Figura 5.1 Eficiências de 2º Lei dos equipamentos – Planta 1

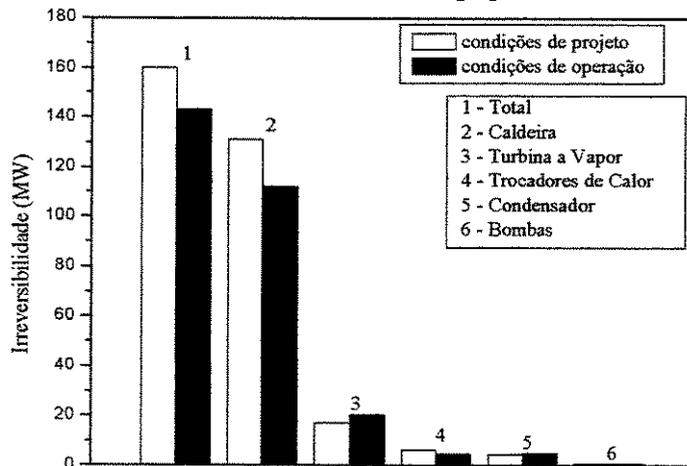


Figura 5.2 Irreversibilidade gerada nos equipamentos – Planta 1

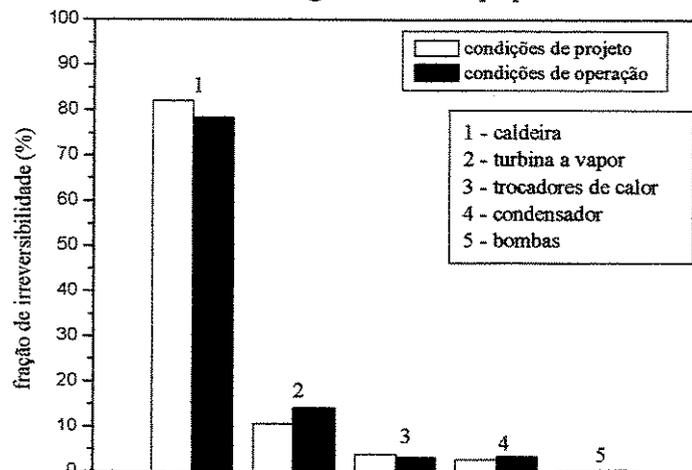


Figura 5.3 Distribuição da irreversibilidade gerada entre os equipamentos – Planta 1

A eficiência exergetica racional da caldeira está entre 48,5 e 49%, nas condições de projeto e operação, respectivamente. Esta eficiência é função da exergia do vapor na entrada e saída da caldeira. O nível de pressão e temperatura entre as duas condições é o mesmo, justificando que a eficiência seja praticamente a mesma.

A eficiência exergetica da turbina é de 83,7 e 80,48% nas condições de projeto e operação, respectivamente. A diminuição do uso de uma das extrações da turbina nas condições de operação aumenta a potência gerada, porém acarretando uma pequena diminuição na eficiência.

A eficiência exergetica do condensador é 23,8% em razão da própria função dissipativa do equipamento.

Os valores de irreversibilidade gerada mostram que a caldeira é responsável por mais de 78% de toda a irreversibilidade gerada na planta. A turbina a vapor, o conjunto de trocadores de calor + desaerador e o condensador, nesta ordem são os responsáveis pelo restante das irreversibilidades. Estes valores são típicos de plantas deste porte e caldeiras neste nível de pressão, Torres (1997).

As mudanças adotadas no projeto são responsáveis pelo aumento da eficiência global da planta em 10,24% e uma diminuição de 10,6% no total da irreversibilidade gerada. A diminuição do uso de uma das extrações na turbina possibilitou um aumento de 3% na potência gerada, a diminuição do consumo de GAF e a possibilidade da utilização de GCO possibilitou diminuir a irreversibilidade gerada na caldeira mantendo-se os mesmos níveis de pressão e temperatura anteriores, porém com um pequeno aumento na vazão de vapor. Estas mudanças somente são possíveis quando existe disponibilidade de vapor, via CDQ, suficiente para manter estas condições de operação.

5.1.2 Planta 3

A Tabela 5.4 apresenta os valores de exergia total na planta 3 nas condições de projeto, referenciados à Fig. 1.6.

Tabela 5.4 Exergias Totais Planta 3 – Condições de Projeto e Operação

Localização	Exergia (kW)	
	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	108183,5	106997,00
Entrada da Turbina	105552,54	105083,82
1° extração	1565,15	143,66
2° extração	5994,62	1678,77
3° extração	2732,84	4852,48
4° extração	3510,81	2095,43
5° extração	28,36	2341,35
Entrada do Condensador	4608,12	4576,60
Entrada – Bomba de Condensado	59,93	59,53
Entrada do Desaerador	3093,57	3073,31
Saída do Desaerador	8066,33	7907,54
Saída do Atemperador	439,21	151,88
Entrada Bomba de Alimentação	7672,37	7977,56
Entrada da Caldeira	15938,10	10226,13

Na Tabela 5.5 as eficiências de 2° Lei para a Planta 3 são definidas de forma análoga à Planta 1.

Tabela 5.5 Definição de produto e insumo para os componentes da planta 3

Componente	Insumo	Produto
Caldeira	\dot{E}_c	$\dot{E}_1 - \dot{E}_{23}$
Turbina	$\dot{E}_3 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$	\dot{W}_{TV}
Bomba de Condensado	\dot{W}_{BC}	$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$
Bomba de Alimentação	\dot{W}_{FW}	$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20}$
Bomba de Resfriamento	\dot{W}_{SW}	$\dot{E}_{80} - \dot{E}_{81}$
AEJ	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{33}$	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13}$
GC	$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{34}$	$\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}$
HTR-1	$\dot{E}_8 - \dot{E}_{35}$	$\dot{E}_{16} - \dot{E}_{15}$
HTR-2	$\dot{E}_{32} - \dot{E}_{36}$	$\dot{E}_{17} - \dot{E}_{16}$
HTR-3	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{37}$	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}$
HTR-4	$\dot{E}_5 - \dot{E}_{38}$	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22}$

Componente	Entrada	Saída
Condensador	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{41} + \dot{E}_{79}$	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{80}$
Desaerador	$\dot{E}_{29} + \dot{E}_7 + \dot{E}_{17}$	\dot{E}_{18}
Atemperador	$\dot{E}_{42} + \dot{E}_1$	\dot{E}_2

Os balanços de exergia são análogos aos definidos para a Planta 1.

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{W}_{VC}	\dot{I}_{VC}
Caldeira	$\dot{E}_c + \dot{E}_{23}$	\dot{E}_1	-	$\dot{I}_{caldeira}$
Turbina a Vapor	\dot{E}_3	$\dot{E}_5 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 + \dot{E}_8 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{11}$	\dot{W}_{TV}	\dot{I}_{TV}
Condensador	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{80} + \dot{E}_{41}$	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{79}$	-	\dot{I}_{cond}
Bomba de Condensado	\dot{E}_{12}	\dot{E}_{13}	\dot{W}_{bc}	\dot{I}_{bc}
Desaerador	$\dot{E}_{29} + \dot{E}_7 + \dot{E}_{17}$	\dot{E}_{18}	-	\dot{I}_{DESA}
Bomba de Alimentação	\dot{E}_{20}	\dot{E}_{21}	\dot{W}_{fw}	\dot{I}_{FW}
Atemperador			-	
Trocadores de Calor				
AEJ	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{33}$	-	\dot{I}_{AEJ}
GC	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{30}$	$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{34}$	-	\dot{I}_{GC}
HTR-1	$\dot{E}_{16} + \dot{E}_8$	$\dot{E}_{16} + \dot{E}_{35}$	-	\dot{I}_{HTR1}
HTR-2	$\dot{E}_{16} + \dot{E}_{32}$	$\dot{E}_{17} + \dot{E}_{36}$	-	\dot{I}_{HTR2}
HTR-3	$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{31}$	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{37}$	-	\dot{I}_{HTR3}
HTR-4	$\dot{E}_{23} + \dot{E}_5$	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{38}$		\dot{I}_{HTR-4}

A Tabela 5.6 e as figuras 5.4 a 5.6 mostram os valores de eficiência de 2º Lei, irreversibilidade gerada e a proporção da irreversibilidade gerada em cada equipamento da Planta 3, nas condições de projeto e operação.

Tabela 5.6 Eficiências de Segunda Lei e Irreversibilidade Gerada na Planta 3

Equipamento	Eficiência Exergética		Irreversibilidade (MJ)		% (irreversibilidade)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Caldeira	54,60	52,20	102,975	112,645	84,889	85,472
Turbina a Vapor	90,78	90,03	9,663	10,481	7,966	7,953
Condensador	23,67	23,87	3,914	4,340	3,227	3,293
Bomba – Condensado	79,68	79,70	0,010	0,041	0,008	0,031
Bomba – Alimentação	97,96	97,96	0,592	0,185	0,488	0,140
Bomba – Resfriamento.	67,10	67,10	0,545	0,546	0,449	0,414
AEJ	62,89	62,89	0,085	0,093	0,070	0,071
GC	91,92	65,12	0,027	0,000	0,022	0,000
HTR-1	58,25	58,25	0,940	1,043	0,775	0,791
HTR-2	86,44	86,44	0,442	0,490	0,365	0,372
HTR-3	97,36	98,00	0,345	0,209	0,285	0,159
HTR-4	97,87	99,42	0,375	0,059	0,309	0,045
Desaerador	89,63	89,66	0,831	0,918	0,685	0,697
Atemperador	76,90	99,48	0,563	0,741	0,464	0,562
Total	34,55	34,34	121,306	131,791	100,000	100,000

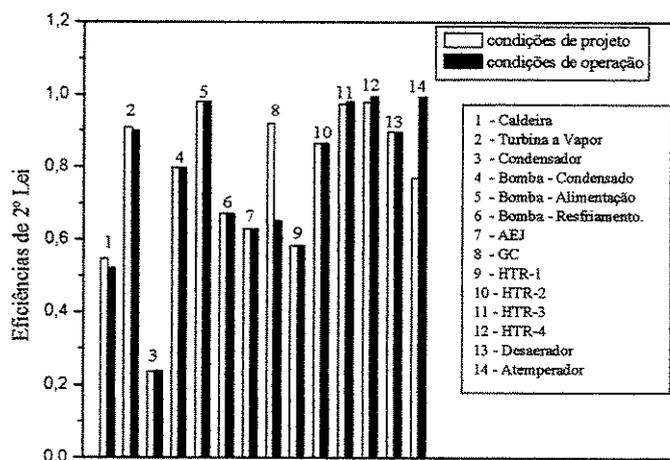


Figura 5.4 Eficiências de 2º Lei dos equipamentos – Planta 3

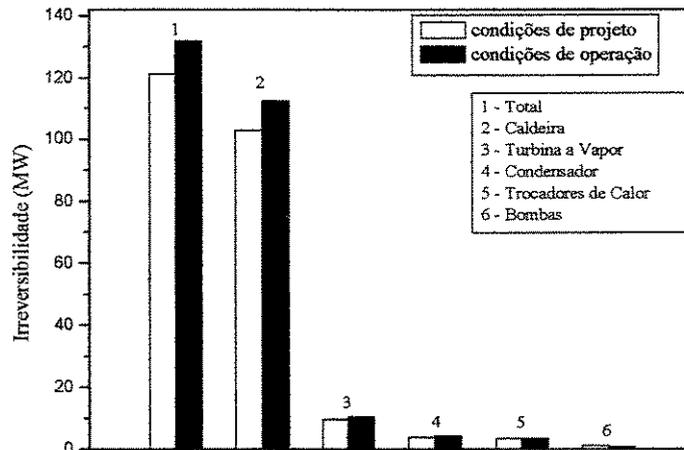


Figura 5.5 Irreversibilidade gerada nos equipamentos – Planta 3

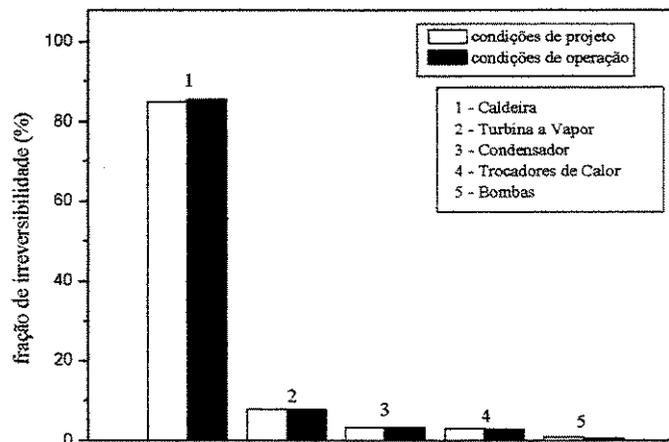


Figura 5.6 Distribuição da irreversibilidade gerada entre os equipamentos – Planta 3.

A eficiência exérgica da Caldeira variou de 54,6% para 52,5; A planta 3 possui níveis de pressão e temperatura mais elevados que a planta 1 justificando a maior eficiência. A menor eficiência da caldeira nas condições de operação deve-se ao aumento no consumo de combustível.

A eficiência exérgica da turbina alcança 90% em ambas as condições analisadas. A diminuição do uso de uma das extrações da turbina nas condições de operação aumenta a potência gerada.

A eficiência exergética do condensador, 23%, é a mesma em relação à planta 1.

Os valores de irreversibilidade gerada mostram que a caldeira é responsável por mais de 85,5% de toda a irreversibilidade gerada na planta. A turbina a vapor, o conjunto de trocadores de calor + desaerador e o condensador, nesta ordem são os responsáveis pelo restante das irreversibilidades. Na planta 3, a caldeira tem uma fração da geração de irreversibilidade maior que a da planta 1, devido ao maior valor da eficiência exergética da turbina, levando a uma menor geração de irreversibilidade na mesma, diminuindo sua fração de irreversibilidade gerada. Os outros equipamentos têm proporções semelhantes que ao caso da planta 1.

As mudanças adotadas no projeto são responsáveis pelo aumento da potência gerada em 7,6%, de 8,64% na irreversibilidade gerada e uma diminuição de 0,6% na eficiência global da planta. O uso das extrações que alimentam os trocadores de calor HTR-3 e HTR-4 possibilitaram o aumento da potência gerada, porém tal atitude acarreta um menor pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, levando à necessidade do aumento do consumo de combustível na mesma. Este aumento de consumo de combustível ocasionou o aumento da irreversibilidade gerada.

5.2 Custo Exergético

A Teoria do Custo Exergético formulada por Lozano e Valero (1993) foi utilizada para determinar o custo exergético de cada um dos fluxos que compõem os sistemas. O cálculo é feito através de equações de balanço de custo em cada componente, como mostrado pela Eq. (5.1)

$$\sum k_i E_i - \sum k_e E_e = 0 \quad (5.1)$$

Onde “k” define o custo exergético unitário e “E” a exergia total do fluxo. Os subscritos “e” e “i” indicam os fluxos que entram e saem do volume de controle, respectivamente.

As equações determinadas pelo balanço de custos resultante da aplicação da Eq. (5.1) nos volumes de controle, formam um conjunto de equações lineares com o número de variáveis maior

que o número de equações. Para se obter um sistema com solução única é preciso arbitrar algumas relações extras, igualando o número de equações com o de variáveis.

Para demonstrar a aplicação da metodologia, analisa-se inicialmente a planta 1 nas condições de projeto e operação, determinando-se os custos exergeticos de cada fluxo e também o da potência produzida. Em seguida a mesma abordagem é feita para a planta 3.

5.2.1 Planta 1

Aplicando-se a Eq. (5.1) para os volumes de controle da planta 1, nas condições de projeto, referenciados a Fig. 1.5, obtém-se as seguintes equações de balanço de custo exergetico, mostradas na Tabela 5.7

Tabela 5.7 Equações para o balanço de custo exergetico – Planta 1

Componente	$\Sigma k_i E_i$	$\Sigma k_e E_e$
Caldeira	$\dot{E}_{20}k_{20} + \dot{E}_c k_c$	$\dot{E}_1 k_1$
Turbina a Vapor	$\dot{E}_2 k_2$	$\dot{E}_4 k_4 + \dot{E}_5 k_5 + \dot{E}_6 k_6 + \dot{E}_7 k_7 + \dot{E}_8 k_8 + \dot{E}_9 k_9 + \dot{W}_{TV} k_p$
Condensador	$\dot{E}_9 k_9 + \dot{E}_{34} k_{34} + \dot{E}_{31} k_{31}$	$\dot{E}_{10} k_{10} + \dot{E}_{32} k_{32}$
Bomba de Condensado	$\dot{E}_{10} k_{10}$	$\dot{E}_{11} k_{11} - \dot{W}_{bc} k_p$
Desaerador	$\dot{E}_{24} k_{24} + \dot{E}_6 k_6 + \dot{E}_{15} k_{15}$	$\dot{E}_{16} k_{16}$
Bomba de Alimentação	$\dot{E}_{17} k_{17}$	$\dot{E}_{18} k_{18} - \dot{W}_{fw} k_p$
Atemperador	$\dot{E}_{40} k_{40} + \dot{E}_5 k_5$	$\dot{E}_{35} k_{35}$
Trocadores de calor		
AEJ	$\dot{E}_{22} k_{22} + \dot{E}_{11} k_{11}$	$\dot{E}_{25} k_{25} + \dot{E}_{12} k_{12}$
GC	$\dot{E}_{23} k_{23} + \dot{E}_{12} k_{12}$	$\dot{E}_{26} k_{26} + \dot{E}_{13} k_{13}$
HTR-1	$\dot{E}_8 k_8 + \dot{E}_{13} k_{13}$	$\dot{E}_{28} k_{28} + \dot{E}_{14} k_{14}$
HTR-2	$\dot{E}_7 k_7 + \dot{E}_{14} k_{14}$	$\dot{E}_{29} k_{29} + \dot{E}_{15} k_{15}$
HTR-3	$\dot{E}_{36} k_{36} + \dot{E}_{19} k_{19}$	$\dot{E}_{30} k_{30} + \dot{E}_{20} k_{20}$

As relações extras arbitradas são definidas seguindo as proposições de Valero e Lozano (1993):

1) O custo exergético dos fluxos de entrada (neste caso, o fluxo de combustível e da água de make-up) são considerados com valor unitário:

2) Considerando que toda a irreversibilidade gerada pela turbina deve ser “carregada” pelo custo exergético da potência, isto é obtido igualando-se os custos do vapor que entra e sai da turbina;

3) Em válvulas e nós, onde existe apenas divisão dos fluxos sem a geração de irreversibilidade, os fluxos de entrada e saída possuem o mesmo custo exergético unitário.

4) Nos trocadores de calor que pré-aquecem a água de alimentação da caldeira, considera-se que o custo exergético unitário da corrente de vapor é o mesmo na entrada e saída do trocador de calor. Assim o custo da irreversibilidade gerada é agregado ao custo exergético da água de alimentação que deixa o trocador de calor.

Na Tabela 5.8 mostramos as relações determinadas pelas hipóteses sugeridas por Valero e Lozano (1993).

Tabela 5.8 Hipóteses para as relações adicionais na determinação do custo exergético – Planta 1

Hipótese	Relação	Hipótese	Relação	Hipótese	Relação	Hipótese	Relação
1	$k_c = 1$	2	$k_4 = k_2$	3		4	$k_{22} = k_{25}$
	$k_{39} = 1$		$k_5 = k_2$	Válvula 20	$k_2 = k_1$		$k_{23} = k_{26}$
			$k_6 = k_2$		$k_3 = k_1$		$k_8 = k_{28}$
			$k_7 = k_2$	Válvula 21	$k_{36} = k_{35}$		$k_7 = k_{29}$
			$k_8 = k_2$		$k_{37} = k_{35}$		$k_{30} = k_{36}$
			$k_9 = k_2$	Válvula 22	$k_{40} = k_{17}$		
					$k_{18} = k_{17}$		
				Nó 13	$k_{21} = k_3$		
					$k_{24} = k_3$		

Assim é possível obter um sistema de equações lineares com solução única. Para resolver o sistema de equações foi utilizado o software EES®(2003), este software possui um banco de dados onde as propriedades termodinâmicas, como entalpia e entropia, são determinadas através dos valores de temperatura, pressão e título do vapor, sendo assim uma ferramenta bastante flexível para a determinação dos custos exergeticos.

Para as condições de operação consideram-se também as seguintes equações de balanços de custos:

Componente	$\sum k_i E_i$	$\sum k_e E_e$
HTR-3	$\dot{E}_{41}k_{41} + \dot{E}_{19}k_{19}$	$\dot{E}_{20}k_{20} + \dot{E}_{42}k_{42}$
Atemperador	$\dot{E}_1k_1 + \dot{E}_{45}k_{45}$	$\dot{E}_{40}k_{40}$
Nó 25	$\dot{E}_{36}k_{36} + \dot{E}_{30}k_{30}$	$\dot{E}_{41}k_{41}$
Nó 15	$\dot{E}_{36}k_{36} + \dot{E}_{30}k_{30}$	$\dot{E}_{41}k_{41}$

E as relações adicionais:

Componente		
Fonte de vapor do CDQ	$k_{30} = 2,681$	
HTR-3	$k_{41} = k_{42}$	
Nó 26	$k_{43} = k_{42}$	$k_{44} = k_{42}$

O custo exergetico unitário do vapor provido do CDQ foi estimado como tendo o mesmo valor que o vapor gerado pela planta 1 nas condições de projeto.

A Tab 5.9 apresenta os valores dos custos exergeticos unitários e totais da planta 1 para as condições de projeto e operação.

Tabela 5.9 Custo exergetico unitário e total - planta 1

	Custo Unitário		Custo Total (kW))	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	2,609	2,338	277471	252570
Entrada da Turbina	2,609	2,338	275949	251202
1° extração	2,609	2,338	25001	5225
2° extração	2,609	2,338	8008	7829
3° extração	2,609	2,338	7313	7083
4° extração	2,609	2,338	6262	6066
Entrada do Condensador	2,609	2,338	12102	12656
Entrada – Bomba de Condensado	2,609	2,338	157,8	152,8
Entrada do Des aerador	6,367	5,842	21019	20457
Saída do Des aerador	4,982	4,448	30508	28891
Saída do Atemp erador	4,748	3,779	679,5	1651
Entrada Bomba de Alimentação	4,66	4,365	34694	31065
Entrada da Caldeira	4,186	3,795	51456	44595
Saída para Processo	2,764	-	7541	-
Potência Elétrica	3,473	3,306	219504	215072

Comparando-se as condições de projeto e operação, verifica-se uma diminuição de 4,6 e 1,61% nos custos unitário e total, respectivamente. A diminuição do custo exergetico é explicada pelas modificações na planta 1. O uso do vapor externo proveniente do CDQ, permite aumentar a potência gerada sem um grande aumento do consumo de combustível, mantendo-se uma vazão de vapor nominal muito próxima do valor de projeto. Os valores encontrados do custo exergetico são semelhantes a outras plantas de ciclo Rankine que trabalham com estes níveis de pressão, Torres (1999).

5.2.2 Planta 3

Para a avaliação da planta 3 a Eq. (5.1) foi aplicada ao sistema referenciado a Fig. 1.6, obtendo-se as seguintes equações de balanço de custo exergetico, mostradas na Tabela 5.10:

Tabela 5.10 Equações de Balanços de Custo exergético - planta 3

Componente	$\sum k_i E_i$	$\sum k_e E_e = 0$
Caldeira	$\dot{E}_c k_c + \dot{E}_{23} k_{23}$	$\dot{E}_1 k_1$
Turbina a Vapor	$\dot{E}_3 k_3$	$\dot{E}_5 k_5 + \dot{E}_6 k_6 + \dot{E}_7 k_7 + \dot{E}_8 k_8 + \dot{E}_9 k_9 + \dot{E}_{10} k_{10} + \dot{E}_{11} k_{11} + \dot{W}_{TV} k_p$
Condensador	$\dot{E}_{11} k_{11} + \dot{E}_{80} k_{80} + \dot{E}_{41} k_{41}$	$\dot{E}_{12} k_{12} + \dot{E}_{79} k_{79}$
Bomba de Condensado	$\dot{E}_{12} k_{12}$	$\dot{E}_{13} k_{13} + \dot{W}_{BC} k_p$
Desaerador	$\dot{E}_{29} k_{29} + \dot{E}_7 k_7 + \dot{E}_{17} k_{17}$	$\dot{E}_{18} k_{18}$
Bomba de Alimentação	$\dot{E}_{20} k_{20}$	$\dot{E}_{21} k_{21} - \dot{W}_{FW} k_p$
Atemperador	$\dot{E}_{42} k_{42} + \dot{E}_1 k_1$	$\dot{E}_2 k_2$
Trocadores de Calor		
AEJ	$\dot{E}_{13} k_{13} + \dot{E}_{26} k_{26}$	$\dot{E}_{14} k_{14} + \dot{E}_{33} k_{33}$
GC	$\dot{E}_{14} k_{14} + \dot{E}_{30} k_{30}$	$\dot{E}_{15} k_{15} + \dot{E}_{34} k_{34}$
HTR-1	$\dot{E}_{16} k_{16} + \dot{E}_8 k_8$	$\dot{E}_{15} k_{15} + \dot{E}_{35} k_{35}$
HTR-2	$\dot{E}_{16} k_{16} + \dot{E}_{32} k_{32}$	$\dot{E}_{17} k_{17} + \dot{E}_{36} k_{36}$
HTR-3	$\dot{E}_{21} k_{21} + \dot{E}_{31} k_{31}$	$\dot{E}_{22} k_{22} + \dot{E}_{37} k_{37}$
HTR-4	$\dot{E}_{23} k_{23} + \dot{E}_5 k_5$	$\dot{E}_{22} k_{22} + \dot{E}_{38} k_{38}$

As relações adicionais são definidas de maneira análoga a planta 1, mostradas na tabela 5.1. A Tabela 5.12 mostra os resultados para o custo exergético unitário e total para as condições de projeto e operação da planta 3.

Comparando-se os custos exergéticos unitário e total nas condições de projeto e operação, verifica-se um aumento de 1,08 e 8,76% nos custos unitário e total, respectivamente.

A restrição ao uso de duas extrações de vapor da turbina que alimentam os dois últimos trocadores de calor, acarretam a um menor nível de pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, aumentando o consumo de combustível e o custo exergético da potência gerada. Comparando-se as duas plantas, devido aos níveis de temperatura e pressão maiores da planta 3,

esta produz a potência elétrica com um custo exerético até 16% menor que a planta 1.

Tabela 5.11 Hipóteses para as relações adicionais na determinação do custo exerético – Planta 3

Hipótese	Relação	Hipótese	Relação	Hipótese	Relação	Hipótese	Relação
1	$k_c = 1$	2	$k_5 = k_3$	3		4	$k_{26} = k_{23}$
			$k_6 = k_3$	Válvula 13	$k_3 = k_2$		$k_{30} = k_{34}$
			$k_7 = k_3$		$k_4 = k_2$		$k_9 = k_{35}$
			$k_8 = k_3$	Válvula 18	$k_{24} = k_4$		$k_{32} = k_{36}$
			$k_9 = k_3$		$k_{29} = k_4$		$k_{31} = k_{37}$
			$k_{10} = k_3$	Válvula 20	$k_{20} = k_{19}$		$k_5 = k_{38}$
			$k_{11} = k_3$		$k_{44} = k_{19}$		
				Válvula 23	$k_{31} = k_6$		
					$k_{25} = k_6$		
				Nó 120	$k_{26} = k_{24}$		
					$k_{27} = k_{24}$		
					$k_{28} = k_{24}$		

Tabela 5.12 Custo exerético unitário e total - planta 3

	Custo Unitário		Custo Total (kW)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	2,293	2,311	244640	247224
Entrada da Turbina	2,307	2,325	239787	244344
1° extração	2,307	2,325	11618	334,1
2° extração	2,307	2,325	9971	3904
3° extração	2,307	2,325	9912	11283
4° extração	2,307	2,325	4353	4872
5° extração	2,307	2,325	4872	5444
Entrada do Condensador	2,307	2,325	9523	10641
Entrada – Bomba de Condensado	2,307	2,325	123,9	138,4
Entrada do Desaerador	4,882	5,293	14543	16267
Saída do Desaerador	3,706	3,846	26626	30413
Saída do Atemperador	3,597	3,773	546,3	573
Entrada Bomba de Alimentação	3,597	3,773	28358	30098
Entrada da Caldeira	3,086	3,629	50640	37113
Potência Elétrica	2,854	2,911	191286	210008

5.3 Custo Monetário

O cálculo do custo monetário de cada corrente de energético é definido através das equações de balanços de custos, análogas as de custos exergéticos, como mostrado pela Eq. (5.2)

$$\begin{cases} \text{Custo monetario total} & \Rightarrow & \dot{Z}_k + \sum c_i E_i - \sum c_e E_e = 0 \\ \text{Custo monetario de operação} & \Rightarrow & \sum c_i E_i - \sum c_e E_e = 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

onde o “c” é o custo monetário unitário (US\$/kJ) e \dot{Z}_k (US\$/s) é o custo de amortização, manutenção e operação dos equipamentos inseridos no volume de controle. Neste valor de custo podem ser considerados os investimentos iniciais, de manutenção e de amortização. O cálculo de custo dos gases siderúrgicos utilizados como combustível são mostrados no Apêndice B e o dos equipamentos no Apêndice A.

As equações de balanço de custos monetários são análogas às do cálculo do custo exergético, adicionando-se neste caso o custo dos equipamentos. Portanto as mesmas considerações em relação as relações extras do caso do custo exergético são válidas para este caso.

A análise exergoeconômica executada foi baseada em combustíveis siderúrgicos para determinar o custo dos quais, seria necessário analisar cada um dos processos siderúrgicos que os produzem. Uma análise mais precisa deveria levar em conta a estimativa de custo de cada gás, uma vez que apresentam características diferentes e são provenientes de processos diferentes, especialmente em relação ao valor do PCI. Em razão da dificuldade de quantificação dos custos desses gases, optou-se pela realização de uma estimativa do custo dos gases, de zero, tratando-os como rejeitos, até o custo do gás natural. A Fig. 5.7 mostra uma estimativa de preço do MWh gerado em relação a diferentes porcentagens do preço do gás natural, para a Planta 1, em condições de projeto.

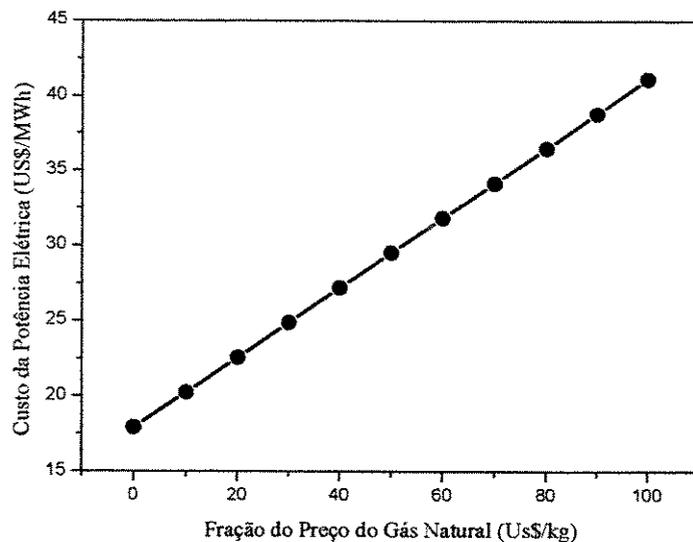


Figura 5.7 Preço do MWh gerado em função do preço do gás natural.

Duas são as condições em que são calculados os custos monetários na planta 1. Na Tabela 5.13 os valores do custo monetário para os fluxos da planta 1, considerando-se as condições de projeto e operação, são apresentados considerando-se somente os custos dos combustíveis necessários para a operação da planta balizados pelo custo do gás natural, enquanto na Tabela 5.14 são mostrados os custos considerando-se também os dos equipamentos. Nas Tabelas 5.15 e 5.16 os mesmos resultados são apresentados para a planta 3. Na Tabela 5.17 os valores de custo do MWh gerado são apresentados considerando, custo do combustível estimado pelo preço do gás natural e custo total considerando também o custo dos equipamentos.

Tabela 5.13 Custo monetário unitário e total - planta 1 (somente combustíveis)

Localização	Custo Unitário (US\$/GJ)		Custo Total (US\$/h)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	4,847	4,496	1855,440	1706,760
Entrada da Turbina	4,847	4,496	1845,360	1706,760
1° extração	4,847	4,496	167,184	35,496
2° extração	4,847	4,496	53,568	53,172
3° extração	4,847	4,496	48,888	48,132
4° extração	4,847	4,496	41,868	41,220
Entrada do Condensador	4,847	4,496	80,928	85,968
Entrada – Bomba de Condensado	4,847	4,496	1,056	1,039
Entrada do Desaerador	11,74	11,03	139,464	138,996
Saída do Desaerador	9,206	8,395	202,932	196,272
Saída do Atempador	8,774	7,165	4,522	11,268
Entrada Bomba de Alimentação	9,565	7,888	230,940	211,932
Entrada da Caldeira	7,751	7,781	343,008	323,244
Saída para Processo	5,134	-	50,436	-
Potência Elétrica	6,451	6,24	1532,880	1527,480

Tabela 5.14 Custo monetário unitário e total - planta 1 (combustíveis + equipamentos)

Localização	Custo Unitário (US\$/GJ)		Custo Total (US\$/h)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	6,674	6,252	2555,280	2385,720
Entrada da Turbina	6,674	6,252	2541,240	2372,760
1° extração	6,674	6,252	230,220	49,356
2° extração	6,674	6,252	73,728	73,944
3° extração	6,674	6,252	67,356	66,888
4° extração	6,674	6,252	57,672	57,312
Entrada do Condensador	6,674	6,252	111,456	119,520
Entrada – Bomba de Condensado	6,674	6,252	1,453	1,444
Entrada do Desaerador	19,1	18,27	226,980	230,328
Saída do Desaerador	17,01	15,85	374,760	370,440
Saída do Atempador	16,04	13,38	8,262	21,038
Entrada Bomba de Alimentação	16,04	13,38	379,440	355,428
Entrada da Caldeira	13,73	13,2	607,680	548,280
Saída para Processo	7,131	-	70,020	-
Potência Elétrica	11,42	11,14	2713,680	2727,000

Tabela 5.15 Custo monetário unitário e total - planta 3 (somente combustíveis)

Localização	Custo Unitário (US\$/GJ)		Custo Total (US\$/h)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	4,291	4,324	1641,600	1659,240
Entrada da Turbina	4,291	4,324	1605,600	1635,840
1° extração	4,291	4,324	77,796	2,237
2° extração	4,291	4,324	66,744	26,136
3° extração	4,291	4,324	66,348	75,528
4° extração	4,291	4,324	29,149	32,623
5° extração	4,291	4,324	32,620	36,468
Entrada do Condensador	4,291	4,324	63,756	71,244
Entrada – Bomba de Condensado	4,291	4,324	0,829	0,927
Entrada do Desaerador	9,079	9,844	97,380	108,900
Saída do Desaerador	6,955	7,153	109,980	123,120
Saída do Atemperador	6,69	7,017	3,658	3,838
Entrada Bomba de Alimentação	6,691	7,017	189,864	201,528
Entrada da Caldeira	5,739	6,751	339,048	248,472
Potência Elétrica	5,308	5,415	1332,000	1461,960

Tabela 5.16 Custo monetário unitário e total - planta 3 (combustíveis + equipamentos)

Localização	Custo Unitário (US\$/GJ)		Custo Total (US\$/h)	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação
Saída da Caldeira	6,234	6,131	2377,800	2345,040
Entrada da Turbina	6,234	6,131	2384,640	2352,240
1° extração	6,234	6,131	113,004	3,171
2° extração	6,234	6,131	96,984	37,044
3° extração	6,234	6,131	96,408	107,100
4° extração	6,234	6,131	42,336	46,260
5° extração	6,234	6,131	47,376	51,696
Entrada do Condensador	6,234	6,131	92,628	101,016
Entrada – Bomba de Condensado	6,234	6,131	1,205	1,314
Entrada do Desaerador	16,32	17,03	174,996	188,424
Saída do Desaerador	13,78	13,46	159,804	174,528
Saída do Atemperador	12,97	13,18	7,092	7,207
Entrada Bomba de Alimentação	12,97	13,18	368,280	378,360
Entrada da Caldeira	11,75	13,18	644,040	503,280
Potência Elétrica	10,11	9,911	2538,000	2675,880

Tabela 5.17 Custo MWh gerado.

Custo do MWh (US\$)				
Planta	Projeto		Operação	
	Comb.	total	Comb.	total
1	23,22	41,12	22,46	40,11
3	19,11	36,41	19,49	35,68

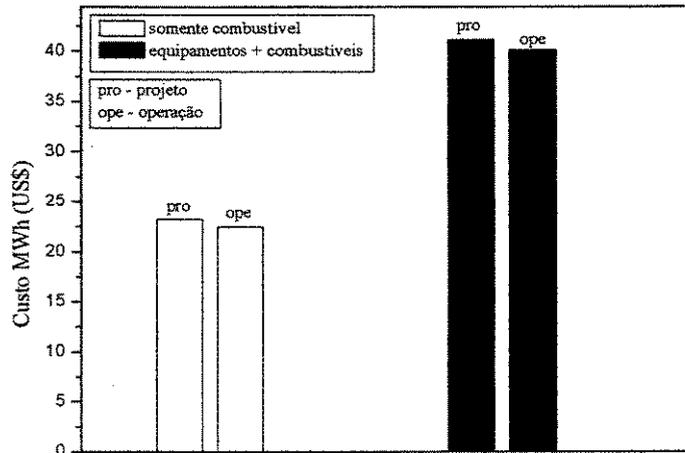


Figura 5.8 Comparação do custo do MWh para a planta 1

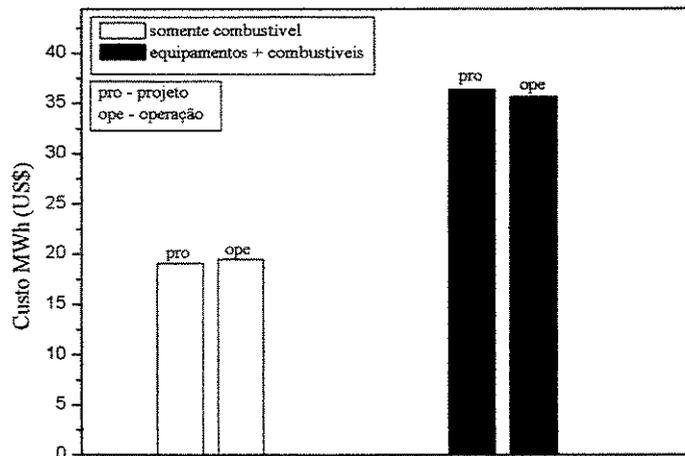


Figura 5.9 Comparação do custo do MWh para a planta 3

O custo do MWh pode ser comparado com valores encontrados por Lima (2001) em sua avaliação para sistemas cogeneradores utilizados na indústria siderúrgica brasileira. O sistema adotado por Lima (2001) segue uma configuração diferente, pois adota um sistema com 3

caldeiras de 340t/h cada, 2 turbinas de extração/condensação e mais 2 turbinas de condensação direta gerando 212,72 MW e prevê ainda uma geração de vapor para processo de 52 ton/h. O custo do MWh para este sistema é de 28,12 US\$/MWh. Ressalta-se que a metodologia empregada em Lima (2001) é diferente da adotada neste trabalho.

5.4 Índices Exergoeconômicos

O uso de índices exergoeconômicos definidos por Tsatsaronis e Winhold (1985), permitem avaliar a influência de cada equipamento no custo global da planta. Os índices definidos são: diferença de custo, diferença de custo relativa e fator exergoeconômico:

$$\text{Diferença de custo: } \Delta c_k = c_{P,k} - c_{F,k} \quad (5.3)$$

$$\text{Diferença de custo relativa: } r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (5.4)$$

$$\text{Fator exergoeconômico: } f = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k}(\dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k})} \quad (5.5)$$

Onde os valores de $c_{P,k}$ e $c_{F,k}$ são calculados para cada equipamento de acordo com as relações propostas por Tsatsaronis e Winhold (1985). \dot{Z}_k é o custo amortizado, considerando o custo de investimento e custo de manutenção do equipamento. $\dot{E}_{D,k}$ e $\dot{E}_{L,k}$ são a exergia destruída e perdida.

A diferença de custos para um equipamento mostra em que grau cada subsistema contribui para os custos dos produtos finais. Já a diferença de custos relativa, expressa a mesma idéia, porém de maneira mais elaborada, uma vez que o aumento de custos que o produto sofre no componente é medido relativamente ao custo do insumo do componente. O fator exergoeconômico indica a porcentagem em que o custo do equipamento \dot{Z}_k influencia a diferença de custos relativos. Pela definição do fator exergoeconômico observa-se que as perdas e destruição de exergia são avaliadas como tendo um custo igual ao custo do insumo exergético do

equipamento sendo considerado.

Tsatsaronis e Moran (1997) afirmam que se o valor de f_k é alto, significa que o custo do equipamento é responsável por grande parte do custo do produto desse equipamento, sendo vantajoso investigar uma diminuição do capital de investimento do componente analisando-se o custo da diminuição da eficiência do equipamento. Porém um valor de f_k baixo significa que grande parte dos custos dos produtos são decorrentes do custo da exergia destruída. Quanto maior o custo associado às irreversibilidades de um determinado componente, maior a prioridade em se investigar a possibilidade de se diminuir as irreversibilidades desse equipamento através do aumento do seu capital de investimento. Os valores de cada índice para os componentes das plantas 1 e 3 são mostrados nas Tabelas 5.18 e 5.19.

Tabela 5.18 Índices Exergoeconômicos - Planta 1

Componente	Δc_k		r_k		f_k (%)	
	projeto	operação	projeto	operação	projeto	operação
Caldeira	5,332	4,884	12,690	12,730	68,680	73,750
Turbina	4,747	4,888	0,711	0,782	45,510	43,180
AEJ	18,530	71,370	2,777	11,420	7,100	7,200
GC	17,140	21,710	3,115	4,132	8,450	8,350
HTR1	8,921	8,366	1,337	1,338	12,890	12,970
HTR2	3,645	3,358	0,583	0,567	29,660	29,560
HTR3	1,731	2,147	0,263	0,304	30,330	67,860
Desaerador	4,422	3,618	0,352	0,296	72,110	71,580
Bomba de Condensado	342,900	237,900	116,000	88,140	94,910	95,330
Bomba de Alimentação	21,690	74,830	0,207	0,728	28,320	29,700

Tabela 5.19 Índices Exergoeconômicos - Planta 3

Componente	Δc_k		r_k		f_k (%)	
	projeto	operação	projeto	operação	projeto	operação
Caldeira	4,974	4,896	13,790	12,530	76,810	73,290
Turbina	3,881	3,779	0,622	0,616	58,800	56,480
AEJ	2,024	8,676	0,325	1,415	9,300	8,540
GC	16,570	5,071	0,622	0,377	96,030	97,960
HTR1	6,346	6,152	1,018	1,003	17,400	16,190
HTR2	1,960	2,974	0,311	0,480	39,290	37,260
HTR3	0,200	2,961	0,032	0,483	59,960	71,520
HTR4	1,927	91,160	0,309	14,870	69,000	93,490
Desaerador	3,657	3,390	0,370	0,346	67,150	65,150
Bomba de Condensado	582,600	299,500	216,800	112,900	95,790	95,510
Bomba de Alimentação	4,637	40,860	0,047	0,878	23,310	39,000

Analisando os componentes de cada planta através dos índices exergoeconômicos Δc_k , r_k , f_k observa-se que o comportamento dos componentes é similar nas duas plantas. Analisando a diferença de custos, Δc_k , observa-se que a bomba de condensado tem o valor mais alto, mas o trocador de calor HTR4 nas condições de operação da planta 3 também possui um valor alto de Δc_k , devido ao fato da diminuição do uso da extração na turbina diminui o valor do insumo exergético $c_{f,(HTR4)}$ e diminui o valor da diferença de custo $\Delta c_{k(HTR4)}$. O mesmo fato ocorre com os trocadores de calor AEJ e GC nas condições de operação da planta 1.

Na análise da diferença de custo relativa (r_k) considera-se a variação do custo com o insumo de cada equipamento. Os equipamentos com maiores valores de (r_k), além dos citados no caso da diferença de custos, está também a caldeira, mostrando a importância dela na composição dos custos finais da planta.

Finalmente, o fator exergoeconômico indica o “peso” que o custo do equipamento tem na composição da diferença de custo relativa. Os componentes que possuem maior valor de r_k são a bomba de condensado, os trocadores de calor AEJ e GC nas condições de operação da planta 1, HTR-4 nas condições de operação da planta 3 e a caldeira em todos os casos. Nas condições

analisadas, estes componentes possuem altos valores de (f_k) , indicando que uma diminuição do custo de capital, acarretando uma diminuição da eficiência dentro de padrões toleráveis, poderia contribuir para uma diminuição do custo global da planta. Os componentes AEJ e GC possuem valores baixos de (f_k) , indicando que um aumento no custo de capital poderia aumentar a eficiência e diminuir os custos globais.

Cruzando as informações do fator exergoeconômico com os resultados da análise exérgica, pode-se verificar que componentes como a bomba de condensado, os trocadores de calor AEJ, GC e HTR-4 tem uma contribuição de menos de 1% na irreversibilidade total gerada, enquanto que somente a caldeira contribui com mais de 75%. Assim, modificações executadas na caldeira produzem efeitos mais significativos no custo global da planta.

Neste capítulo, o atual sistema de geração de potência foi analisado. A comparação entre as condições de projeto e operação das três plantas leva a algumas conclusões:

As modificações implementadas na planta 1 e 2 aumentaram a eficiência destas. A disponibilidade de vapor vinda do CQD permite a diminuição do consumo de combustível e um pequeno aumento na eficiência, o que também possibilitou a diminuição do custo exérgico e monetário.

A planta 3, nas condições de operação, trabalha com uma eficiência mais baixa que as condições de projeto, mas consegue aumentar o nível de produção de potência. Os custos exérgico e monetário são maiores que para as condições de projeto.

A planta 3 consegue produzir potência com um custo menor que as plantas 1 e 2, devendo-se isso principalmente a sua maior eficiência, aumento este de eficiência devido principalmente ao maior nível de pressão desta planta.

Conclui-se, assim, que a análise exergoeconômica permite um diagnóstico da planta nas suas condições de projeto e operação indicando o melhor caminho para melhorar a eficiência e diminuir os custos dos produtos da mesma.

Capítulo 6

Estudo de Repotenciamento

Aborda-se neste capítulo, a proposta de repotenciamento para o sistema de geração de potência da CST. A justificativa, as metas e os equipamentos utilizados para realizá-lo são abordados a seguir.

6.1. Introdução

O repotenciamento aqui proposto visa atingir três metas:

- a) **melhoria no aproveitamento dos combustíveis disponíveis:** os gases combustíveis numa usina siderúrgica constituem uma fonte de energia disponível que caso não seja utilizada deve ser descartada ao meio ambiente. Esse descarte implica no aumento da poluição, efeito estufa e custos ambientais que oneram o custo do produto final.
- b) **aumento da oferta de energia elétrica:** o uso de tecnologias atuais na geração termoelétrica permite atingir eficiências acima de 48%. Esses sistemas permitem aumentar substancialmente a geração de energia elétrica e também a produção de vapor para processo. Dessa forma, permite à CST manter a auto-suficiência durante vários anos, sem necessidade de aumentar a demanda de combustíveis.

c) **possibilidade de venda do excedente (regulação de mercado):** a crise energética de 2001 alertou para o problema da escassez da energia elétrica. Disponibilizar energia elétrica para a rede torna-se, portanto mais uma fonte de receita para a CST. Somando ainda o fato de que esta se localiza no Espírito Santo, estado que possui um grande déficit de geração.

6.2. Demanda energética suprida pela planta de potência

Uma usina siderúrgica integrada como a CST consome energia elétrica nas mais variadas formas. Pontes rolantes, correias transportadoras, compressores de ar, plantas de produção de oxigênio, argônio, entre outros são alguns exemplos de consumidores dentro da usina. A CST possui capacidade de produzir 4,65 milhões de toneladas de aço. A demanda de energia elétrica alcança 195 MW, possuindo uma capacidade instalada de 220 MW, gerando um excedente de cerca de 25 MW¹

Os gases combustíveis gerados no processo de redução no alto forno (GAF) e na fabricação de coque (GCO) são os principais combustíveis usados na usina.

O GCO possui um alto valor do PCI e é empregado na própria produção de coque e para alimentar fornos de reaquecimento em vários processos ao longo da cadeia de produção do aço, além de também ser empregado na geração de potência.

O GAF tem baixo valor do PCI, é gerado em grandes quantidades e é usado no próprio alto forno para aquecimento e na geração de potência.

A Tabela 6.1 mostra valores médios da quantidade de gases gerada e de sua utilização.

¹ Valores referentes a out/ 2001.

Tabela 6.1 Produção, consumo e disponibilidade dos gases siderúrgicos (kg/s).

	BFG	COG
Produção	321,706	10,251
Coqueria	-	4,382
Alto Forno	90,348	1,695
Calcinação	-	1,249
Outros	-	0,610
Disponível para Geração de Potência	231,354	2,314

Pelos valores mostrados na tabela acima a quantidade de GAF disponível para geração de potência é de 230 kg/s e de GCO de 2,30 kg/s. Considerando-se o PCI do GAF de 2530 kJ/kg e do GCO 42000 kJ/kg

6.3. Sistema de ciclo combinado

Esta proposta de repotenciamento é baseada na adoção de um sistema de ciclo combinado para geração de potência e ocasionalmente vapor para processo. Como já descrito em seções anteriores o ciclo combinado é composto por dois ciclos de potência distintos: um ciclo de turbina a gás e um ciclo a vapor, constituído de uma caldeira de recuperação e de uma turbina a vapor.

A configuração adotada para o sistema é mostrada na Fig 6. 1 . Segundo Gomes (2001) na literatura são adotadas normalmente configurações do tipo 2-2-1 (duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor). Esta solução foi adotada em função do consumo de combustível de cada turbina e da disponibilidade do mesmo

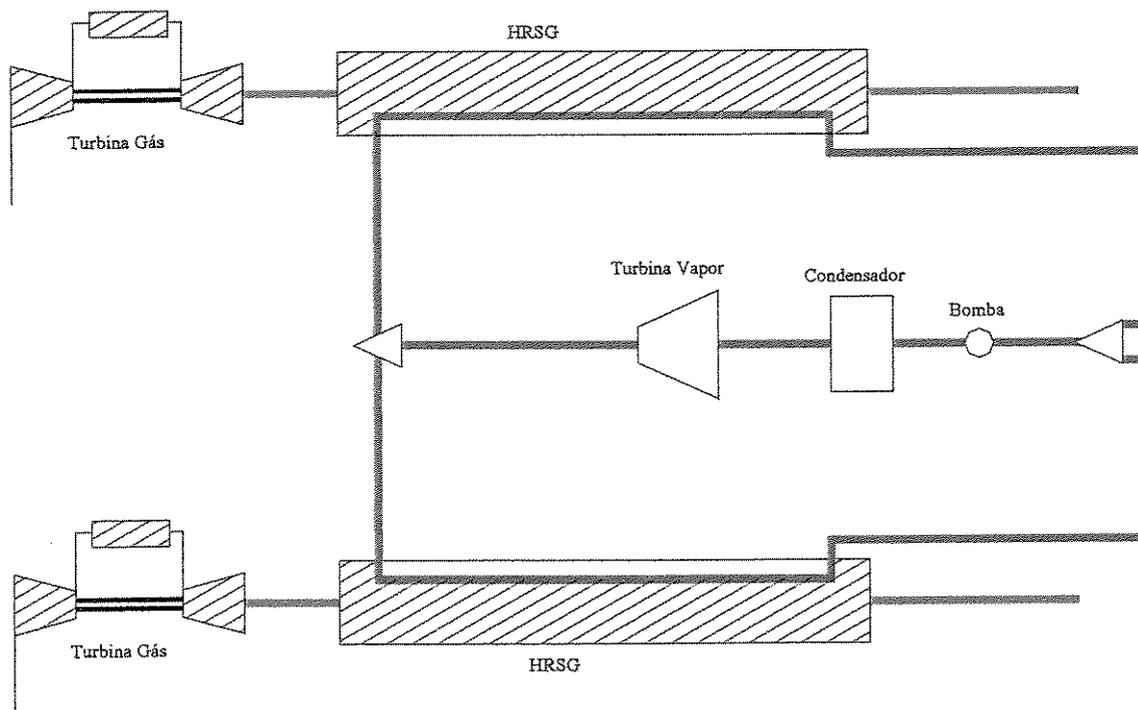


Figura 6.1 Configuração para o sistema de ciclo combinado

As turbinas a gás são supridas pelo GAF enquanto as caldeiras de recuperação são alimentadas pelos gases de escape das turbinas e estão projetadas com queimadores que podem utilizar o gás de coqueria. Esta configuração é adotada para a possibilidade de se efetuar queima suplementar na caldeira de recuperação usando-se o gás de coqueria quando este estiver disponível. O gás de coqueria, devido à presença de enxofre e outros elementos corrosivos, não é recomendado para ser utilizado na queima em turbina a gás. Nas seções seguintes são apresentados detalhes dos componentes do ciclo

6.3.1. Turbina a gás

O sistema de turbina a gás proposto é baseado no equipamento do fabricante ALSTOM modelo GT11N2. Esta turbina é resultado da experiência deste fabricante em construir sistemas que operam com gás de alto forno durante os anos 50 e 60, como reportado na seção 4.1.9 do Capítulo 4.

A justificativa do uso deste modelo de turbina nesta proposta de repotenciamento advém do fato de ser uma tecnologia já utilizada, portanto viável, e a existência de pelo menos uma planta de potência operando com este modelo, especificamente na usina siderúrgica de Baoshan, nas proximidades de Xangai na China². Outra possibilidade seria utilizar a turbina do fabricante Mitsubishi, modelo MW701D, instalada na usina siderúrgica da Hoogovens Steel em IJmond Holanda³, porém informações técnicas sobre o sistema instalado em Baoshan permitiram realizar uma simulação para as condições da CST⁴, justificando a adoção do modelo para o repotenciamento proposto.

O modelo GT11N2 é projetado para operar usando gás natural, óleo pesado e também com gases siderúrgicos, no caso GAF. A principal diferença deste modelo é o uso de uma câmara de combustão em forma de silo. Este tipo de câmara é usado quando o gás a ser queimado tem baixo poder calorífico de modo que a vazão de gás é muito maior quando comparado ao caso do combustível ser gás natural ou óleo.

Em relação a outros modelos da Alstom e mesmo outros fabricantes, a GT11N2 é um modelo “conservador”. Seja pela razão de pressão de 15,5:1 e pela temperatura de entrada na turbina de 1050°C, outros modelos de turbina a gás possuem estes parâmetros muito mais elevados, caso da GT26, com razão de pressão de 32:1 e temperatura na entrada da turbina de 1255°C⁵, ou por exemplo os modelos MS7001H e MS 9001H da General Electric com temperatura de entrada de 1400°C⁶. Um esboço da configuração da GT11N2 é mostrado na figura 6.2⁷.

² <http://www.steel-technology.com/projects/baoshan/index.html> - 28/02/2002

³ <http://www.power-technology.com/projects/ijmond>, 08/08/2002

⁴ Obtidas através do Engenheiro José Leal Neto – Setor de Utilidades - CST

⁵ Catálogo do fabricante, Turbina GT26 da Alstom Power . *Heat rate*: 8.862 BTU/kWh

⁶ http://www.gepower.com/dhtml/corporate/en_us/assets/gasturbines_heavy/prod/ms7001h_9001h/performance.jsp

⁷ <http://www.power.alstom.com/servlet/ContentServer?pagename=OpenMarket/Xcelerate/View&inifile=futuretense.ini&c=Page&cid=978627578658>

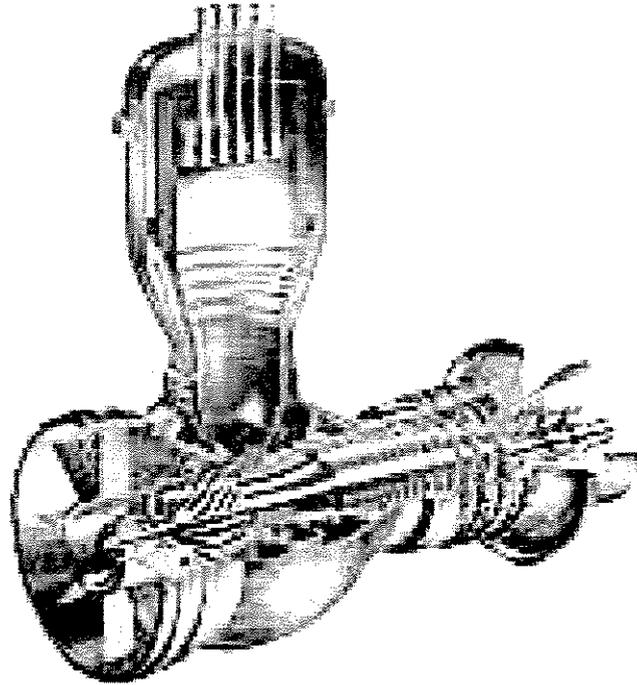


Figura 6.2 Esquema do modelo GT11N2 - Alstom Power⁸

O uso do gás de alto forno nestes sistemas demanda o uso de compressor, de modo a equalizar a pressão do gás com a pressão do ar na saída do compressor da turbina. A Fig. 6.4 mostra o arranjo turbina a gás – sistema de compressão de GAF, utilizado na simulação do sistema proposto para o repotenciamento. A simulação foi utilizando o software Gate Cycle®(2003) considerando separadamente o compressor, a câmara de combustão e a turbina. Foi assumido que a eficiência isentrópica do compressor era mantida constante no mesmo valor com gás natural e GAF, idem para a turbina. O conjunto é dividido em duas partes: o compressor de GAF e a turbina a gás. O GAF oriundo do alto forno é comprimido e injetado na câmara de combustão, sendo queimado com ar vindo do compressor de ar, produzindo gases quentes a alta

⁸<http://www.power.alstom.com/servlet/ContentServer?pagename=OpenMarket/Xcelerate/View&inifile=futur-etense.ini&c=Page&cid=978627578658>

temperatura, sendo estes expandidos na turbina de potência, acionando um gerador e produzindo potência elétrica.

A Tabela 6.2 mostra uma comparação entre a simulação feita entre os modelos de turbina a gás utilizando gás natural e GAF.

Tabela 6.2 Características dos modelos utilizando-se gás natural e GAF

	Gás natural (PCI = 47451 kJ/kg)	GAF (PCI = 2539 kJ/kg)
\dot{m}_{ar} (kg/s)	368,00	260,00
\dot{m}_c (kg/s)	6,95	115,00
\dot{m}_g (kg/s)	374,95	375,00
Razão de pressão	15,5	5,84
Temperatura de entrada na turbina	1050,00	905,00
Temperatura de saída da turbina	530,00	540,00
Potência líquida (MW)	115,00	84,50
Eficiência (%)	33,88	28,93

As principais modificações, na operação da turbina a gás com a utilização do GAF como combustível, são:

- Aumento da vazão de combustível: devido ao menor valor do PCI do GAF;
- Diminuição do fluxo de ar no compressor: de modo a manter-se a vazão de gases de escape constante;
- Diminuição da razão de pressão: ao assumir a eficiência isentrópica do compressor constante, a diminuição do fluxo de ar resulta numa diminuição da razão de pressão, como ilustrado na Figura 6.2, representativa de um mapa de compressor com os pontos de operação para gás natural (GN) e GAF, de modo a evitar um ponto de operação que atinja a linha de *surge*;
- Diminuição da potência líquida e da eficiência: a utilização do GAF diminui a temperatura atingida na saída da câmara de combustão, que junto à menor razão de pressão atingida no

compressor, levam a uma diminuição da potência produzida, o que diminui também a eficiência.

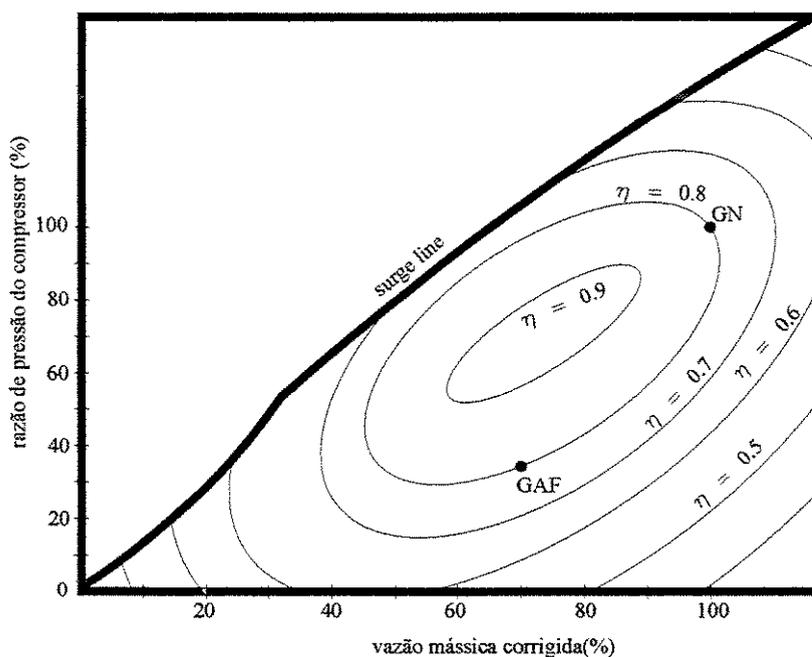


Figura 6.3 Mapa ilustrativo de compressor - pontos de operação com gás natural e GAF.

A figura 6.4 mostra um esboço para o sistema proposto de turbina a gás, as tabelas 6.3 e 6.4 mostram os dados termodinâmicos e as potências produzidas no sistema.

Tabela 6.3 Dados Termodinâmicos do Sistema de Turbina a Gás e Compressão de GAF

Corrente	Vazão (kg/s)	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-°C)	e (kJ/kg)
1	260,00	15	1,01	288,5	5,661	1,293
2	260,00	224	5,917	500,2	5,706	199,4
3	375,00	903,5	5,825	999	7,510	693,1
4	375,00	542,13	1,06	567,2	7,541	251,9
24	115,00	40	1,2	15,25	6,016	2491,4
25	115,00	226,2	6,00	210,3	6,052	2675,9

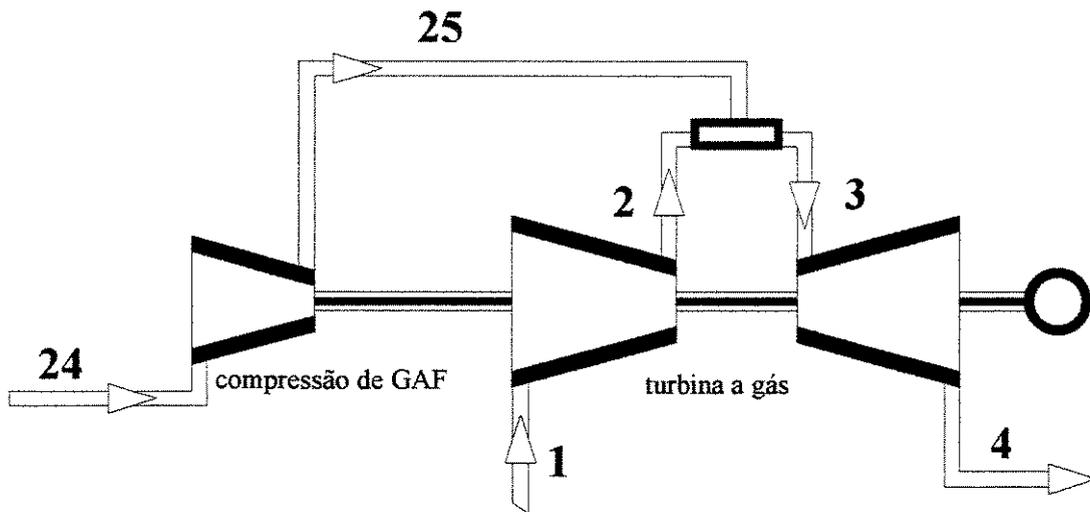


Figura 6.4 Sistema de turbina a gás proposto.

Tabela 6.4 Potência do Sistema de Turbina a Gás e Compressão de GAF.

Equipamento	Potência (MW)
Compressor de GAF	22,43
Compressor de ar	55,04
Turbina a Gás	161,99
Potência Líquida	84,52

6.3.2. Caldeira de Recuperação

O uso de caldeira de recuperação permite o aproveitamento do calor contido nos gases de escape de turbinas a gás através da geração de vapor. O vapor gerado pode ser usado em processos industriais, aquecimento distrital e geração de energia através de turbinas a vapor. Na seção 4.2, as caldeiras de recuperação são classificadas possuindo um, dois ou três níveis de pressão. Um conjunto economizador- evaporador-superaquecedor constitui um nível de pressão. Através de simulações realizadas no software GATE CYCLE®(2003) foi possível estabelecer uma comparação do desempenho de cada um dos três tipos.

A simulação é feita considerando-se um sistema de turbina a gás produzindo uma

quantidade fixa de gases de escape. O vapor gerado na caldeira é empregado na geração de potência em uma turbina a vapor. A simulação permite comparar a quantidade de vapor gerado e a potência produzida pelos três sistemas de caldeira de recuperação propostos para o repotenciamento.

a) Um nível de pressão

A Fig. 6.5 mostra o layout para a caldeira de recuperação com um único nível de pressão. O sistema de caldeira de recuperação proposto opera através da energia contida nos gases quentes da saída da turbina a gás. Os gases passam por um conjunto de trocadores de calor que produzem vapor a alta pressão e temperatura. Existe a possibilidade de se fazer uma queima suplementar no queimador acoplado logo na entrada da caldeira. Este queimador opera com gás de coqueria, o que permite aumentar a temperatura dos gases, aumentando a geração de vapor e a potência produzida na turbina a vapor. O sistema opera com o desaerador integrado, ou seja, o vapor de alta temperatura a ser empregado no desaerador é gerado pelos gases quentes na caldeira de recuperação. Isso possibilita um aumento na potência gerada, pois se evita o uso de extrações na turbina a vapor.

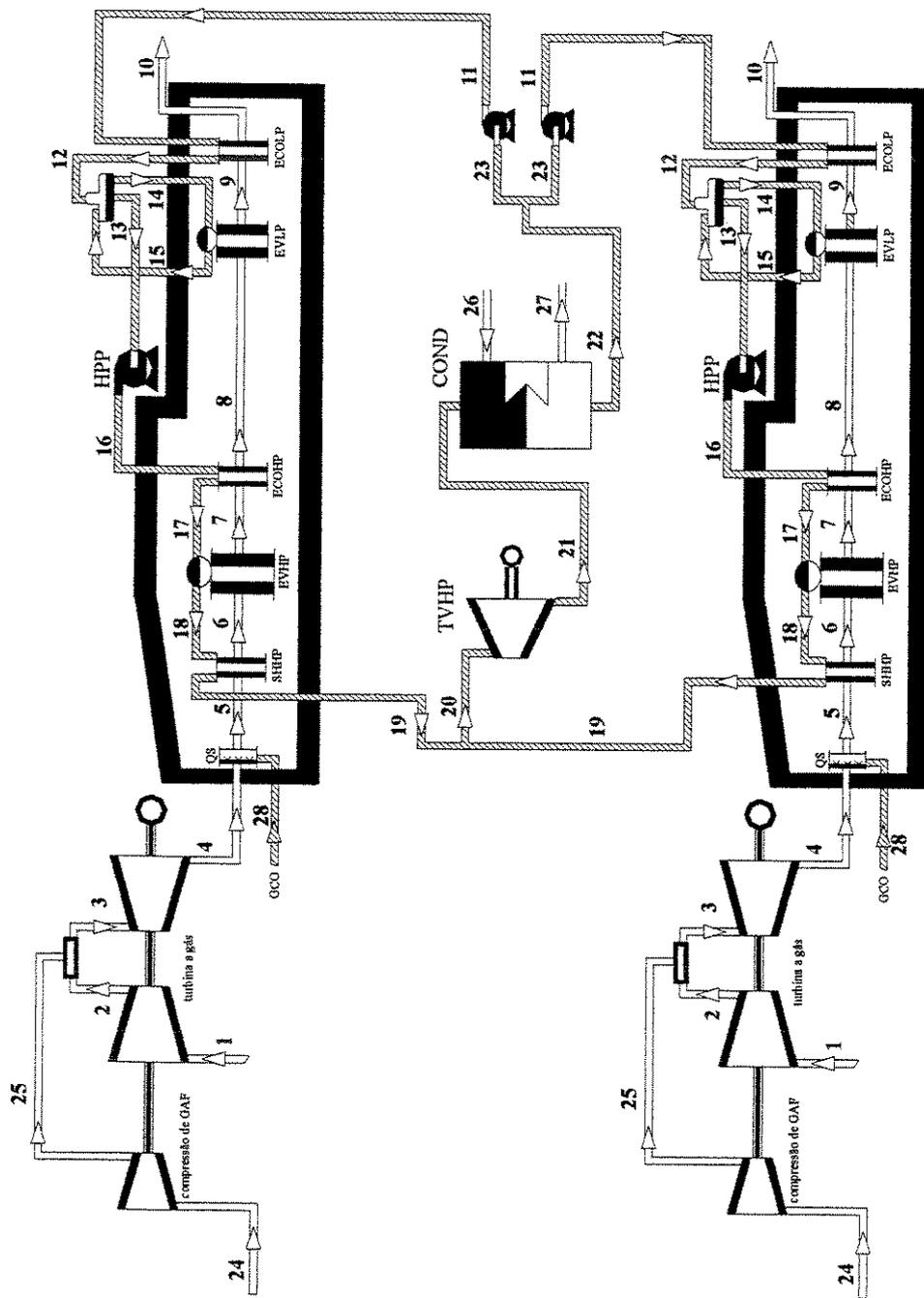


Figura 6.5 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 1 nível de pressão

Os valores termodinâmicos deste ciclo são mostrados na Tab. 6.5

Tabela 6.5 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com um nível de pressão

Fluxo	Vazão (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	e (kJ/kg)
5	376,15	646,2	1,06	691,4	6,838	333,40
6	376,15	541,3	1,05	565,1	7,542	249,70
7	376,15	342,8	1,04	341,3	7,231	118,90
8	376,15	200	1,03	188,1	6,950	49,10
9	376,15	168,3	1,02	154,9	6,881	30,03
10	376,15	150	1,01	135,8	6,838	30,03
11	60,14	33,06	2,75	138,7	0,478	0,64
12	60,14	60,14	1,38	251,8	0,832	8,14
13	60,14	107,1	1,38	449	1,386	40,40
14	5,18	107,1	1,38	449	1,386	40,40
15	5,18	107,1	1,38	2690	7,251	533,20
16	60,14	108,9	130	465,9	1,395	54,61
17	60,14	307,8	126,8	1384	3,312	401,20
18	60,14	328,9	126,8	2669	5,451	1049
19	60,14	530	123,6	3429	6,571	1471
20	120,3	530	123,6	3429	6,571	1471
21	120,3	33,02	0,05	2245	7,362	55,66
22	120,3	33,02	0,05	137,7	0,476	0,349
23	60,14	33,02	0,05	137,7	0,476	0,349
26	11412	22	1,2	92,39	0,324	0,163
27	11412	27	1,2	121,7	0,422	0,225
28	1,15	40	1,2	47,87	0,148	42400

b) Dois níveis de pressão

A Fig. 6.6 mostra o layout para a caldeira de recuperação com dois níveis de pressão. O sistema com 2 níveis de pressão gera vapor em níveis de alta (em torno de 110 bar) e baixa (1,7 bar) pressão. Após passar pelo desaerador, ocorre a divisão do vapor em dois níveis, O vapor gerado no evaporador de baixa pressão é dividido em duas parcelas, uma delas suprindo o desaerador e um superaquecedor de baixa pressão. O restante passa pela bomba de alimentação gerando o vapor no conjunto economizador-evaporador-superaquecedor de alta pressão, expandindo-se na turbina do estágio de alta. Após a turbina o vapor se junta ao vapor gerado no superaquecedor de baixa e são expandidos até a condensação na turbina de baixa pressão.

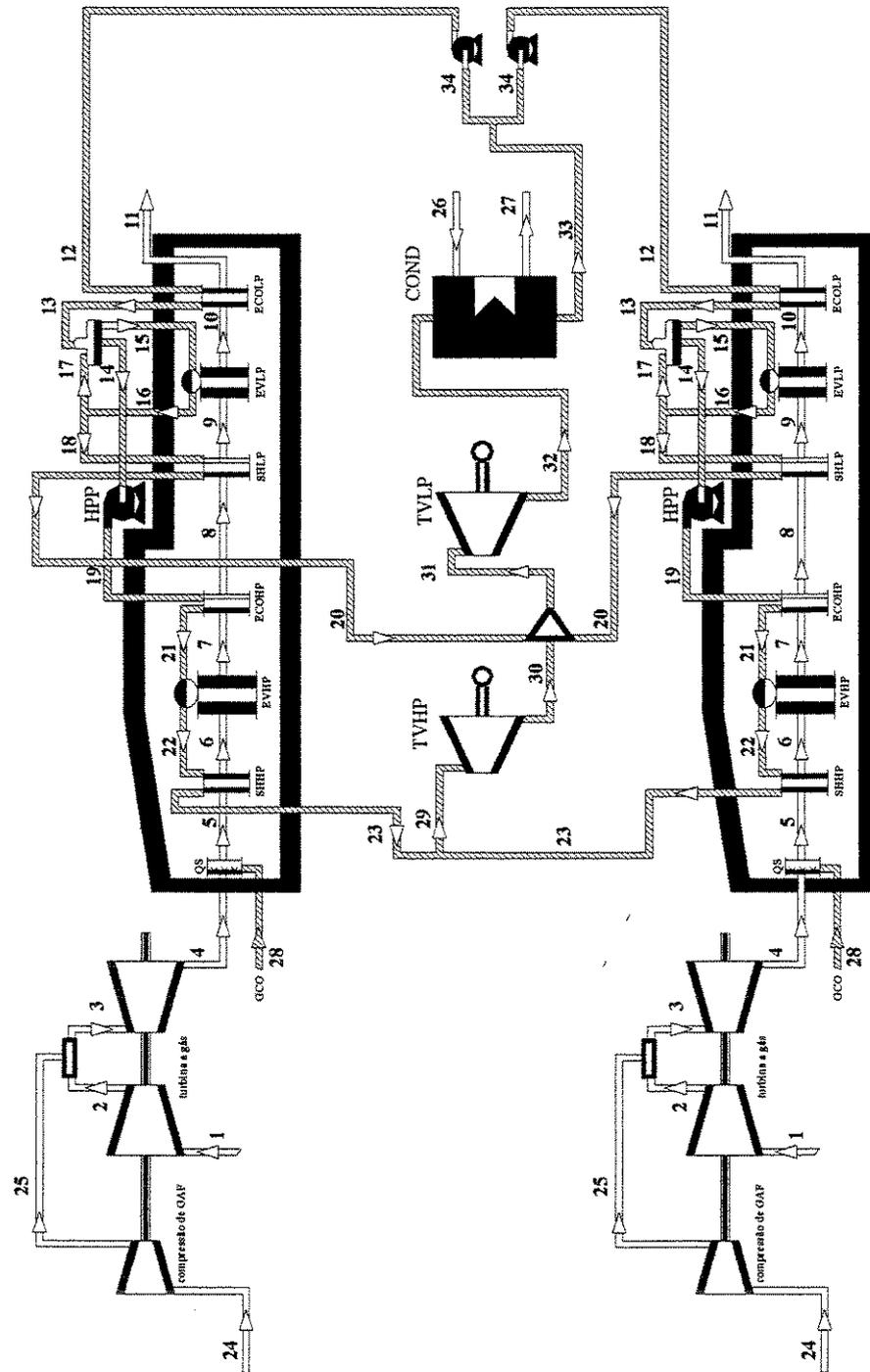


Figura 6.6 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 2 níveis de pressão

A Tabela 6.6 mostra os dados termodinâmicos

Tabela 6.6 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com dois níveis de pressão

	Vazão (kg/s)	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	e (kJ/kg)
5	376,15	646,2	1,06	687,8	7,681	331
6	376,15	536,6	1,05	559,7	7,535	246,3
7	376,15	339	1,04	337,2	7,223	116,8
8	376,15	197,6	1,03	185,5	6,944	48,14
9	376,15	195,5	1,02	183,3	6,942	46,57
10	376,15	125,6	1,01	110,6	6,777	23,1
11	376,15	100	1,01	84,3	6,709	17,11
12	68,44	33	2,5	138,4	0,477	0,608
13	68,44	67,06	2,44	280,9	0,918	11,58
14	62,68	115,6	1,72	484,7	1,479	48,45
15	12,16	115,6	1,72	484,7	1,479	48,45
16	12,16	115,6	1,72	2700	7,178	565,3
17	6,4	115,6	1,72	2700	7,178	565,3
18	5,76	115,6	1,72	2700	7,178	565,1
19	62,88	117,6	130	502,6	1,49	63
20	5,76	184,4	1,68	2840	7,522	603,3
21	62,68	310,7	126,8	1401	3,341	409,6
22	62,68	329	126,8	2669	5,451	1049
23	62,68	530	123,6	3424	6,571	1471
26	12451	22	1,2	92,31	0,324	0,077
27	12451	27	1,2	113,2	0,394	0,052
28	1,15	40	1,2	47,87	0,148	42400
29	125,4	530	123,6	3424	6,571	1471
30	125,4	115,9	1,72	2700	7,179	565,4
31	136,9	121,3	1,68	2712	7,22	565
32	136,9	33	0,05	2230	7,312	55,26
33	136,9	33	0,05	137,7	0,476	0,349
34	68,44	33	0,05	137,7	0,476	0,349

c) três níveis de pressão

A Fig. 6.7 mostra o layout para a caldeira de recuperação com três níveis de pressão. Neste caso o vapor é gerado em três níveis de pressão diferentes e expandido em três turbinas (alta, média e baixa pressão). A tabela 6.7 mostra os dados termodinâmicos para este sistema.

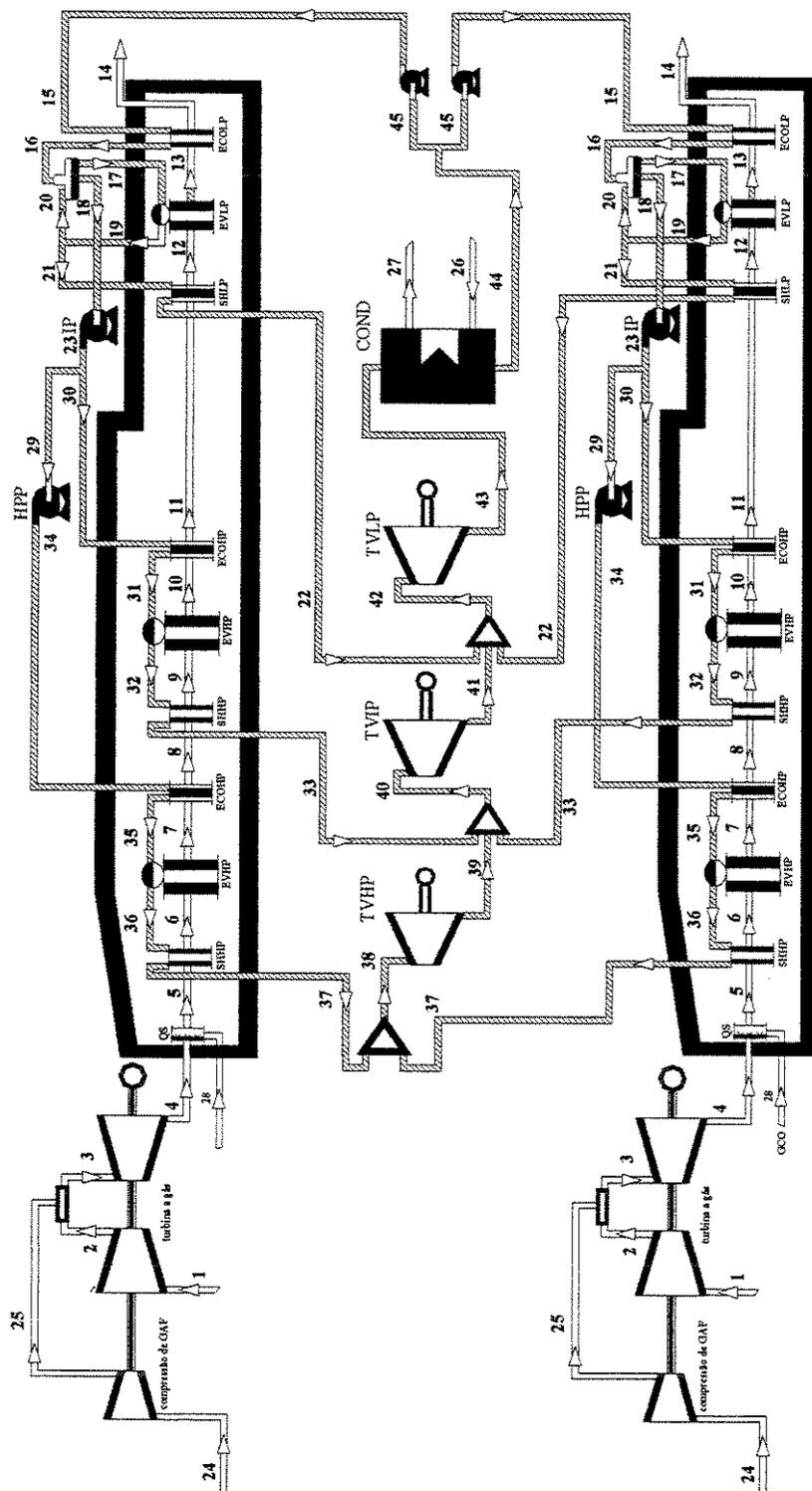


Figura 6.7 Ciclo Combinado – Caldeira de Recuperação 3 níveis de pressão

Tabela 6.7 Dados termodinâmicos da caldeira de recuperação com três níveis de pressão

Fluxo	Vazão (kg/s)	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	e (kJ/kg)
5	376,15	646,2	1,06	688	7,681	331,10
6	376,15	539,5	1,05	563	7,539	248,40
7	376,15	338,9	1,05	337,1	7,22	117,50
8	376,15	209	1,04	197,6	6,967	53,47
9	376,15	208,8	1,04	197,4	6,966	53,40
10	376,15	200,3	1,03	188,3	6,95	49,20
11	376,15	199,1	1,03	187,1	6,947	48,74
12	376,15	197	1,02	184,9	6,946	47,14
13	376,15	125,6	1,02	110,6	6,776	23,91
14	376,15	100	1,01	84,3	6,709	17,11
15	69,02	33,05	1,82	138,6	0,478	0,545
16	69,02	66,77	1,72	279,6	0,915	11,36
17	12,44	115,6	1,72	484,7	1,479	48,45
18	62,44	115,6	1,72	484,7	1,479	48,45
19	12,44	115,6	1,72	2700	7,178	565,1
20	6,48	115,6	1,72	2700	7,178	565,1
21	5,96	115,6	1,72	2700	7,178	565,3
22	5,96	181,4	1,68	2834	7,509	601,3
23	62,44	115,8	14	486,7	1,481	49,91
26	11942	22	1,2	92,39	0,324	0,157
27	11942	27	1,2	113,3	0,394	0,132
28	1,15	40	1,2	47,87	0,148	42400
29	60,83	115,8	14	486,7	1,481	49,91
30	1,61	226,3	14	486,7	1,481	49,91
31	1,61	182,9	12,62	776,1	2,167	134,7
32	1,61	190,3	12,31	2786	6,505	852
33	60,83	206,8	130	2831	6,61	865,4
34	60,83	117,4	126,8	502	1,489	62,86
35	60,83	302,4	126,8	1353	3,259	386,4
36	60,83	228,9	123,6	2669	5,541	1049
37	60,83	530	123,6	3424	6,571	1471
38	121,7	530	123,6	3424	6,571	1471
39	121,7	225,9	12,31	2877	6,705	883,5
40	124,9	225,4	1,72	2876	6,703	883
41	124,9	115,6	1,72	2555	6,806	531,4
42	136,8	114,8	1,72	2580	6,871	537,3
43	136,8	33,02	0,05	2147	7,042	53,09
44	136,8	33,02	0,05	137,7	0,476	0,349
45	136,8	33,02	0,05	137,7	0,476	0,349

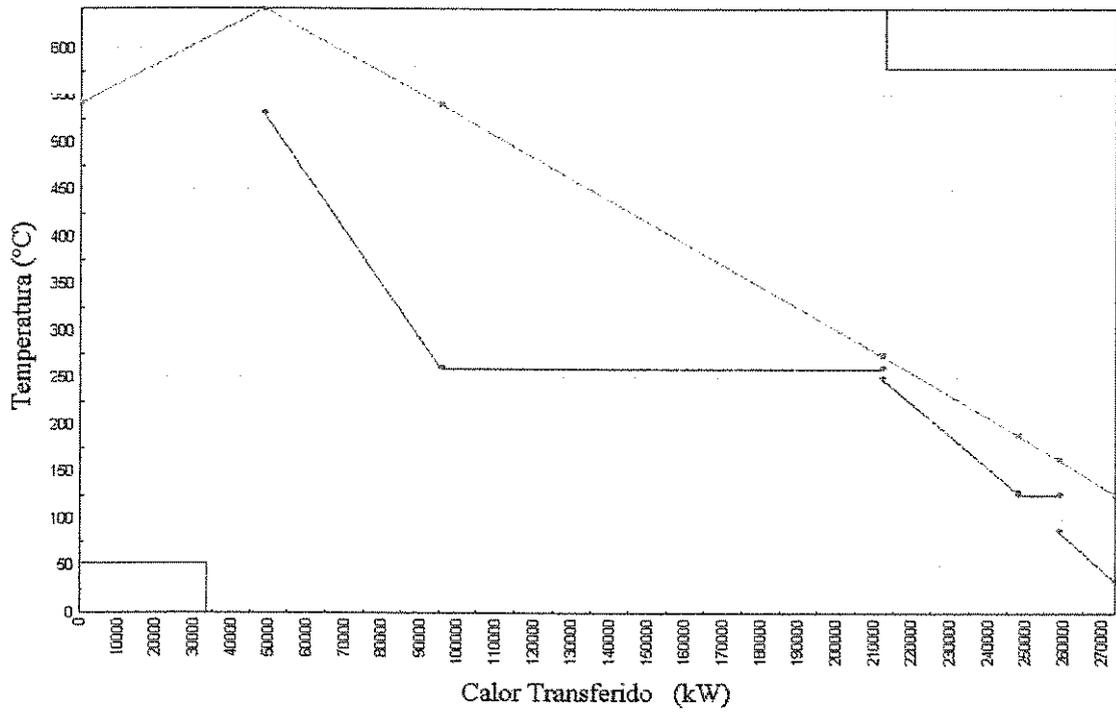
As três configurações foram simuladas de modo a determinar a quantidade de combustível consumida, a potência gerada em cada um dos sistemas, de modo a obter uma comparação entre os três diferentes tipos de ciclos. A tabela 6.8 mostra uma comparação entre diferentes parâmetros para os três sistemas considerados.

Tabela 6.8 Comparação entre os diferentes parâmetros dos três sistemas de caldeira de recuperação simulados

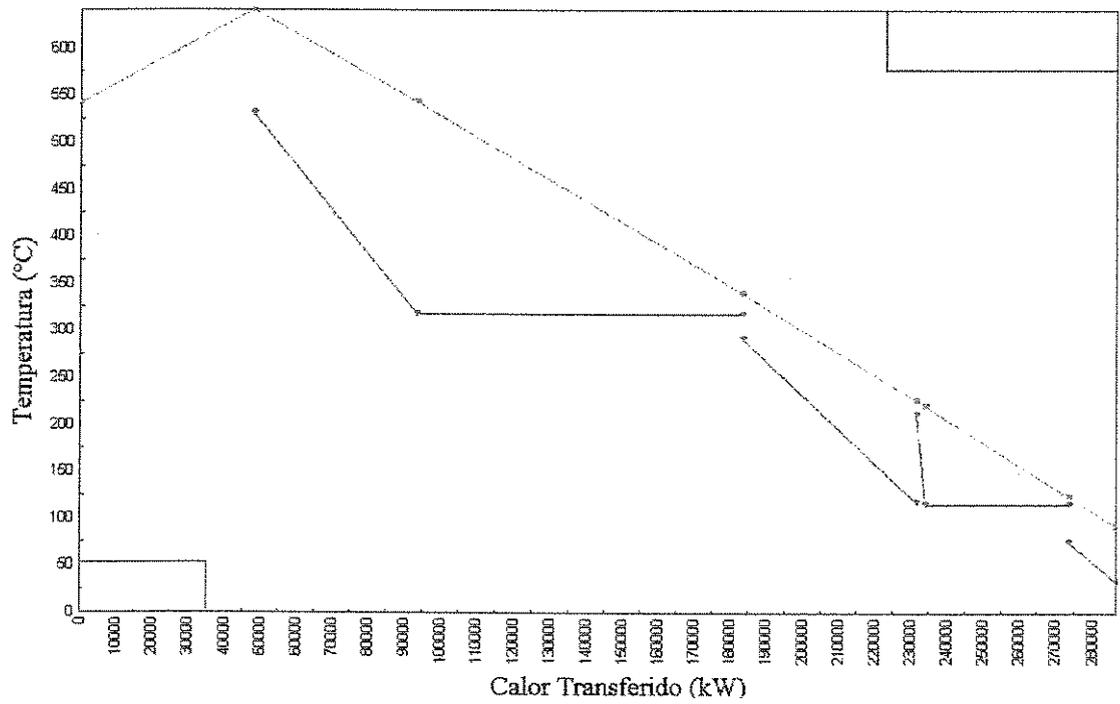
Configuração	1P	2P	3P
Área Superficial (m ²)	120508	166986	178860
Consumo de água no condensador (kg/s)	11412	12451	11942
Eficiência de 1º Lei (%)	44,46	47,19	49,86
Potência consumida pelas bombas (MW)	2,14	2,33	2,22
Potência Líquida do Ciclo (MW)	308,74	323,32	332,6
Potência Total – ciclo vapor (MW)	141,84	156,77	165,96
Potência Turbina a Vapor (alta) (MW)	141,84	90,76	66,60
Potência Turbina a Vapor (intermediária) (MW)	-	-	40,1
Potência Turbina a Vapor (baixa) (MW)	-	66,02	59,26
Produção de Vapor (kg/s)	60,14	68,44	69,02

Tomando-se como caso base o ciclo combinado operando com uma caldeira com um único nível de pressão é possível comparar vários parâmetros com as outras configurações propostas.

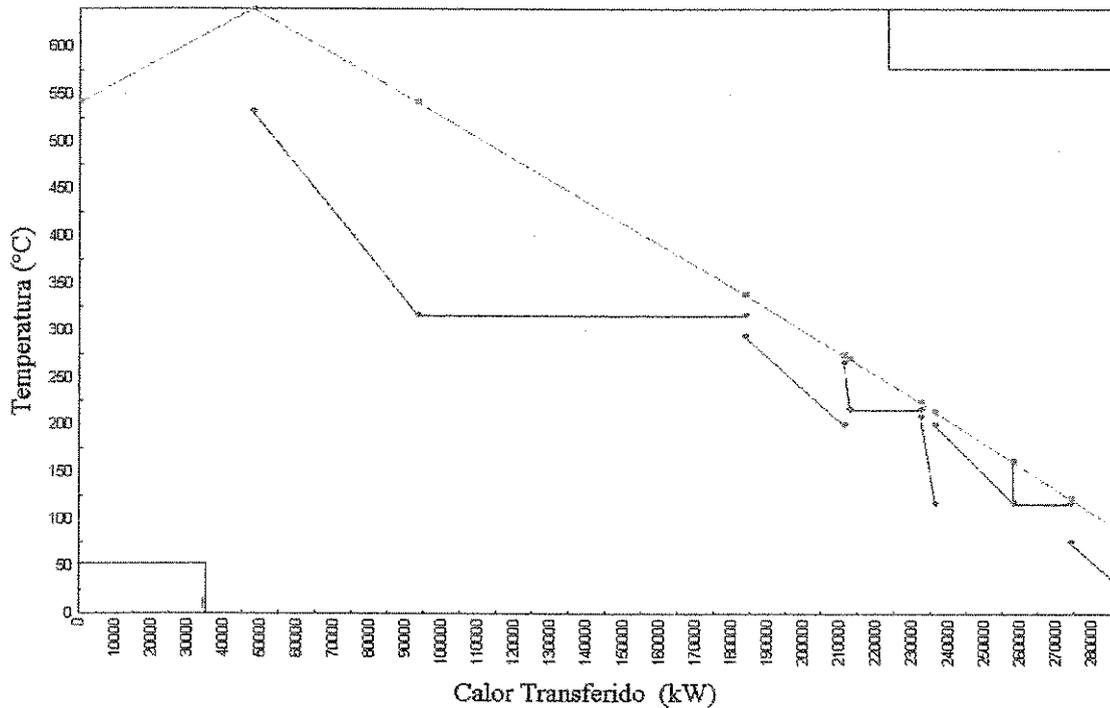
A potência gerada pelo ciclo a vapor aumenta 10,5 e 17% e a produção de vapor 13,80 e 14,8% usando-se sistema de 2 e 3 níveis de pressão respectivamente, devido a que se obtém o aumento da vazão de vapor através do melhor aproveitamento da energia contida nos gases de exaustão. O diagrama temperatura *versus* calor transferido mostrado na Fig.6.8a,b e c mostra como evolui a diferença de temperatura entre a corrente de gases quentes e a água-vapor. Quanto menor a diferença de temperatura entre as correntes, maior é o aproveitamento do calor. Comparando-se as três figuras verificam-se que aumentando o número de níveis de pressão, menor é a diferença entre as correntes, o que possibilita aumentar a vazão de vapor gerado e conseqüentemente, a potência gerada no ciclo a vapor.



a) diagrama Temperatura – Calor transferido – 1 nível de pressão



b) diagrama Temperatura – Calor transferido – 2 níveis de pressão



c) diagrama Temperatura – Calor transferido – 3 níveis de pressão
 Figura 6.8 Diagrama Temperatura – Calor Transferido para os três sistemas.

O aumento da potência de 1 para 2 níveis de pressão é de 4,72% e de 2 para 3 níveis o aumento é de 2,87%.

O uso de sistema de ciclo a vapor implica na necessidade de se utilizar um fluido refrigerante para condensar o vapor expandido na turbina. O sistema atual da CST utiliza condensadores com água do mar como fluido refrigerante. A Figura 6.9 mostra o consumo de água do mar para cada um dos sistemas analisados. Os sistemas de dois e três níveis de pressão consomem mais de 9,10% e 4,6%, respectivamente, água do mar para condensar o vapor do que o sistema com um único nível de pressão. A diferença de temperatura da água do mar na entrada e saída é mantida constante em 7°C. Assim, o aumento da vazão de vapor obtida ao aumentarmos os níveis de pressão demanda maior quantidade de água de resfriamento, o que explica o comportamento apresentado na Figura 6.9.

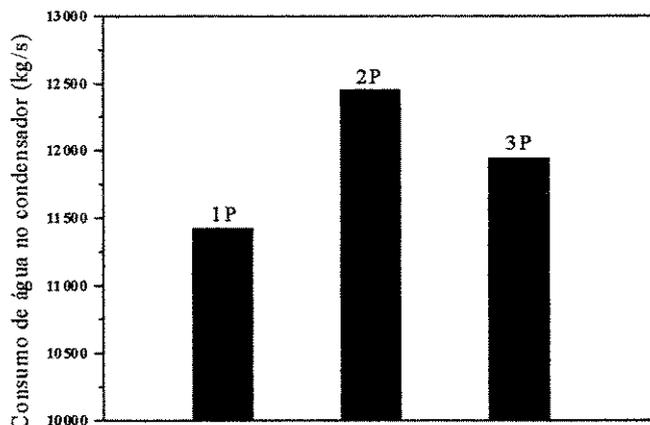


Figura 6.9 Consumo de água do mar no condensador para as três configurações.

Um dos principais itens analisados em caldeiras de recuperação é a área superficial de troca de calor. A adoção de caldeiras de recuperação com dois ou três níveis de pressão demandam maior quantidade de trocadores de calor (evaporadores, economizadores, superaquecedores) implicando num aumento da área superficial. Em relação à caldeira de recuperação de um nível de recuperação, as caldeiras de dois ou três níveis aumentam a área superficial em 38,58% e 48,58%, respectivamente. A figura 6.10 mostra como o aumento de nível de pressão faz aumentar a área superficial total da caldeira. Entre outros parâmetros, a área superficial influi diretamente no custo final, quanto maior a área superficial, maior o custo e mais complexo seu projeto, construção e operação.

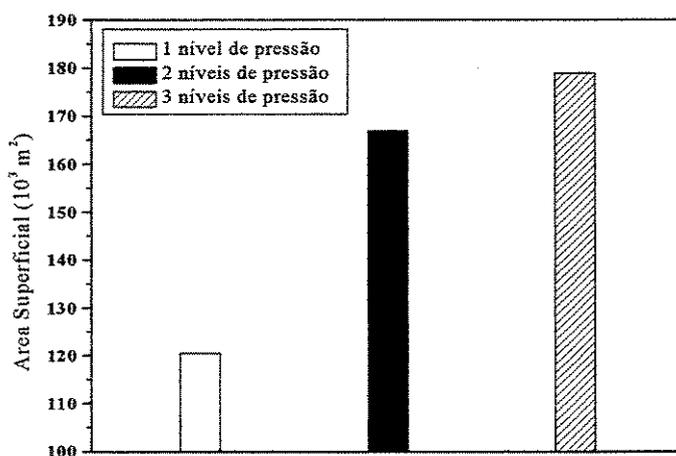


Figura 6.10 Área Superficial das 3 caldeiras de recuperação

A eficiência de 1º Lei dos sistemas é calculada através da equação (4.12) e mostrada graficamente na Figura 6.11. Os sistemas com dois e três níveis de pressão aumentam a eficiência de 1ºLei em 6,12% e 12,1%, respectivamente, em relação ao sistema com um único nível de pressão. O melhor aproveitamento da exergia dos gases de escape, através da adoção de mais níveis de pressão permite aumentar a geração de potência, uma vez que a quantidade de calor permanece constante, a eficiência aumenta.

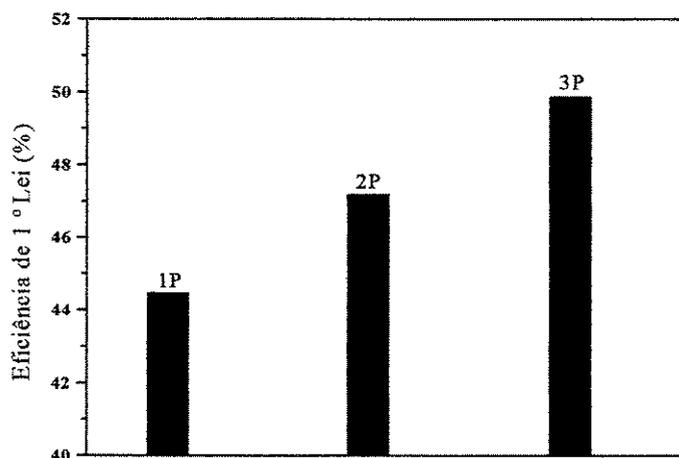


Figura 6.11 Eficiência de 1º Lei para as três configurações.

6.4. Comparação entre o ciclo combinado e o sistema atual.

O atual sistema de geração de potência instalado na CST possui capacidade de geração de 193 MW, considerando uma geração de 100 MW nas plantas 1 e 2, 75 MW na planta 3 e mais 18 MW na turbina de topo instalada na saída do alto forno. A demanda estimada da usina toda é de 165 MW possibilitando um excedente de produção de 28 MW.⁹

⁹ Dados referentes ao ano de 2002 (CST)

A figura 6.12 apresenta uma comparação entre o sistema atual e os três sistemas propostos. O aumento na geração de potência atinge 60%, 67,5% e 72,3% para os três níveis de pressão, respectivamente, em relação ao sistema atual.

Em função do consumo da usina, o aumento do excedente na geração com os sistemas propostos atingem 513%, 565% e 598% com os sistemas com um, dois e três níveis de pressão, respectivamente, uma representação é mostrada na Figura 6.13.

O consumo de água do condensador para os quatro sistemas é mostrado na Figura 6.14. Comparando-se o sistema atual com os sistemas propostos, temos que consumo aumenta 0,58%, 8,87% e 5,25%, respectivamente.

A eficiência de 1° Lei dos sistemas é mostrada na Figura 6.15. O sistema atual trabalha com eficiências em torno de 30 a 35%, enquanto os sistemas propostos trabalham com eficiência acima de 44,5%.

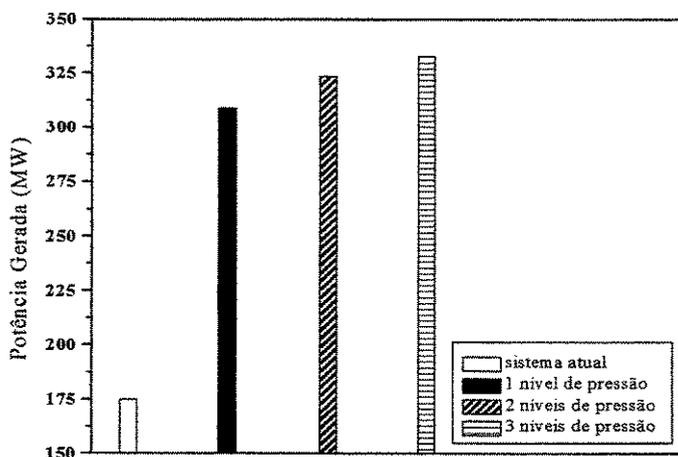


Figura 6.12 Potência gerada pelos sistemas de geração de potência.

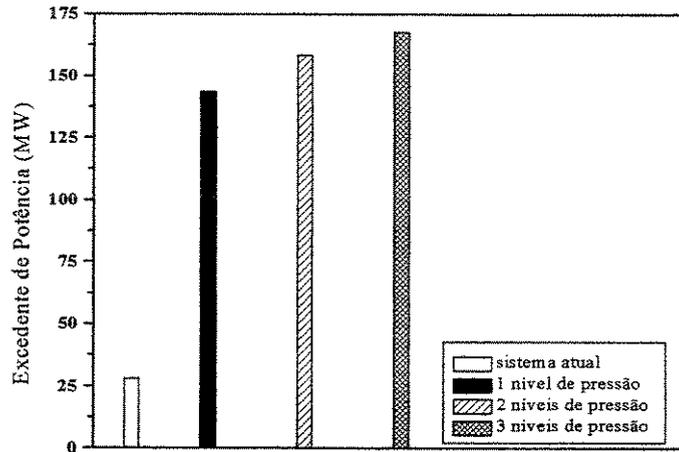


Figura 6.13 Excedente de potência gerada pelos sistemas de geração de potência.

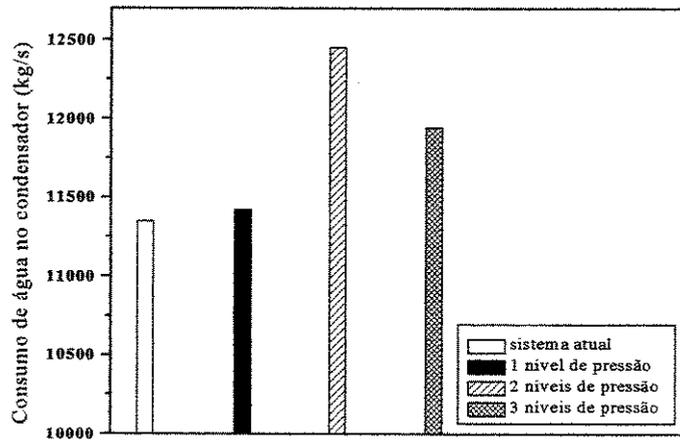


Figura 6.14 Consumo de água no condensador pelos sistemas de geração de potência.

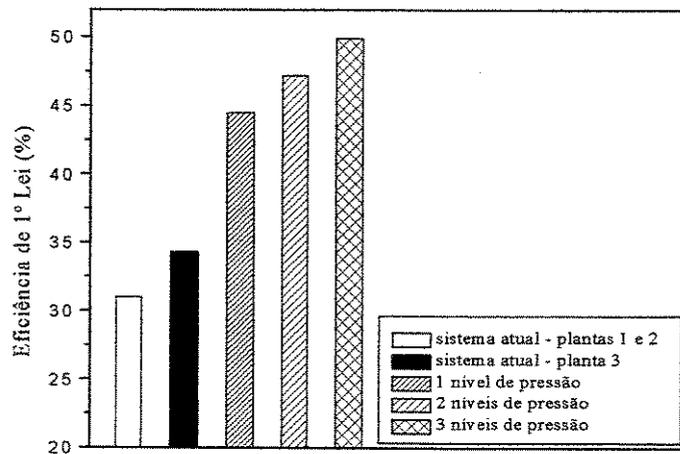


Figura 6.15 Eficiência de 1º Lei dos sistemas de geração de potência.

Os sistemas propostos aqui permitem aumentar significativamente, tanto a produção de potência quando a eficiência. Eles permitem uma grande flexibilidade operacional tanto em termos de produção de energia, quanto também na possibilidade da produção de vapor. O custo de investimento de um ciclo combinado é de 500 US\$/kW¹⁰ contra cerca de 800 US\$/kW¹¹ de ciclos a vapor convencionais, portanto a possibilidade de utilizar esses tipos de sistema é vantajosa.

Este capítulo mostrou a proposta para o repotenciamento do sistema de geração da CST. Foram descritas as configurações, os equipamentos que compõem os sistemas e os valores simulados da potência, consumo de água, excedente de geração, consumo de combustível. No capítulo 7 este sistema é analisado através de metodologias termoeconômicas para avaliar o custo de produção da energia elétrica e obter uma comparação com o custo de geração de energia do sistema atual. O sistema com um único nível de pressão é avaliado através de três diferentes metodologias de análise termoeconômica, os resultados de cada análise são comparados. Posteriormente as outras configurações são analisadas e seus custos de produção são definidos e comparados com os do sistema de geração atual na CST, determinados no capítulo 5.

¹⁰ Rees (2003)

¹¹ Leal Neto (2002)

Capítulo 7.

Análise Termoeconômica para o Ciclo Combinado

Este capítulo irá conduzir à análise exergética e termoeconômica para as propostas de ciclo combinado apresentadas no capítulo 6. Inicialmente é apresentada a análise exergética, determinando a irreversibilidade gerada e a eficiência exergética, em cada componente. Depois, uma análise de custo exergético, determinando o valor do custo exergético unitário e total de cada corrente de energético do sistema, assim como o custo da potência elétrica produzida. Por último é apresentada a análise de custos monetários, considerando os custos de investimento, manutenção e operação de cada sistema.

7.1. Análise Exergética.

Executa-se a análise exergética através de balanços de exergia em cada volume de controle do sistema considerado, de acordo com a eq. (2.12). Aplicando-se os balanços de exergia, determina-se a irreversibilidade gerada pelo componente e também sua eficiência. Na análise das propostas do ciclo combinado, inicialmente é feita a análise exergética do sistema composto pela turbina a gás e pelo sistema de compressão do gás GAF e depois análises separadas para cada proposta de ciclo, considerando-se a caldeira de recuperação operando em um, dois e três níveis de pressão.

7.1.1. Turbina a gás e sistema de compressão de GAF.

Os valores da exergia do GAF e do GCO são os mesmos adotados para o caso analisado no ciclo Rankine no capítulo 5, mostrados no Anexo B. Os termos que compõe as equações de balanço de exergia são mostrados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 Equações de balanço de exergia no sistema de turbina a gás.

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{Q}	\dot{W}_{vc}	\dot{I}_{vc}
Compressor de ar	$\dot{m}_1 e_1$	$\dot{m}_2 e_2$	-	\dot{W}_{car}	\dot{I}_{car}
Câmara de Combustão	$\dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_{25} e_{25}$	$\dot{m}_3 e_3$	-	-	\dot{I}_{cc}
Turbina de potência	$\dot{m}_3 e_3$	$\dot{m}_4 e_4$	-	\dot{W}_{tg}	\dot{I}_{tg}
Compressor de GAF	$\dot{m}_{24} e_{24}$	$\dot{m}_{25} e_{25}$	-	\dot{W}_{cgaf}	\dot{I}_{cgaf}
Ciclo – Turbina a Gás	$\dot{m}_{24} e_{24} + \dot{m}_1 e_1$	$\dot{m}_4 e_4$		$\dot{W}_{tg} - \dot{W}_{car} - \dot{W}_{cgaf}$	$\dot{I}_{cgás}$

Assim, determina-se a irreversibilidade de cada componente e a eficiência exergetica, de acordo com as equações (2.13 e 2.14). A tabela 7.2 mostra os valores das eficiências exergeticas, irreversibilidade gerada e a distribuição da irreversibilidade entre os componentes do sistema.

As Figuras 7.1 e 7.2 mostram os valores obtidos para as eficiências exergeticas e a irreversibilidade gerada nos componentes do sistema de gás. O equipamento com maior eficiência exergetica é o compressor de GAF com 94,52%. O compressor de ar e a turbina de potência possuem eficiências acima de 90% e a eficiência global do sistema a gás é de 28,92%.

A câmara de combustão possui uma eficiência de segunda lei de 72,19% é o equipamento que mais gera irreversibilidade. Na câmara de combustão ocorre a mistura do ar que sai do compressor com o GAF e uma reação de combustão entre estes dois componentes. Jin e Ishida (1992) afirmam que existem três fontes principais de geração de irreversibilidade na câmara de combustão: a diferença de temperatura entre os reagentes (ar e combustível), o processo de mistura entre os reagentes e a combustão com reações químicas descontroladas. A irreversibilidade devido à diferença de temperatura entre os reagentes é considerável, mas, pode ser reduzida ao aumentar a temperatura destes. Em relação à reação química e à mistura dos reagentes, estes são fenômenos intrínsecos ao processo, não restando alternativa para a sua redução.

A irreversibilidade nos compressores e na turbina de potência é devida aos processos de compressão e expansão e ao atrito do ar e dos gases nas palhetas, porém, como mostrado na Figuras 7.2, a irreversibilidade gerada nestes equipamentos é muito menor do que a gerada na câmara de combustão.

Tabela 7.2 Eficiência Exergética e Irreversibilidade do Sistema de Gás

	$\epsilon(\%)$	$\dot{I}(\text{MW})$	$\dot{I}_1 / \dot{I}_T(\%)$
Compressor GAF	94,52	1,23	1,14
Câmara de Combustão	72,19	100,01	92,45
Compressor de Ar	93,60	3,52	3,25
Turbina Potência	97,92	3,42	3,16
Total (Sistema Gás)	28,92	108,18	100,00

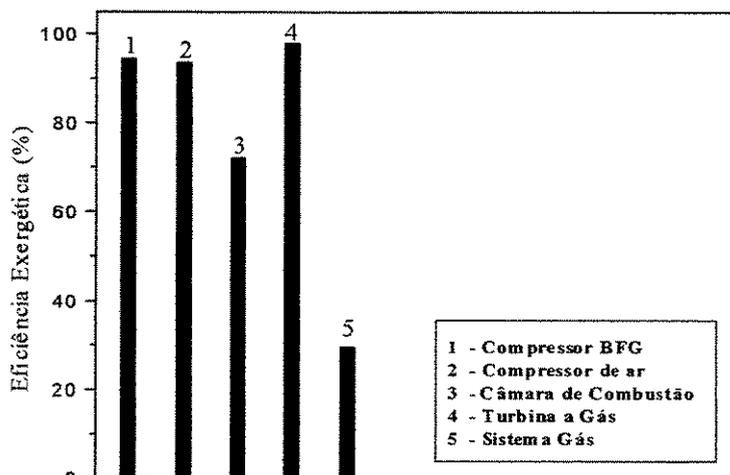


Figura 7.1 Eficiências Exergéticas - Sistema de gás

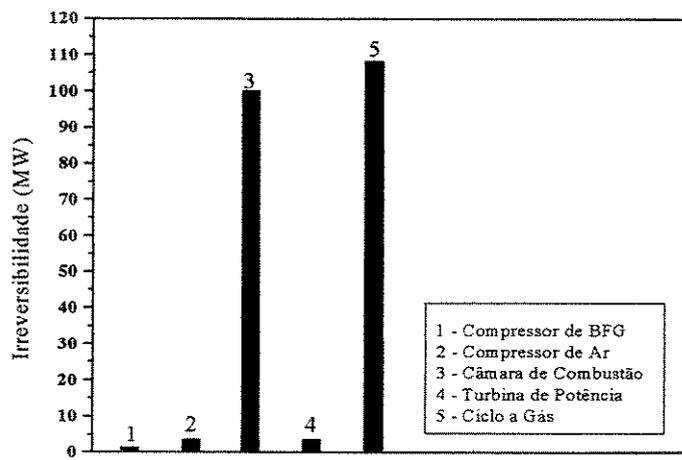


Figura 7.2 Irreversibilidade gerada no sistema de gás

7.1.2. Caldeira de recuperação no ciclo a vapor de um nível de pressão

Os valores da exergia do GAF e GCO são os mesmos adotados para o caso analisado no ciclo Rankine. Analogamente ao caso do sistema de turbina a gás, aplica-se a eq. (2.12) em cada componente da caldeira de recuperação mostrado na Figura 6.4, segundo a Tabela 7.3. Na tabela 7.4 e nas Figuras 7.3, 7.4 e 7.5 são mostrados os valores da eficiência exergética, da irreversibilidade gerada e da percentagem de irreversibilidade gerada por cada equipamento no total da caldeira de recuperação.

Tabela 7.3 Equações de balanço de exergia – caldeira de recuperação – 1 nível de pressão.

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{Q}	\dot{W}_{vc}	\dot{I}_{vc}
Queimador suplementar	$\dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{28} e_{28}$	$\dot{m}_5 e_5$	-	-	\dot{I}_{qs}
Superaquecedor	$\dot{m}_5 e_5 + \dot{m}_{18} e_{18}$	$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{19} e_{19}$	-	-	\dot{I}_{sh}
Evaporador de alta	$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{17} e_{17}$	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{18} e_{18}$	-	-	\dot{I}_{evhp}
Economizador de alta	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{16} e_{16}$	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{17} e_{17}$	-	-	\dot{I}_{ecohp}
Evaporador de baixa	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{14} e_{14}$	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{15} e_{15}$	-	-	\dot{I}_{evlp}
Economizador de baixa	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{11} e_{11}$	$\dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_{11} e_{11}$	-	-	\dot{I}_{ecolp}
Desaerador	$\dot{m}_{12} e_{12} + \dot{m}_{15} e_{15}$	$\dot{m}_{13} e_{13} + \dot{m}_{14} e_{14}$	-	-	\dot{I}_{desa}
Bomba de condensado	$\dot{m}_{23} e_{23}$	$\dot{m}_{11} e_{11}$	-	\dot{W}_{cp}	\dot{I}_{cp}
Bomba de alimentação	$\dot{m}_{13} e_{13}$	$\dot{m}_{16} e_{16}$	-	\dot{W}_{fw}	\dot{I}_{fw}
Turbina a vapor	$\dot{m}_{20} e_{20}$	$\dot{m}_{21} e_{21}$	-	\dot{W}_{tv}	\dot{I}_{tv}
Condensador	$\dot{m}_{21} e_{21} + \dot{m}_{26} e_{26}$	$\dot{m}_{27} e_{27} + \dot{m}_{22} e_{22}$	-	-	\dot{I}_{cond}

Tabela 7.4 Eficiência Exergética e Irreversibilidade no ciclo a vapor (CC1P)

	$\varepsilon(\%)$	$\dot{I}(\text{kW})$	$\dot{I}_i / \dot{I}_T(\%)$
Desaerador	81,17	612,30	0,49
Economizador de alta pressão	79,39	5409,00	4,29
Economizador de baixa pressão	17,84	2981,00	2,36
Evaporador de alta pressão	79,22	10226,00	8,11
Evaporador de baixa pressão	54,97	2091,00	1,66
Queimador Suplementar	87,54	17842,00	14,15
Superaquecedor	80,51	6133,00	4,86
HRSR	61,73	45294,30	35,93
Bomba de alimentação	84,19	160,40	0,13
Bomba de Condensado	48,77	41,89	0,03
Turbina a Vapor	83,35	28344,00	22,48
Condensador	21,42	6939,00	5,50
Total (Ciclo a Vapor)	48,77	126073	100,00

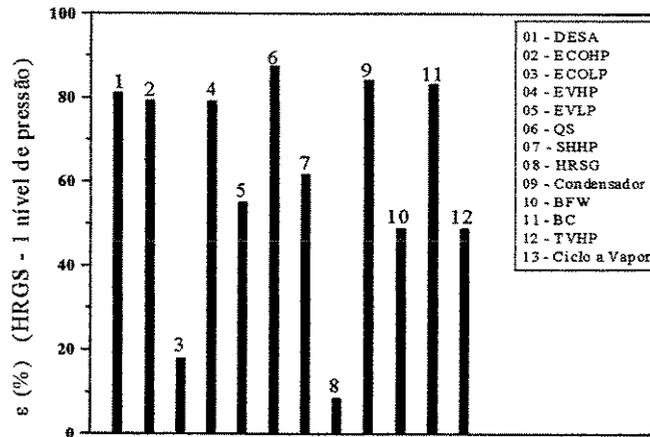
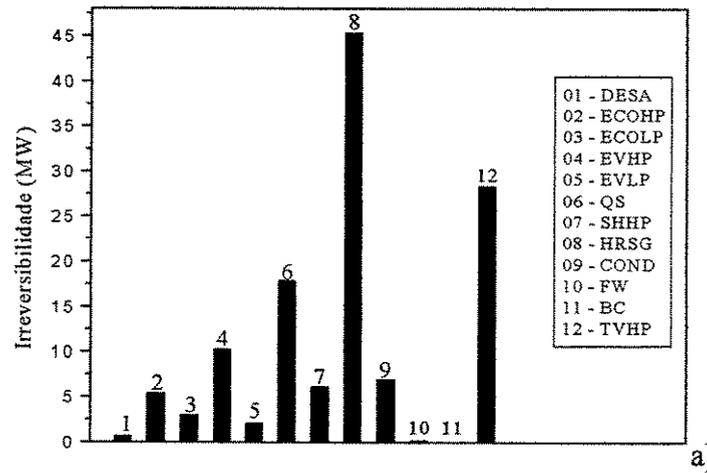
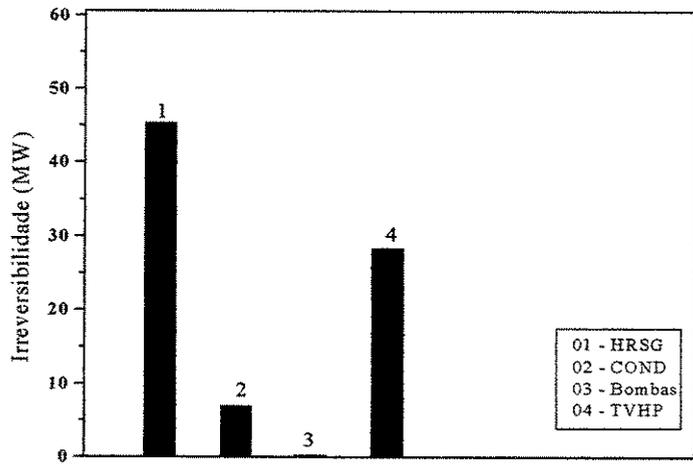


Figura 7.3 Eficiência exergetica – Caldeira de recuperação 1 nível de pressão



a)



b)

Figura 7.4 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação de um nível de pressão, (b) ciclo a vapor

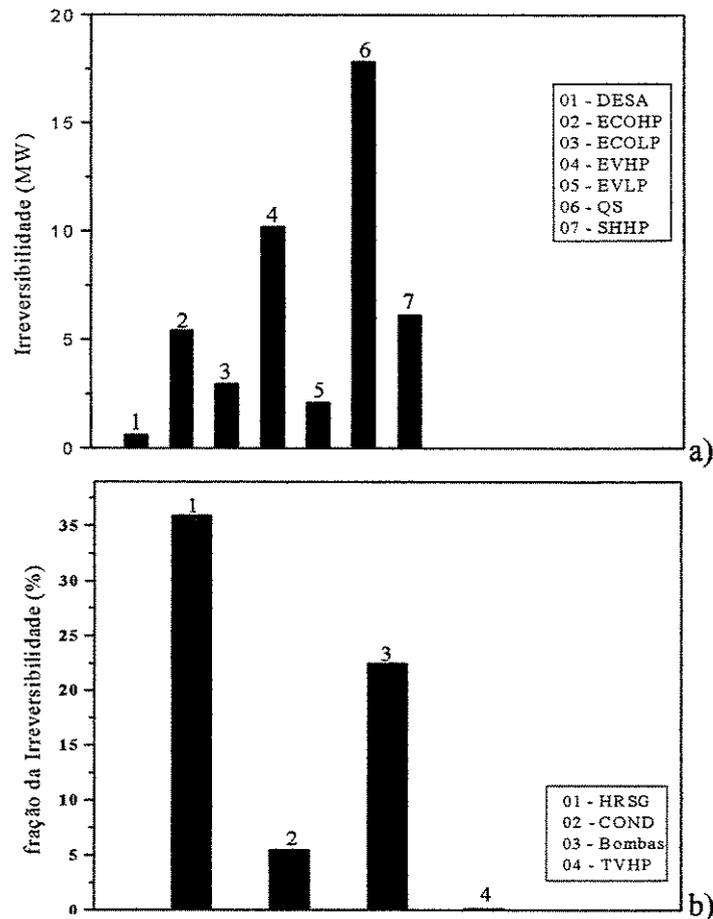


Figura 7.5 Distribuição da Irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação de um nível de pressão; (b) ciclo a vapor.

O conjunto chamado de caldeira de recuperação também engloba a turbina a vapor e o condensador. A Figura 7.4 apresenta uma comparação das eficiências exergéticas de todos os componentes. Definimos como eficiência exergética para o queimador suplementar, desaerador e o condensador a eficiência exergética de entradas e saídas eq. (2.14) uma vez que não é possível a determinação de um insumo e um produto para este tipo de equipamento. Para os demais equipamentos a eficiência exergética é a chamada eficiência racional eq. (2.13).

Os trocadores de calor que compõem o nível de alta pressão possuem eficiência exergética maior que os do nível de baixa pressão. Em especial o economizador de baixa pressão possui uma eficiência baixa devido à grande diferença de temperatura entre os gases e a água. O condensador possui a menor eficiência exergética, de 21,41%, devido a ser um equipamento essencialmente dissipativo.

Na caldeira de recuperação, a geração de irreversibilidades deve-se principalmente a processos de transferência de calor com diferenças finitas de temperatura. A queda de pressão no lado da água e dos gases também participa na geração de irreversibilidade. Na turbina a vapor e nas bombas, a geração de irreversibilidades deve-se aos processos de expansão e compressão e ao atrito do fluido nas palhetas dos rotores. Com a utilização de queima suplementar, o processo de combustão no queimador contribui com parcela significativa na geração da irreversibilidade, pelas mesmas razões explicadas anteriormente no caso da câmara de combustão da turbina a gás.

Considerando-se apenas os equipamentos que compõem a caldeira de recuperação propriamente dita, o queimador suplementar e o evaporador de alta pressão são responsáveis por mais de 67% das irreversibilidades geradas. Quando se considera todo o chamado ciclo a vapor (HRSG + Turbina a Vapor + Condensador), cada HRSG contribui com 35,5% da irreversibilidade, sendo o restante distribuído entre a turbina a vapor (pouco mais de 22,5%) e o condensador (~ 5%).

7.1.3. Caldeira de recuperação com dois níveis de pressão

Da mesma forma aplicam-se às equações de balanço de exergia nos equipamentos considerados, referente a Figura. 6.5, determinando as irreversibilidades geradas em cada um. Na Tabela 7.5 são escritos os termos para as equações de balanço de exergia para o sistema.

Tabela 7.5 Equações de balanço de exergia – caldeira de recuperação – 2 níveis de pressão.

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{Q}	\dot{W}_{vc}	\dot{I}_{vc}
Queimador suplementar	$\dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{28} e_{28}$	$\dot{m}_5 e_5$	-	-	\dot{I}_{qs}
Superaquecedor de alta	$\dot{m}_5 e_5 + \dot{m}_{22} e_{22}$	$\dot{m}_6 e_6 - \dot{m}_{23} e_{23}$	-	-	\dot{I}_{shhp}
Evaporador de alta	$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{21} e_{21}$	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{22} e_{22}$	-	-	\dot{I}_{evhp}
Economizador de alta	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{21} e_{21}$	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{19} e_{19}$	-	-	\dot{I}_{ecohp}
Superaquecedor de baixa	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{18} e_{18}$	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{20} e_{20}$	-	-	\dot{I}_{shlp}
Evaporador de baixa	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{15} e_{15}$	$\dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{16} e_{16}$	-	-	\dot{I}_{evlp}
Economizador de baixa	$\dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{12} e_{12}$	$\dot{m}_{11} e_{11} + \dot{m}_{13} e_{13}$	-	-	\dot{I}_{ecolp}
Desaerador	$\dot{m}_{13} e_{13} + \dot{m}_{17} e_{17}$	$\dot{m}_{14} e_{14} + \dot{m}_{15} e_{15}$	-	-	\dot{I}_{desa}
Bomba de condensado	$\dot{m}_{34} e_{34}$	$\dot{m}_{12} e_{12}$	-	\dot{W}_{bc}	\dot{I}_{bc}
Bomba de alimentação	$\dot{m}_{14} e_{14}$	$\dot{m}_{19} e_{19}$	-	\dot{W}_{fw}	\dot{I}_{fw}

Turbina a vapor da alta	$\dot{m}_{29}e_{29}$	$\dot{m}_{30}e_{30}$	-	\dot{W}_{tvhp}	\dot{I}_{tvhp}
Turbina a vapor da baixa	$\dot{m}_{31}e_{31}$	$\dot{m}_{32}e_{32}$	-	\dot{W}_{tvlp}	\dot{I}_{tvlp}
Mixer 2	$\dot{m}_{30}e_{30} + \dot{m}_{20}e_{20}$	$\dot{m}_{31}e_{31}$	-	-	\dot{I}_{M2}
Condensador	$\dot{m}_{32}e_{32} + \dot{m}_{26}e_{26}$	$\dot{m}_{33}e_{33} + \dot{m}_{27}e_{27}$	-	-	\dot{I}_{cond}

Na tabela 7.6, e nas Figuras 7.6 e 7.7 são mostrados os valores da eficiência exergetica, da irreversibilidade gerada e da percentagem de irreversibilidade gerada por cada equipamento no total da caldeira de recuperação com dois níveis de pressão.

Tabela 7.6 Eficiência Exergetica e Irreversibilidade na Caldeira de Recuperação (CC2P)

	$\epsilon(\%)$	$\dot{I}(\text{MW})$	$\dot{I}_i / \dot{I}_T(\%)$
Desaerador	82,23	0,78	0,65
Economizador de Alta Pressão	84,20	4,08	3,42
Economizador de Baixa Pressão	33,32	1,50	1,26
Evaporador de Alta Pressão	82,32	8,61	7,22
Evaporador de Baixa Pressão	71,19	2,54	2,13
Mixer 2	99,38	0,49	0,41
Queimador Suplementar	87,07	18,49	15,51
Superaquecedor de Alta Pressão	82,87	5,46	4,58
Superaquecedor de Baixa Pressão	36,61	0,38	0,32
HRSG	70,02	42,33	35,51
Bomba de condensado	36,25	0,031	0,03
Bomba de Alimentação	81,37	0,208	0,17
Turbina de Alta Pressão	79,99	22,71	19,05
Turbina de Baixa Pressão	94,60	3,77	3,16
Condensador	28,18	7,83	6,57
Ciclo a Vapor	56,98	119,21	100,00

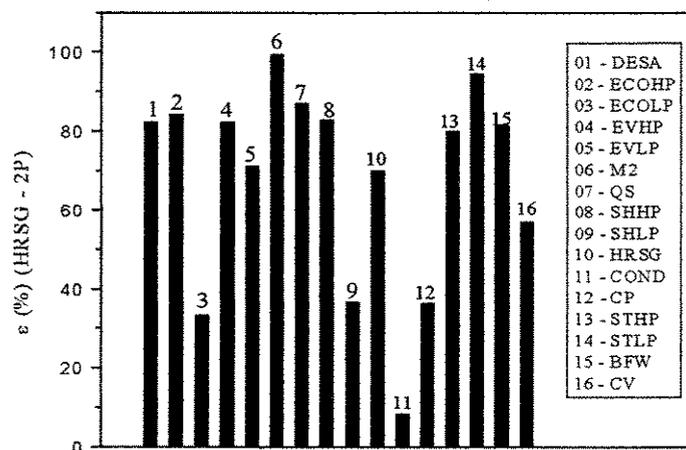
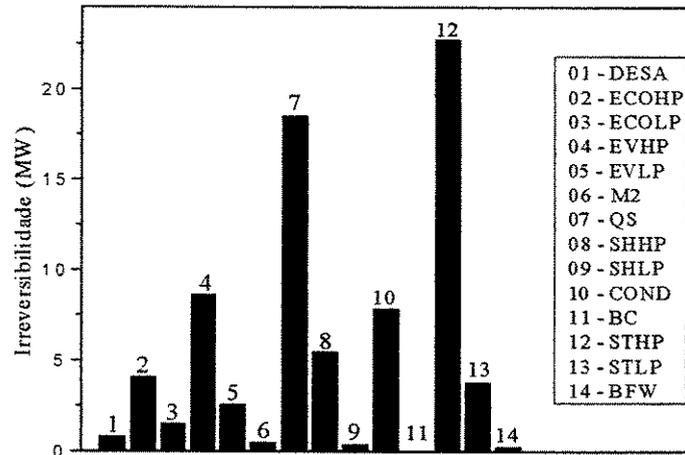
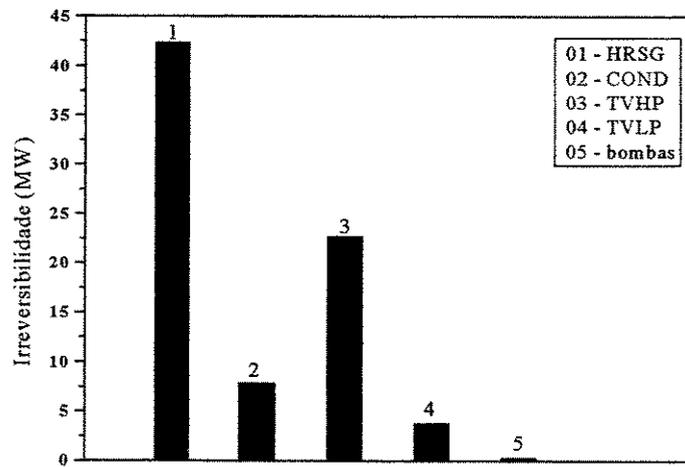


Figura 7.6 Eficiência exergetica – Caldeira de recuperação 2 níveis de pressão

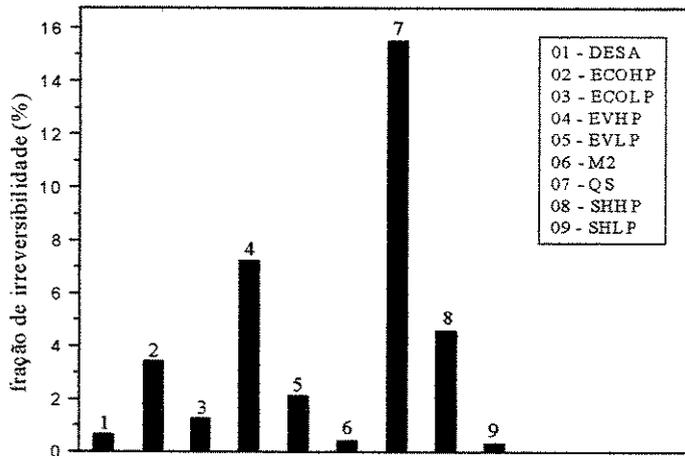


a)



b)

Figura 7.7 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação com dois níveis de pressão; b) ciclo a vapor.



a)

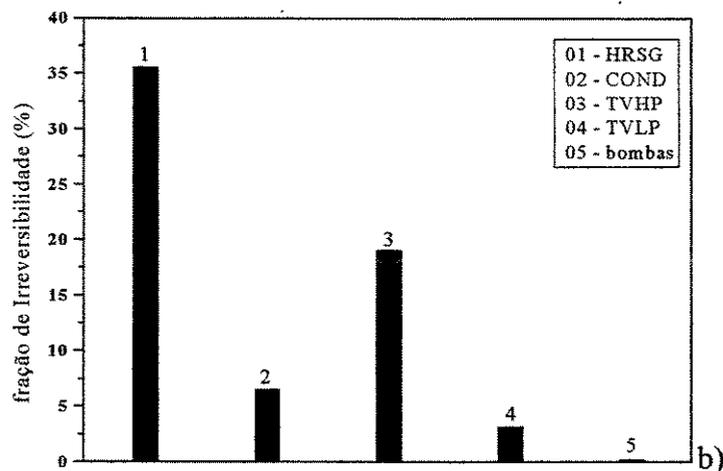


Figura 7.8 Distribuição da Irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação de dois níveis de pressão; (b) ciclo a vapor.

A Figura 7.6 apresenta a comparação das eficiências exergéticas de todos os componentes. Da mesma forma que o sistema com um único nível de pressão, os trocadores de calor que compõem o nível de alta pressão possuem eficiência exergética maior que os do nível de baixa pressão. Porém a diferença entre as eficiências para as condições sem e com queima suplementar é praticamente nula. Dos equipamentos considerados, o condensador possui a menor eficiência.

A Figura 7.7 mostra os valores das irreversibilidades geradas nos equipamentos e a Figura 7.8 a distribuição da irreversibilidade entre eles. Considerando-se somente a caldeira, o queimador suplementar e o evaporador de alta pressão são as maiores fontes de irreversibilidades. No caso do sistema a vapor as duas caldeiras contribuem cada uma com 35,5% das irreversibilidades, as turbinas a vapor com 19,05% no estágio de alta e 3,16% no estágio de baixa e o condensador com 6,25%.

7.1.4. Ciclo a vapor com caldeira de recuperação de três níveis de pressão

Da mesma forma aplicam-se as equações de balanço de exergia nos equipamentos considerados, de modo a determinar as irreversibilidades geradas em cada equipamento. A tabela 7.7 mostra os termos das equações de balanço de exergia para este sistema, referenciados à figura 6.6, temos:

Tabela 7.7 Equações de balanço de exergia – caldeira de recuperação – 3 níveis de pressão.

Componente	$\sum \dot{m}_e e_e$	$\sum \dot{m}_s e_s$	\dot{Q}	\dot{W}_{vc}	\dot{I}_{vc}
Queimador suplementar	$\dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{28} e_{28}$	$\dot{m}_5 e_5$	-	-	\dot{I}_{qs}
Superaquecedor de alta	$\dot{m}_5 e_5 + \dot{m}_{36} e_{36}$	$\dot{m}_{37} e_{37} + \dot{m}_6 e_6$	-	-	\dot{I}_{shhp}
Evaporador de alta	$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{35} e_{35}$	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{36} e_{36}$	-	-	\dot{I}_{evhp}
Economizador de alta	$\dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{34} e_{34}$	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{35} e_{35}$	-	-	\dot{I}_{ecohp}
Superaquecedor intermediário	$\dot{m}_8 e_8 + \dot{m}_{32} e_{32}$	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{33} e_{33}$	-	-	\dot{I}_{ship}
Evaporador intermediário	$\dot{m}_9 e_9 + \dot{m}_{31} e_{31}$	$\dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_{32} e_{32}$			\dot{I}_{evip}
Economizador intermediário	$\dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{30} e_{30}$	$\dot{m}_{11} e_{11} - \dot{m}_{31} e_{31}$			\dot{I}_{ecoop}
Superaquecedor de baixa	$\dot{m}_{11} e_{11} + \dot{m}_{21} e_{21}$	$\dot{m}_{12} e_{12} - \dot{m}_{22} e_{22}$			\dot{I}_{shlp}
Evaporador de baixa	$\dot{m}_{12} e_{12} + \dot{m}_{17} e_{17}$	$\dot{m}_{13} e_{13} + \dot{m}_{19} e_{19}$	-	-	\dot{I}_{evlp}
Economizador de baixa	$\dot{m}_{13} e_{13} + \dot{m}_{15} e_{15}$	$\dot{m}_{14} e_{14} + \dot{m}_{16} e_{16}$	-	-	\dot{I}_{ecolp}
Desaerador	$\dot{m}_{20} e_{20} + \dot{m}_{16} e_{16}$	$\dot{m}_{17} e_{17} + \dot{m}_{18} e_{18}$	-	-	\dot{I}_{desa}
Bomba de condensado	$\dot{m}_{45} e_{45}$	$\dot{m}_{15} e_{15}$	-	\dot{W}_{bc}	\dot{I}_{bc}
Bomba intermediária	$\dot{m}_{18} e_{18}$	$\dot{m}_{23} e_{23}$		\dot{W}_{bip}	\dot{I}_{bip}
Bomba de alta	$\dot{m}_{29} e_{29}$	$\dot{m}_{34} e_{34}$	-	\dot{W}_{fw}	\dot{I}_{fw}
Turbina a vapor da alta	$\dot{m}_{38} e_{38}$	$\dot{m}_{39} e_{39}$	-	\dot{W}_{tvhp}	\dot{I}_{tvhp}
Turbina a vapor interm.	$\dot{m}_{40} e_{40}$	$\dot{m}_{41} e_{41}$		\dot{W}_{tvip}	\dot{I}_{tvip}
Turbina a vapor da baixa	$\dot{m}_{42} e_{42}$	$\dot{m}_{43} e_{43}$	-	\dot{W}_{tvlp}	\dot{I}_{tvlp}
Mixer 2	$\dot{m}_{33} e_{33} + \dot{m}_{39} e_{39}$	$\dot{m}_{40} e_{40}$	-	-	\dot{I}_{M2}
Mixer 3	$\dot{m}_{22} e_{22} + \dot{m}_{41} e_{41}$	$\dot{m}_{42} e_{42}$			
Condensador	$\dot{m}_{43} e_{43} + \dot{m}_{26} e_{26}$	$\dot{m}_{44} e_{44} + \dot{m}_{27} e_{27}$	-	-	\dot{I}_{cond}

Na tabela 7.8 e nas Figuras 7.9, 7.10 e 7.11 são mostrados os valores da eficiência exergética, da irreversibilidade gerada e da percentagem de irreversibilidade gerada por cada equipamento no total do sistema a vapor com caldeira de recuperação com três níveis de pressão.

Tabela 7.8 Eficiência Exergética e Irreversibilidade no sistema a vapor com caldeira de recuperação (3 níveis de pressão).

	$\epsilon(\%)$	$\dot{i}(\text{MW})$	$\dot{I}_i / \dot{I}_T(\%)$
Desaerador	81,61	817,50	0,74
Economizador de Alta Pressão	81,74	4395,00	3,97
Economizador de Pressão Intermediária	78,50	37,40	0,03
Economizador de Baixa Pressão	5,26	2423,00	2,19
Evaporador de Alta Pressão	81,92	8904,00	8,04
Evaporador de Intermediária Pressão	73,12	424,50	0,38
Evaporador de Baixa Pressão	73,56	2311,00	2,09
Superaquecedor de Alta Pressão	82,35	5491,00	4,96
Superaquecedor de Pressão Intermediária	74,56	7,32	0,01
Superaquecedor de Baixa Pressão	35,77	385,70	0,35
Queimador Suplementar	87,10	18446,00	16,66
Mixer 2	100,00	5,60	0,01
Mixer 3	99,96	27,71	0,03
HRSG	72,54	43675,73	39,45
Bomba de Condensado	22,76	45,91	0,04
Bomba de Pressão Intermediária	73,81	32,12	0,03
Bomba de alimentação	84,56	143,80	0,13
Turbina de Alta Pressão	93,23	4837,00	4,37
Turbina de Pressão Intermediária	91,28	3829,00	3,46
Turbina de Baixa Pressão	89,48	6970,00	6,29
Condensador	28,20	7514,00	6,79
Ciclo a Vapor (Total)	60,40	110723,29	100,00

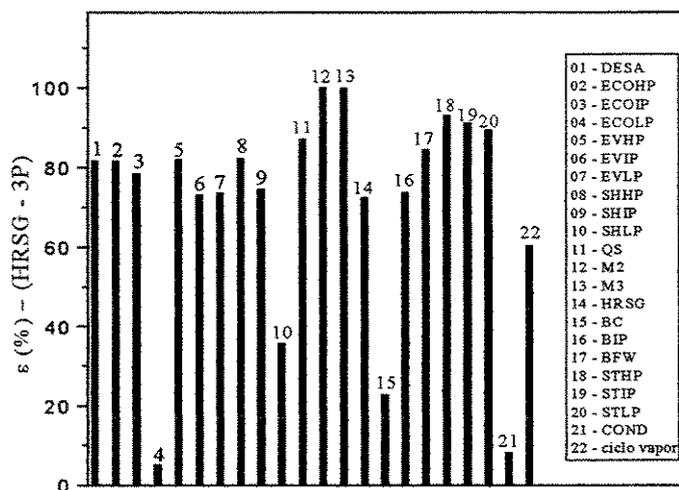


Figura 7.9 Eficiência exergética – Caldeira de recuperação três níveis de pressão

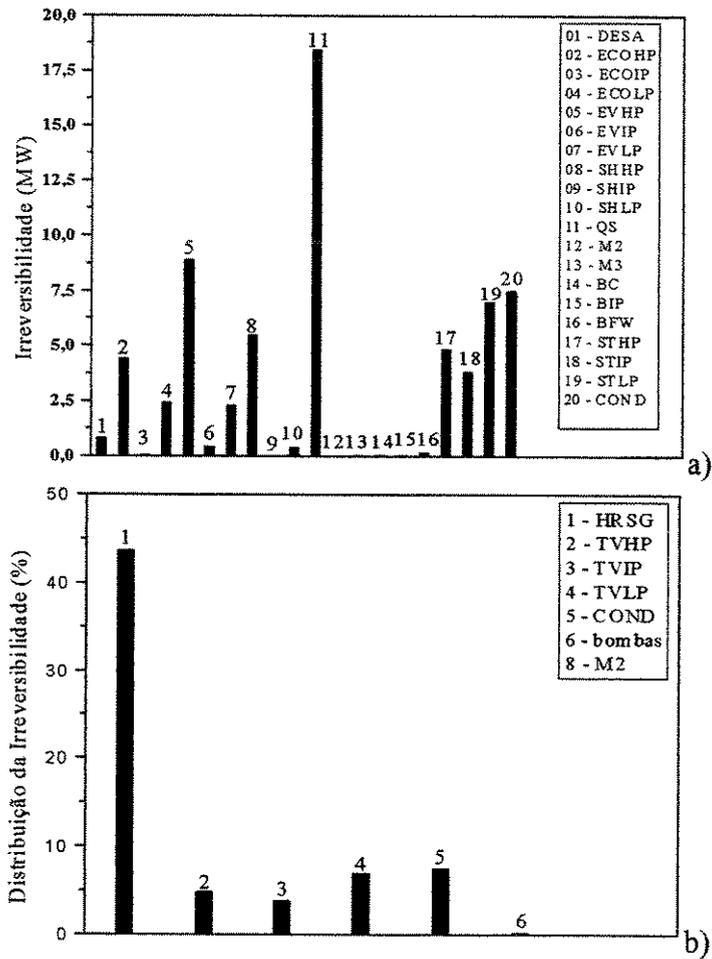
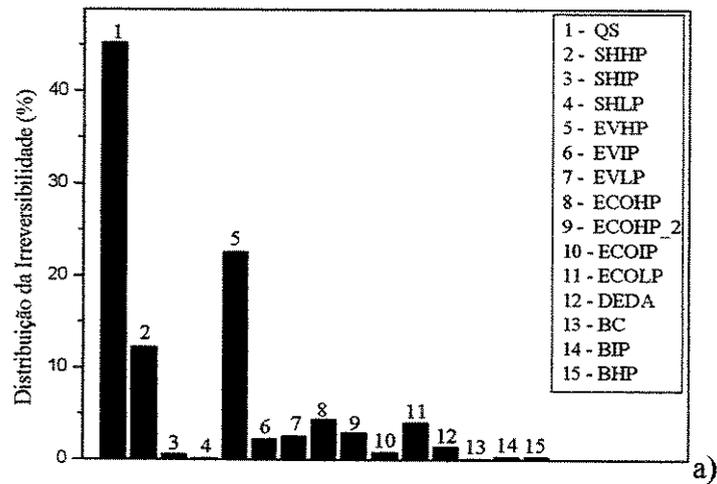


Figura 7.10 Irreversibilidade Gerada – (a) Caldeira de recuperação com três níveis de pressão; (b) ciclo a vapor.



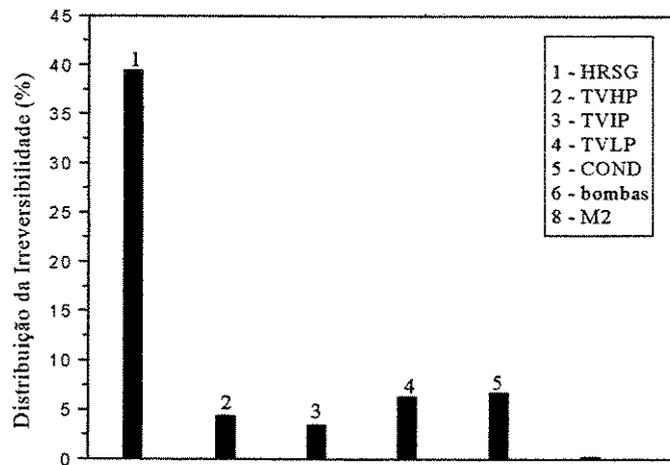


Figura 7.11 Distribuição da irreversibilidade – (a) Caldeira de recuperação com três níveis de pressão;(b) ciclo a vapor.

A Figura 7.9 apresenta a comparação das eficiências exergéticas de todos os componentes. Ao contrário dos casos anteriores, os trocadores de calor que compõem o nível de pressão intermediária possuem eficiência exergética maior que os do nível de alta e baixa pressão, estendendo-se este comportamento para os três níveis de expansão nas turbinas a vapor. Porém, o nível de alta pressão possui uma eficiência maior que o nível de baixa. Analogamente aos casos anteriores, o condensador possui a menor eficiência dentre os equipamentos considerados.

A Figura 7.10 mostra os valores das irreversibilidades geradas nos equipamentos e a Figura 7.11 a distribuição das irreversibilidades entre eles. A distribuição das irreversibilidades segue a mesma orientação dos casos anteriores, destacando-se neste caso uma maior geração de irreversibilidade pelo superaquecedor de alta pressão e uma pequena diminuição na parcela da irreversibilidade gerada pela caldeira de recuperação.

7.1.5. Comparação entre os três sistemas propostos.

A Figura 7.12 faz uma comparação entre a eficiência das caldeiras, o sistema a vapor e o ciclo combinado entre cada sistema proposto. A eficiência da caldeira aumenta 13,4% entre um e dois níveis de pressão e 3,5% entre 2 e 3 níveis. Comparando-se a eficiência do ciclo a vapor o aumento entre 1 e 2 níveis é de 16,08% e entre 2 e 3 níveis de 6,01% (Figura 7.13); A eficiência do ciclo combinado aumenta 4,91% entre 1 e 2 níveis e 2,86% entre 2 e 3 níveis (Figura 7.14). O aumento do número de níveis de pressão na caldeira de recuperação permite a diminuição de temperatura entre as correntes de gás e de vapor; Tal diminuição permite um melhor

aproveitamento do calor presente nos gases de escape da turbina. Esta característica determina também a diminuição da irreversibilidade gerada ao aumentarmos os níveis de pressão da caldeira como mostrado na Figura 7.15. A irreversibilidade diminui 5,44% entre 1 e 2 níveis de pressão e 7,12% entre 2 e 3 níveis de pressão.

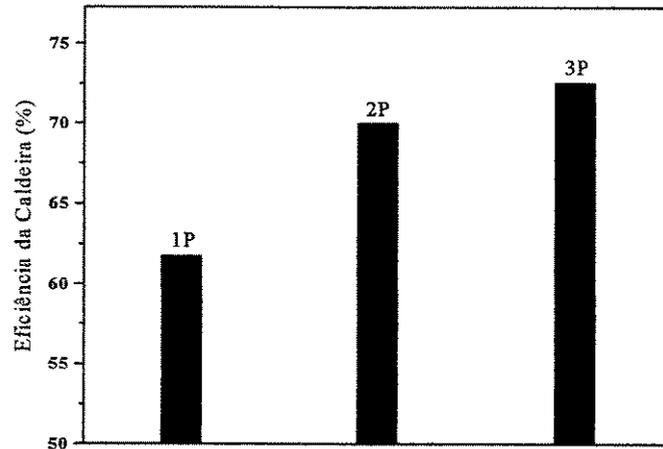


Figura 7.12 Eficiência Exergética da Caldeira de Recuperação – 1,2 e 3 níveis de pressão

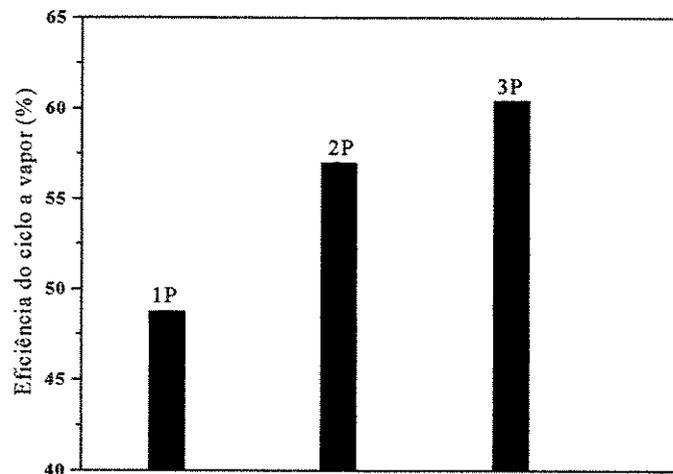


Figura 7.13 Eficiência Exergética do Ciclo a Vapor – 1,2 e 3 níveis de pressão

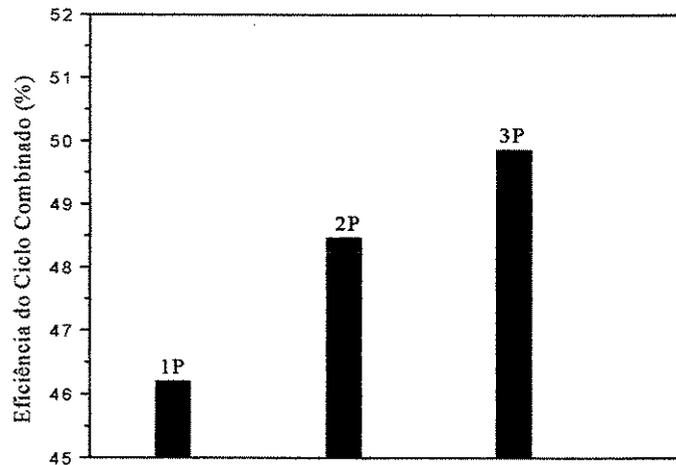


Figura 7.14 Eficiência Exergética do Ciclo Combinado – 1, 2 e 3 níveis de pressão

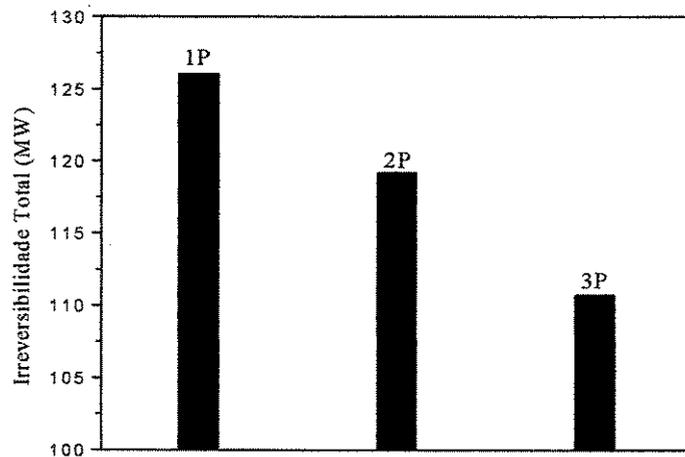


Figura 7.15 Irreversibilidade total gerada nos ciclos combinados com 1, 2 e 3 níveis de pressão.

7.2. Análise Termoeconômica – Custo Exergético

Para os sistemas propostos foram utilizadas duas metodologias de análise termoeconômica para a determinação dos custos exergéticos e monetários. A Teoria do Custo Exergético, proposta por Lozano e Valero (1993) e uma adaptação da Análise Funcional Termoeconômica formulada por Frangopoulos (1983). Para demonstrar o uso de cada metodologia, o sistema de ciclo combinado com um único nível de pressão será analisado, realizando-se os balanços de custos exergéticos e a distribuição de custos segundo cada um dos métodos.

7.2.1. Custo Exergético pela Teoria do Custo Exergético.

A análise termoeconômica pelo método da Teoria do Custo Exergético já foi apresentada anteriormente no Capítulo 5 na análise do ciclo Rankine, atualmente operando na planta de utilidades da CST. Portanto, esta seção limita-se apenas à apresentação das equações de balanço de custos exergéticos nos volumes de controle do sistema e das equações auxiliares para a determinação dos custos exergéticos das correntes e da potência do sistema, mostrados na Tabela 7.9.

Tabela 7.9 Balanços de custos exergéticos para o ciclo combinado com 1 nível de pressão

Componente	$\sum k_e e_e$	$\sum k_s e_s$
Compressor de ar	$k_1 e_1$	$k_2 e_2 - k_p \dot{W}_C$
Câmara de Combustão	$k_2 e_2 + k_{25} e_{25} + k_{GAF} e_{ch_GAF}$	$k_3 e_3$
Turbina de potência	$k_3 e_3$	$k_4 e_4 - k_p \dot{W}_{TG}$
Compressão de GAF	$k_{24} e_{24}$	$k_{25} e_{25} - k_p \dot{W}_{CGAF}$
Queimador suplementar	$k_4 e_4 + k_{30} e_{30}$	$k_5 e_5$
Superaquecedor	$k_5 e_5 + k_{18} e_{18}$	$k_6 e_6 + k_{19} e_{19}$
Evaporador de alta	$k_6 e_6 + k_{17} e_{17}$	$k_7 e_7 + k_{18} e_{18}$
Economizador de alta	$k_7 e_7 + k_{16} e_{16}$	$k_8 e_8 + k_{17} e_{17}$
Evaporador de baixa	$k_8 e_8 + k_{14} e_{14}$	$k_9 e_9 + k_{15} e_{15}$
Economizador de baixa	$k_9 e_9 + k_{11} e_{11}$	$k_{10} e_{10} - k_{11} e_{11}$
Desaerador	$k_{12} e_{12} + k_{15} e_{15}$	$k_{13} e_{13} + k_{14} e_{14}$
Bomba de condensado	$k_{23} e_{23}$	$k_{11} e_{11} - k_v W_{bc}$
Bomba de alimentação	$k_{13} e_{13}$	$k_{16} e_{16} - k_v W_{fw}$
Turbina a vapor	$k_{20} e_{20}$	$k_{21} e_{21} - k_v \dot{W}_{TV}$
Condensador	$k_{21} e_{21} + k_{26} e_{26}$	$k_{27} e_{27} + k_{22} e_{22}$

Além das equações de balanço de custo exergético, as equações complementares do sistema são mostradas na Tabela 7.10.

Tabela 7.10 Relações adicionais na determinação do custo exergético – CC1P

Hipótese	Relações	Hipótese	Relações	Hipótese	Relações	Hipótese	Relações
1		2		3		4	
	$k_{GCO} = 1$		$k_3 = k_4$	D1	$k_{19} = k_{20}$		$k_5 = k_6$
	$k_1 = 1$		$k_{20} = k_{21}$	D2	$k_{22} = k_{23}$		$k_6 = k_7$
	$k_{24} = 1$			Desaerador	$k_{13} = k_{14}$		$k_7 = k_8$
	$k_{10} = 0$						$k_8 = k_9$

Assim, é possível determinar o valor do custo exergético unitário da potência produzida na turbina a gás e na turbina a vapor e também os custos de cada corrente do sistema. Estes valores são mostrados na Tabela 7.11 e na Figura 7.16.

Tabela 7.11 Custos Exergéticos Unitários para o ciclo combinado com 1 nível de pressão.

Corrente	De	Para	k	Corrente	De	Para	k
1	-	C AR	1,000	15	EVLP	DESAE	3,583
2	C AR	CCOMB	1,726	16	BFW	ECOHP	9,854
3	CCOMB	TG	1,587	17	ECOHP	EVHP	3,065
4	TG	QSUP	1,587	18	EVHP	SH	2,407
5	QSUP	SH	1,584	19	SH	D1	2,281
6	SH	EVHP	1,584	20	D1	TV	2,281
7	EVHP	ECOHP	1,584	21	TV	COND	2,281
8	ECOHP	EVLP	1,584	22	COND	D2	2,281
9	EVLP	ECOLP	1,584	23	D2	ECOLP	2,281
10	ECOLP	SAIDA	0	24	AF	C GAF	1,000
11	BC	ECOLP	5,631	25	C GAF	CCOMB	1,049
12	ECOLP	DESAE	45,17	28	GCO	QSUP	1,000
13	DESAE	BFW	12,13	TV	-	-	2,844
14	DESAE	EVLP	12,13	TG	-	-	1,620

O custo exergético unitário calculado para as potências produzidas leva a uma penalização da potência da turbina a vapor. Pelo método da Teoria do Custo Exergético todo o custo da irreversibilidade dos gases de escape é descarregado sobre o custo da potência da turbina a vapor, depreciando o custo da potência da turbina a gás e o tomando o da turbina a vapor muito caro. A distribuição de custos imposta pela Teoria do Custo Exergético penaliza de forma excessiva um produto (potência da turbina a vapor) que deveria ter um custo mais baixo, uma vez que os gases de escape sendo aproveitados para a geração de vapor deveriam aumentar a eficiência do sistema e possibilitar uma diminuição dos custos de produção desta potência.

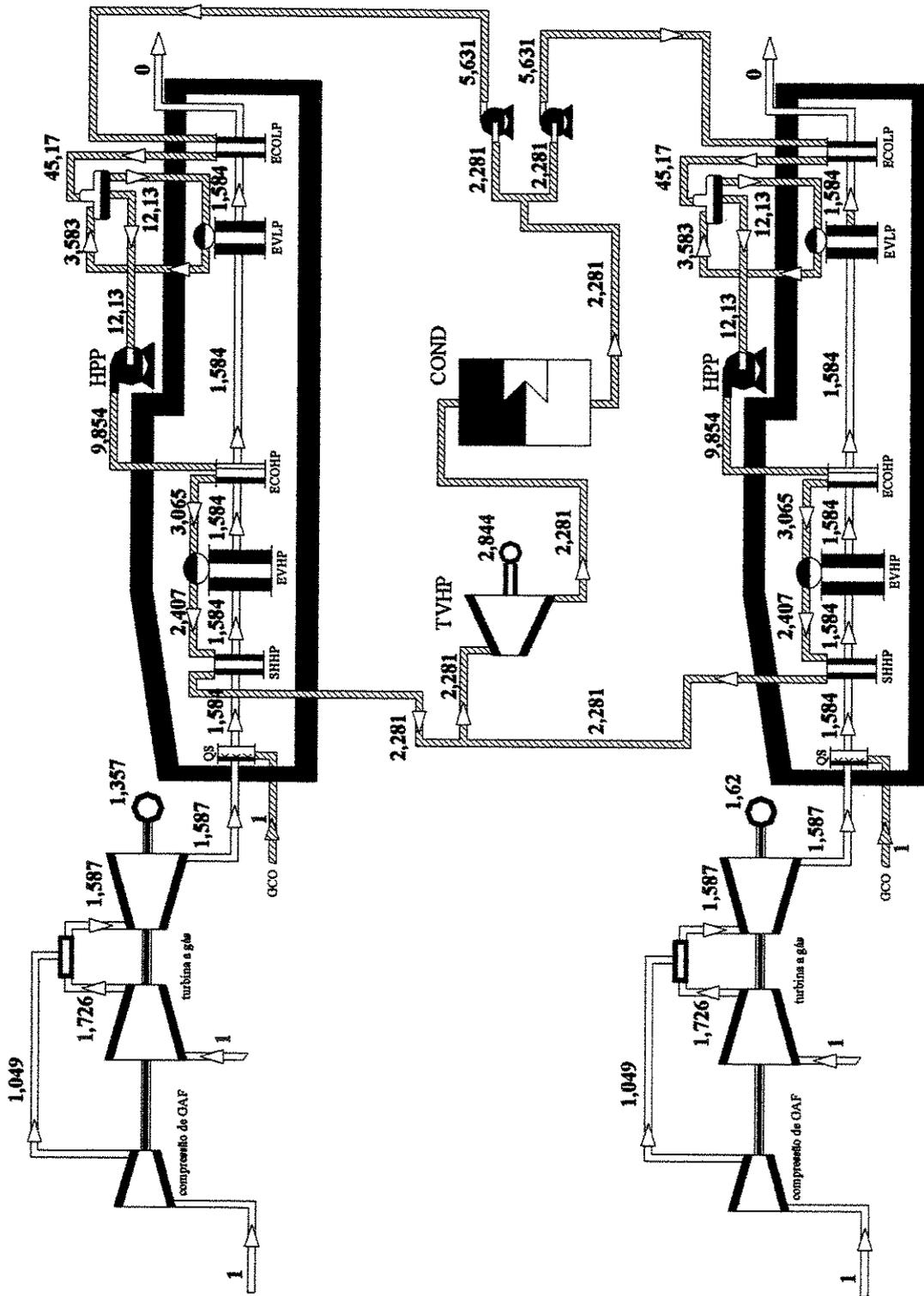


Figura 7.16 Distribuição dos custos exergéticos unitários do ciclo combinado com um único nível de pressão – Teoria do Custo Exergético.

Para obter uma distribuição de custos mais realista para o sistema, a Análise Funcional Termoeconômica foi usada para a determinação dos custos exergéticos do sistema analisado anteriormente.

7.2.2. Custo exergético pela Análise Funcional Termoeconômica.

O princípio da Análise Funcional Termoeconômica formulada por Frangopoulos (1983) baseia-se no conceito de junções e distribuidores de exergia e na construção do chamado diagrama funcional. A Figura 7.17 mostra o diagrama funcional do sistema de ciclo combinado com um único nível de pressão.

O diagrama funcional é composto por unidades reais (compressor de GAF, compressor de ar, câmara de combustão, turbina a gás, HRSG, bomba de alimentação e turbina a vapor) e de unidades virtuais (junções e distribuidores de exergia e potência). Cada unidade gera um produto através do consumo de um insumo, estes são mostrados na Tabela 7.12 para o exemplo considerado. Cada unidade envia seu produto para um centro distribuidor de exergia ou potência e recebe seu insumo de um destes. O balanço de custos exergéticos determina o custo dos insumos e produtos de cada unidade. As equações de balanços de custos são mostradas na tabela 7.13. Para obter-se um sistema de equações de solução única são arbitradas algumas equações adicionais mostradas na Tabela 7.14.

Tabela 7.12 Produtos e Insumos para o Diagrama Funcional CCIP.

Componente	Produto	Insumo
Compressor de GAF	$E2 = \dot{m}_{25}e_{25} - \dot{m}_{24}e_{24}$	$W_3 = W_{GAF}$
Compressor de Ar	$E1 = \dot{m}_2e_2 - \dot{m}_1e_1$	$W_2 = W_{COMP}$
Câmara de Combustão	$E3 = \dot{m}_3e_3 - \dot{m}_2e_2 - \dot{m}_{25}e_{25}$	$E_{GAF} = \dot{m}_{25}e_{o(GAF)}$
Turbina a Gás	$W_1 = W_{TG}$	$E4 = \dot{m}_3e_3 - \dot{m}_4e_4$
HRSG	$E8 = \dot{m}_{19}e_{19} - \dot{m}_{11}e_{11}$	$E5 = \dot{m}_4e_4 - \dot{m}_{10}e_{10}$ $E_{GCO} = \dot{m}_{28}e_{o(GCO)}$
Bomba de Alimentação	$E12 = \dot{m}_{16}e_{16} - \dot{m}_{13}e_{13}$	$W_6 = W_{fw}$
Turbina a Vapor + Condensador	$W_4 = W_{TV}$	$E9 = \dot{m}_{20}e_{20} - \dot{m}_{22}e_{22} + W_{bc}$

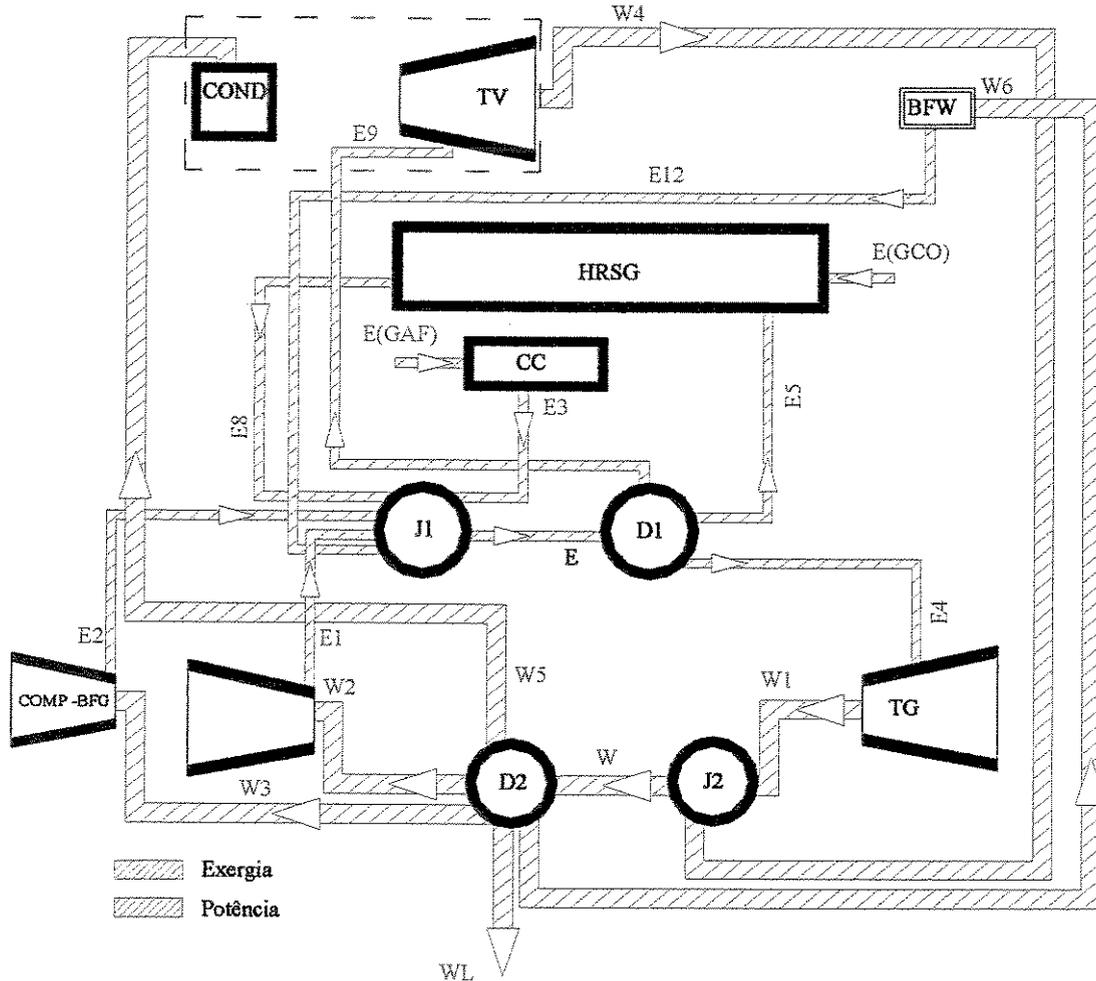


Figura 7.17 Diagrama Funcional – Ciclo Combinado com 1 nível de pressão

Tabela 7.13 Equações de Balanço de Custos para o CCIP

Componente	Equações de Balanço de Custo Exergético
Compressor de GAF	$E2 * k_2 = k_p * \dot{W}_3$
Compressor de Ar	$E1 * k_1 = k_p * \dot{W}_2$
Câmara de Combustão	$E3 * k_3 = k_{GAF} * E_{GAF}$
Turbina a Gás	$E4 * k_4 = k_p * \dot{W}_1$
HRSG	$E8 * k_8 = k_5 * E_5 + k_{GCO} * E_{GCO}$
Bomba de Alimentação	$E12 * k_{12} = k_v * \dot{W}_6$
Turbina a Vapor + Condensador	$E9 * k_9 = k_v * \dot{W}_4$

Tabela 7.14 Equações Adicionais para o Diagrama Funcional - CC1P

Componente	Equações de Balanço de Custo Exergético
Junção e Distribuidor de Exergia	$E1 * k_1 + E2 * k_2 + E3 * k_3 + E8 * k_8 + E12 * k_{12} = E4 * k_4 + E5 * k_5 + E9 * k_9$
Entradas - Combustível	$k_{GAF} = 1$ $k_{GCO} = 1$
Distribuidor de Exergia	$k_4 = k_5 = k_9$

Os resultados dos custos exergéticos unitários calculados para o sistema são mostrados na Figura 7.18.

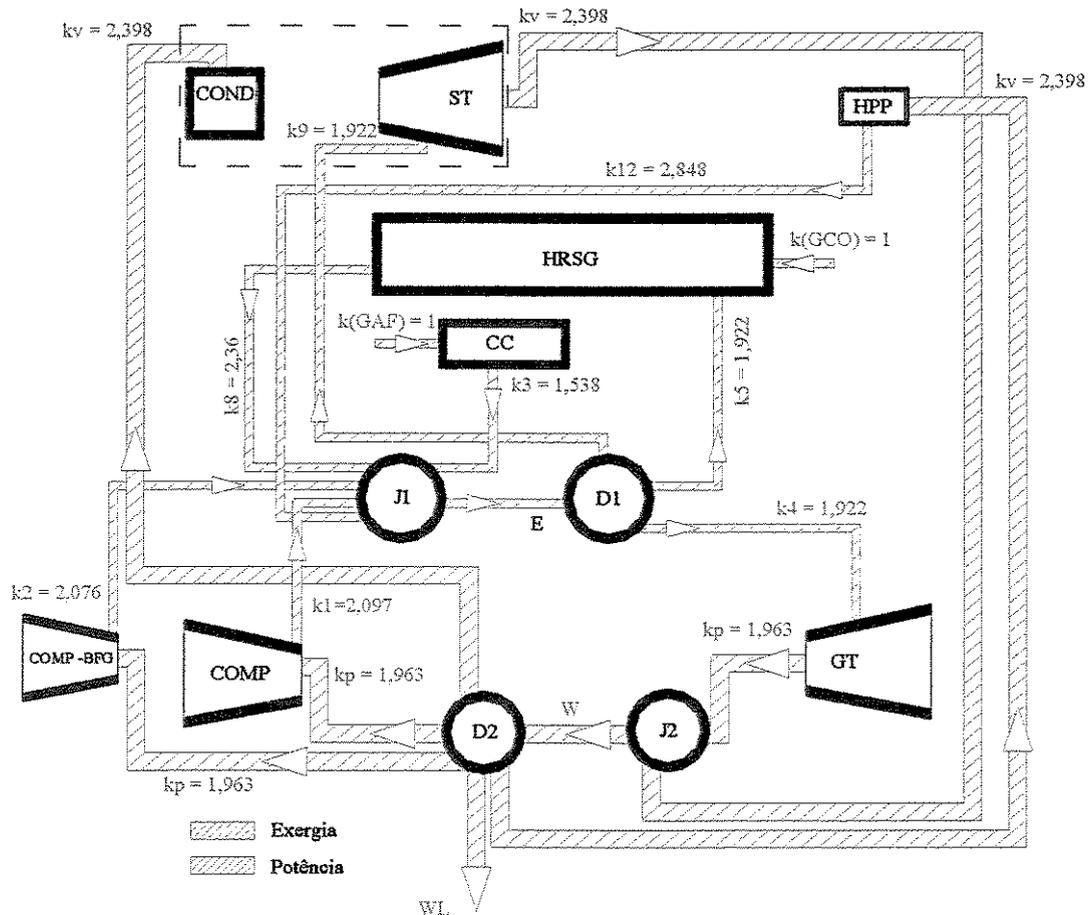


Figura 7.18 Distribuição de custos exergéticos unitários no diagrama funcional – CC1P

O uso de um distribuidor de exergia aumenta o custo da potência da turbina a gás e diminui o custo da potência produzida na turbina a vapor. Diferentemente da Teoria do Custo Exergético a Análise Funcional Termoeconômica não penaliza um único equipamento na distribuição da irreversibilidades geradas pelos gases de escape. Ao contrário, o uso de uma junção e de um distribuidor de exergia térmica permite distribuir de forma proporcional os custos exergéticos para os consumidores. Assim o custo da irreversibilidade gerada é distribuído de forma proporcional aos diversos equipamentos, permitindo uma redução no custo da potência da turbina a vapor e atingindo uma situação “mais justa” na distribuição dos custos dos produtos.

7.2.3. Custo exergético pela Análise Funcional Termoeconômica usando neguentropia.

A utilização da neguentropia para distribuição dos custos de irreversibilidades externas foi introduzida por Frangopoulos (1983) ao analisar um sistema de geração de potência com turbina de condensação. O uso do tratamento com neguentropia redistribui os custos dando créditos quando o processo diminui a entropia das correntes de fluido, ou penalizando-o quando aumenta a entropia (Frangopoulos, 1983). O termo neguentropia é definido segundo a Eq. (7.1)

$$N = (T_o) * (S - S_o) \quad (7.1)$$

Ao adicionar a neguentropia, um novo diagrama funcional deve ser feito, Figura 7.19. Em comparação ao diagrama funcional, mostrado na Figura 7.17, o diagrama funcional com uso de neguentropia apresenta três novas unidades virtuais: a chaminé, a junção de neguentropia (J3) e o distribuidor de neguentropia (D3). Os volumes de controle que representam o compressor de ar, a câmara de combustão, turbina a gás, a turbina a vapor e a bomba de alimentação incluem equipamentos que “consomem” neguentropia; O volume de controle virtual denominado “chaminé” produz a neguentropia necessária para levar os gases de escape da turbina até as condições de equilíbrio com o ambiente. Outro volume de controle que gera neguentropia é o condensador, que diminui a entropia do vapor até as condições do condensado. A caldeira de recuperação e o sistema de compressão do GAF são volumes de controle que consomem e geram neguentropia; No caso da caldeira de recuperação o consumo de neguentropia vem do aumento da entropia do vapor que é produzido nesta e a produção de neguentropia decorre da diminuição da entropia dos gases de escape da turbina. No sistema de compressão de GAF o consumo de

neguentropia prove do aumento da entropia dos gases durante a compressão e a produção de neguentropia na diminuição de entropia que ocorre no intercooler. Insumos e produtos de cada volume de controle são mostrados na tabela 7.15.

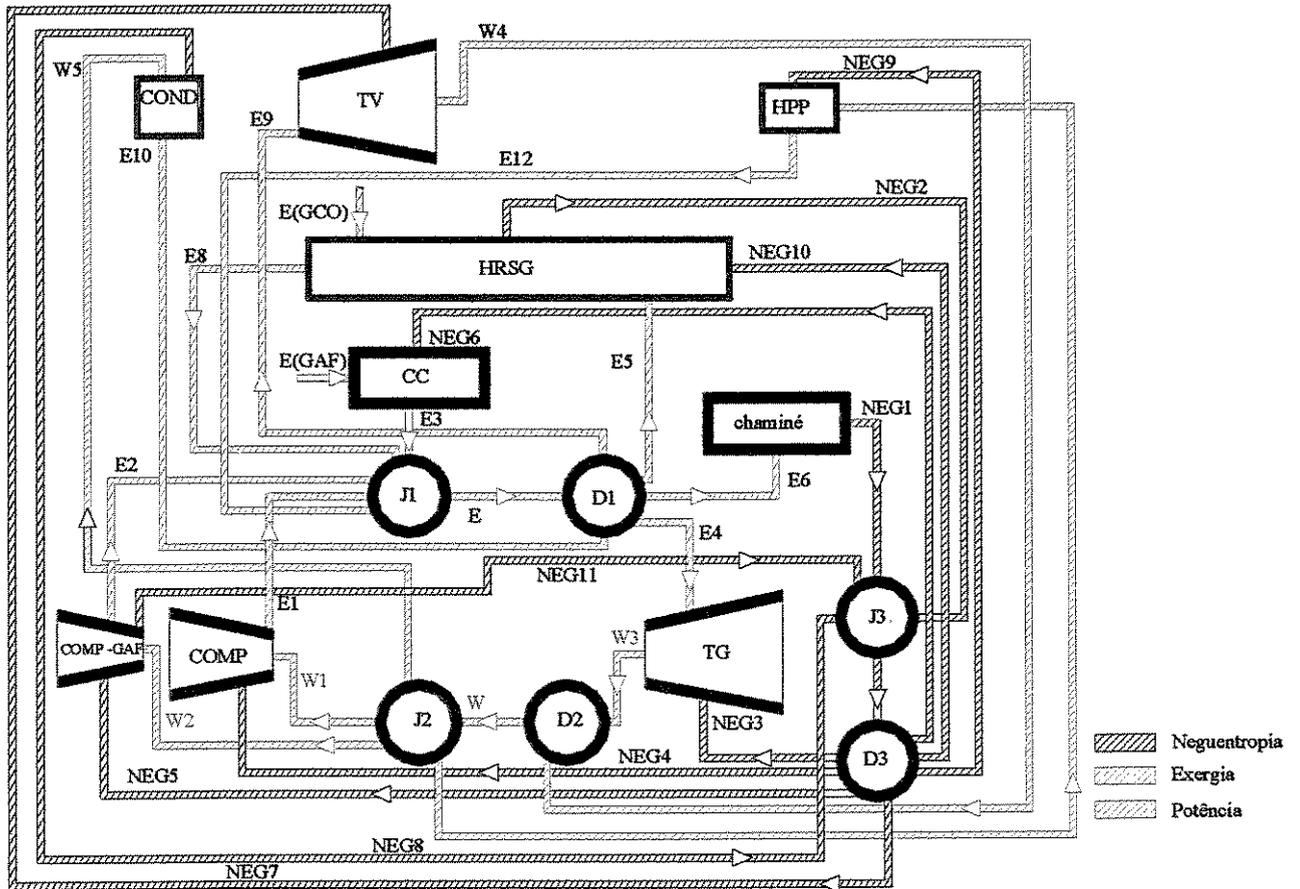


Figura 7.19 Diagrama Funcional usando neguentropia- CCIP

Tabela 7.15 Produtos e Insumos para o Diagrama Funcional usando neguentropia CCIP.

Componente	Produto	Insumo
Compressor de GAF	$E2 = \dot{m}_{25}e_{25} - \dot{m}_{24}e_{24}$ $Neg_{11} = N_{25} - N_{24}$	$W_3 = W_{GAF}$ $Neg_5 = N_{25} - N_{24}$
Compressor de Ar	$E1 = \dot{m}_2e_2 - \dot{m}_1e_1$	$W_2 = W_{COMP}$ $Neg_4 = N_2 - N_1$
Câmara de Combustão	$E3 = \dot{m}_3e_3 - \dot{m}_2e_2 - \dot{m}_{25}e_{25}$	$E_{GAF} = \dot{m}_{25}e_{(GAF)}^0$ $Neg_6 = N_3 - N_2 - N_{25}$

Turbina a Gás	$W_1 = W_{TG}$	$E_4 = \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_4 e_4$ $Neg_3 = N_4 - N_3$
HRSG	$E_8 = \dot{m}_{19} e_{19} - \dot{m}_{11} e_{11}$ $Neg_{10} = N_{11} - N_{19}$	$E_5 = \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_{10} e_{10}$ $E_{GCO} = \dot{m}_{30} e_o(GCO)$ $Neg_2 = N_{10} - N_4$
Chaminé	$Neg_1 = N_{10}$	$E_6 = \dot{m}_{10} e_{10}$
Bomba de Alimentação	$E_{12} = \dot{m}_{16} e_{16} - \dot{m}_{13} e_{13}$	$\dot{W}_6 = \dot{W}_{fw}$ $Neg_9 = N_{16} - N_{13}$
Turbina a Vapor + Condensador	$W_4 = W_{TV}$	$E_9 = \dot{m}_{20} e_{20} - \dot{m}_{21} e_{21}$ $Neg_7 = N_{21} - N_{20}$
Condensador	$Neg_8 = N_{21} - N_{22}$	$\dot{W}_5 = \dot{W}_{bc}$ $E_{10} = \dot{m}_{21} e_{21} - \dot{m}_{22} e_{22}$

Logo, a nova configuração dos balanços de custos exergeticos para o sistema é mostrada na Tabela 7.16.

Tabela 7.16 Equações de Balanço de Custos para o digrama funcional com nequentropia - (CC1P)

Componente	Equações de Balanço de Custo Exergetico
Compressor de GAF	$E_2 * k_2 = k_p * \dot{W}_3 + Neg_5 * kn_5$
Compressor de Ar	$E_1 * k_1 = k_p * \dot{W}_2 + Neg_4 * kn_4$
Câmara de Combustão	$Neg_6 * kn_6 + k_{GAF} * E_{GAF} = E_3 * k_3$
Turbina a Gás	$E_4 * k_4 + Neg_3 * kn_3 = k_p * \dot{W}_1$
HRSG	$E_8 * k_8 + Neg_{10} * kn_{10} = k_5 * E_5 + k_{GCO} * E_{GCO} + Neg_2 * kn_2$
Chaminé	$E_6 * k_6 = Neg_1 * kn_1$
Bomba de Alimentação	$E_{12} * k_{12} = k_v * \dot{W}_6 + Neg_9 * kn_9$
Turbina a Vapor	$E_9 * k_9 + Neg_7 * kn_7 = k_v * \dot{W}_4$
Condensador	$E_{10} * k_{10} + W_5 * k_v = Neg_8 * kn_8$

Com a introdução de novos volumes de controle são necessárias novas equações adicionais para a formação de um sistema de equações com solução única, mostradas na Tabela 7.17.

Tabela 7.17 Equações Adicionais para o Diagrama Funcional com neguentropia - CC1P

Componente	Equações de Balanço de Custo Exergético
Junção e Distribuidor de Exergia	$E1 * k_1 + E2 * k_2 + E3 * k_3 + E8 * k_8 + E12 * k_{12} =$ $E4 * k_4 + E5 * k_5 + E6 * k_6 + E9 * k_9 + E10 * k_{10}$
Junção e Distribuidor de Neguentropia	$Neg_1 * kn_1 + Neg_2 * kn_2 + Neg_8 * kn_8 + Neg_{11} * kn_{11} = Neg_3 * kn_3$ $+ Neg_4 * kn_4 + Neg_5 * kn_5 + Neg_7 * kn_7 + Neg_9 * kn_9 + Neg_{10} * kn_{10}$
Entradas - Combustível	$k_{GAF} = 1$ $k_{GCO} = 1$
Distribuidor de Exergia	$k_4 = k_5 = k_6 = k_9 = k_{10}$
Distribuidor de Neguentropia	$kn_3 = kn_4 = kn_5 = kn_6 = kn_7 = kn_9 = kn_{10}$
Compressor de GAF	$kn_5 = kn_{11}$
HRSO	$kn_2 = kn_{10}$

Os resultados dos custos exergéticos unitários são mostrados na Figura 7.19. O uso da neguentropia diminui os custos da potência produzida pela turbina a vapor e aumenta os da turbina a gás, porém a diferença entre os valores encontrados é relativamente pequena, (em torno de 2%), com relação aos obtidos com a Análise Funcional. Resultados semelhantes foram encontrados por Alves e Nebra (2003) na análise de um ciclo de turbina a gás com recuperação química. Os gases de exaustão deixam a caldeira de recuperação a uma temperatura baixa, de modo que a irreversibilidade que é gerada por esses gases é relativamente pequena em relação ao total produzido. Neste caso o uso da distribuição de custos através da inclusão da neguentropia não afeta de forma significativa os resultados encontrados coma a análise sem o uso desta. A neguentropia possui um efeito decisivo no caso de uma análise de custo do calor que pode ser aproveitado em uma caldeira de recuperação. Neste caso a diferença de custos obtidos pelo fluxo “E8”, que representaria o fluxo de calor gerado na caldeira de recuperação, mostra uma diminuição de 38,5% ao utilizar-se a neguentropia para a distribuição de custos. Uma comparação entre todos os fluxos é mostrada na Tabela 7.18.

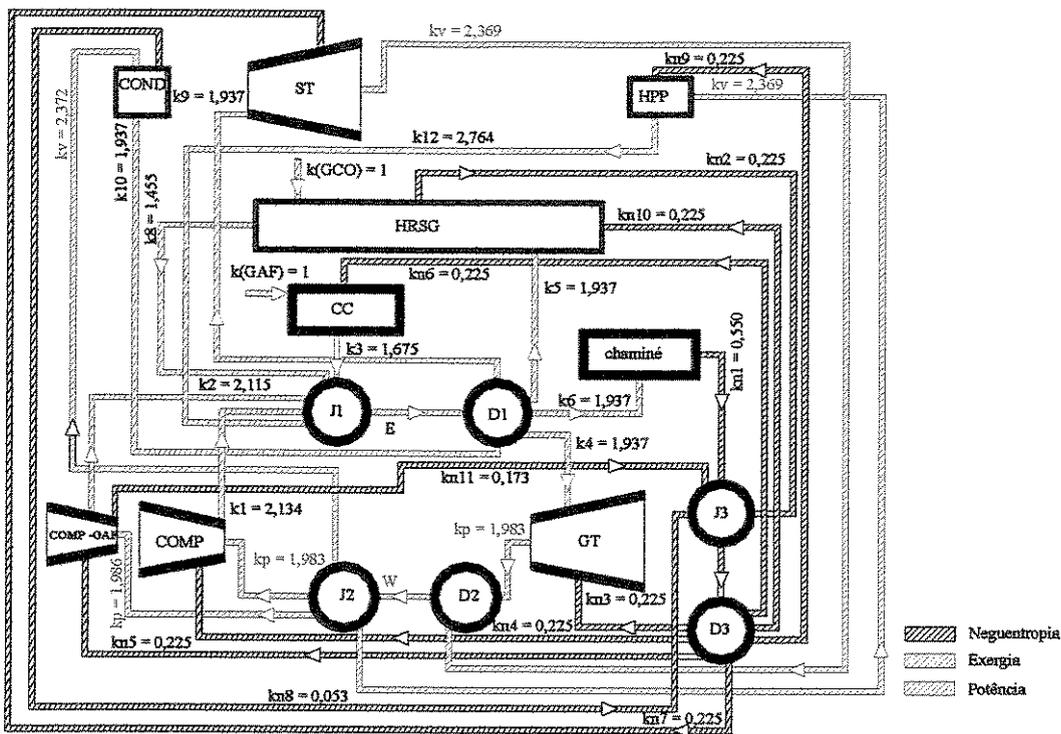


Figura 7.20 Distribuição de custos exergéticos unitários no diagrama funcional usando neguentropia – CCIP

Tabela 7.18 Comparação entre custos exergéticos unitários na Análise Funcional com e sem uso de neguentropia.

	k (sem neguentropia)	k (com neguentropia)
E1	2,097	2,134
E2	2,076	2,115
E3	1,538	1,675
E4	1,922	1,937
E5	1,922	1,937
E6	-	1,937
E8	2,36	1,455
E9	1,922	1,937
E10	-	1,937
E12	2,848	2,764
KP	1,963	1,983
KV	2,398	2,369

7.2.4. Comparação do custo exergético entre as metodologias estudadas

Os custos exergéticos unitários da potência produzida pelas turbinas a gás e a vapor calculados através das duas metodologias são mostrados na Tabela 7.19.

Tabela 7.19 Custo exergético unitário das potências segundo as metodologias analisadas

	TCE	AF	AFN
Custo Potência Turbina Gás	1,620	1,963	1,983
Custo Potência Turbina Vapor	2,844	2,398	2,369

O custo da potência da turbina a gás aumenta 21,17% e 22,6% comparando-se a Análise Funcional sem e com o uso de neguentropia em relação à Teoria do Custo Exergético, enquanto que para o custo da turbina a vapor este custo diminui 15,68% e 16,59%, respectivamente. O uso de uma junção que agrega todos os fluxos exergéticos e um distribuidor de fluxos de exergia equaliza de maneira mais adequada a distribuição de custos entre os equipamentos do sistema, ao contrario da Teoria do Custo Exergético que penaliza de forma excessiva a potência produzida no sistema com a turbina a vapor. Na Figura 7.21 a diferença entre os custos é mostrada graficamente.

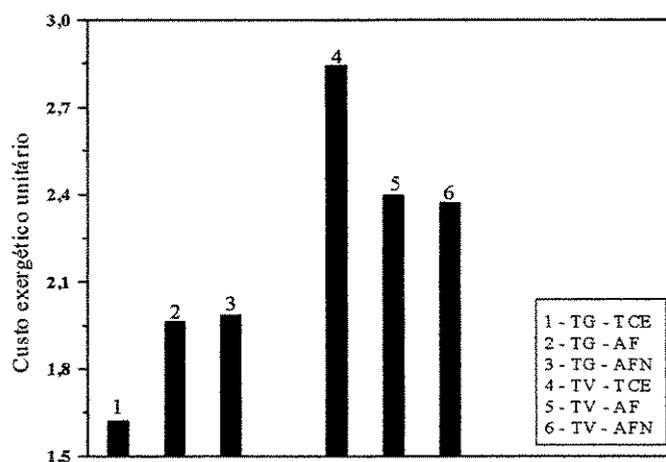


Figura 7.21 Comparação de custos exergéticos unitários pelas metodologias analisadas

7.2.5. Comparação do custo exerético entre os três sistemas considerados

As metodologias de análise termoeconômica foram estendidas para o cálculo do custo exerético unitário para os sistemas de dois e três níveis de pressão. Os resultados são mostrados na Tabela 7.20.

Tabela 7.20 Custo exerético unitário para os três sistemas considerados

Sistema	TCE		AF		AFN	
	kp	kv	kp	kv	kp	kv
CC1P	1,620	2,844	1,963	2,398	1,983	2,369
CC2P	1,620	2,476	1,889	2,253	1,927	2,212
CC3P	1,620	2,427	1,841	2,116	1,874	2,032

A análise inicial dos sistemas feita pela Teoria do Custo Exerético mostra que o custo da potência da turbina a gás permanece constante. Este comportamento acontece pela maneira como é calculado o custo exerético nesta metodologia, sendo função de balanços de custo em cada volume de controle, estes sujeitos às condições de entrada e saída de exergia neles. Assim quando se comparam as condições de funcionamento dos três sistemas o custo da potência da turbina a gás permanece constante uma vez que as condições de operação da mesma não se alteram.

Já o custo da potência produzida na turbina a vapor com o uso de sistemas com dois e três níveis de pressão diminuem quando comparando com o sistema com um nível de pressão. A diminuição deste custo acontece pela maior eficiência atingida por estes sistemas, uma vez que com a mesma quantidade de calor disponível nos gases de exaustão, os sistemas com dois e três níveis atingem maiores níveis de produção de potência e vapor.

A Análise Funcional aponta para uma diminuição dos custos da potência da turbina a gás e a vapor ao utilizarem-se sistemas com dois e três níveis de pressão. Ao contrário da Teoria do Custo Exerético, o uso de centros que distribuem a exergia para os equipamentos permite uma diminuição dos custos da potência tanto na turbina a gás quanto na turbina a vapor, exprimindo de maneira clara a melhora na eficiência dos sistemas ao utilizarem-se mais níveis de pressão na caldeira de recuperação.

O uso da Análise Funcional para distribuir os custos com neguentropia segue a tendência demonstrada anteriormente, ou seja, diminui os custos em relação às outras metodologias e também com maior número de níveis de pressão.

O aumento do número de níveis de pressão diminui os custos de produção da potência na turbina a vapor em 10,86% e 16,21% ao utilizar-se 2 e 3 níveis de pressão, respectivamente, segundo a Teoria do Custo Exergético. Segundo a Análise Funcional, sem o uso da neguentropia, essa diminuição é de 6,05% e 11,76%, respectivamente e usando a neguentropia para redistribuir os custos essa diminuição atinge 6,57% e 14,71%, respectivamente.

7.3. Análise Termoeconômica – Custo Monetário

A extensão do cálculo do custo exergético dos sistemas considerados chega à avaliação dos custos monetários dos fluxos e produtos que compõem os sistemas analisados. O cálculo dos custos monetários é feito com duas hipóteses: considerando somente os custos dos combustíveis que operam os sistemas, chamado custo operacional e em outra hipótese considerando o custo dos combustíveis e o custo dos equipamentos que compõem os sistemas, chamado custo total. Os custos dos equipamentos considerados são mostrados no Anexo C e o custo dos combustíveis é calculado analogamente ao Capítulo 5, mostrado no Anexo B. Da mesma forma que feito anteriormente, no cálculo do custo exergético, a análise para o custo monetário é feita considerando-se a Teoria do Custo Exergético e pela Análise Funcional Termoeconômica.

7.3.1. Custo Monetário pela Teoria do Custo Exergético

O cálculo do custo monetário é obtido através das equações de balanços de custos monetário dados pela eq. (5.1). Da mesma maneira, como considerado no Capítulo 5, as mesmas equações adicionais arbitradas para o cálculo do custo exergético valem para o cálculo do custo monetário.

A tabela 7.21 mostra os valores obtidos para o custo monetário para o sistema de ciclo combinado com um nível de pressão. Seguindo o comportamento observado para o custo exergético usando a Teoria do Custo Exergético, o custo de produção de potência na turbina a vapor é maior do que o produzido na turbina a gás. A diferença entre os custos da potência da turbina a gás e a vapor é de 41,35% no custo operacional e atinge 52,23% no custo total. A

diferença entre os custos operacional e total do custo da turbina a vapor decorre do fato de que todo o custo do sistema a vapor recai sobre o custo da potência da turbina a vapor. Devido ao fato do custo do GAF e do GCO ser estimado através do preço do gás natural, a Figura 7.21 faz uma estimativa do custo da potência, analogamente à Figura 5.7, no capítulo 5. Graficamente a distribuição dos custos monetários unitários é mostrada na Figura 7.22, dados em US\$/GJ.

Tabela 7.21 Custos Monetários Unitários para o ciclo combinado com um nível de pressão.

Corrente	c (US\$/GJ)		c (US\$/MWh)		Corrente	c (US\$/GJ)		c (US\$/MWh)	
	oper	total	oper	total		oper	total	oper	total
1	0	0	0,00	0,00	15	6,592	9,336	23,73	33,61
2	3,245	6,578	11,68	23,68	16	18,13	29,31	65,27	105,52
3	2,994	3,928	10,78	14,14	17	5,639	8,343	20,30	30,03
4	2,994	3,928	10,78	14,14	18	4,429	6,254	15,94	22,51
5	2,915	3,716	10,49	13,38	19	4,197	5,854	15,11	21,07
6	2,915	3,716	10,49	13,38	20	4,197	5,854	15,11	21,07
7	2,915	3,716	10,49	13,38	21	4,197	5,854	15,11	21,07
8	2,915	3,716	10,49	13,38	22	4,197	5,854	15,11	21,07
9	2,915	3,716	10,49	13,38	23	4,197	5,854	15,11	21,07
10	0	0	0,00	0,00	24	0	0	0,00	0,00
11	10,36	49,72	37,30	178,99	25	2,984	5,504	10,74	19,81
12	83,11	110,7	299,20	398,52	TV	5,233	10,67	18,84	38,41
13	22,32	32,38	80,35	116,58	TG	3,057	5,092	11,01	18,33
14	22,32	32,38	80,35	116,58					

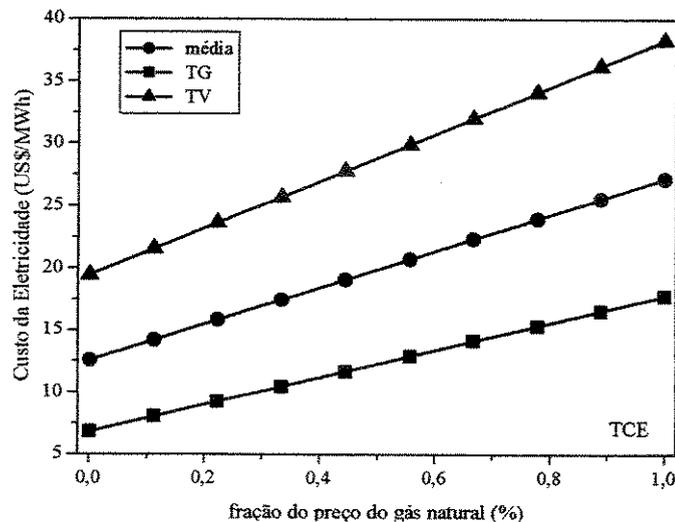


Figura 7.22 Custo do MWh gerado em função do preço do gás natural – Teoria do Custo Exergético

7.3.2. Custo Monetário pela Análise Funcional Termoeconômica

Seguindo o diagrama funcional mostrado na Figura 7.17 e 7.19, com e sem a utilização de neguentropia para redistribuir os custos, as equações de balanço de custos monetários são escritas analogamente ao caso do custo exergético, adicionando-se os custos dos equipamentos e combustíveis do sistema, seguindo a eq. (5.2). O diagrama funcional é composto por unidades reais e virtuais, os custos de equipamentos das unidades virtuais (junções, distribuidores, chaminé) são considerados nulos.

A tabela 7.22 mostra os valores dos custos monetários unitário operacional e total das correntes consideradas nos diagramas funcionais. A diferença entre os custos da potência da turbina a gás e a vapor é de 13,05% no custo operacional e atinge 41,52% no custo total sem a utilização da neguentropia e de 9,1% e 35,72% usando a neguentropia. Como no caso do caso do custo exergético, a análise funcional distribui melhor o custo entre os produtos do sistema.

Análogo à comparação da estimativa do preço do gás natural feita na Figura 7.22, o mesmo procedimento é feito na Figura 7.24, para a metodologia da Análise Funcional com uso de neguentropia.

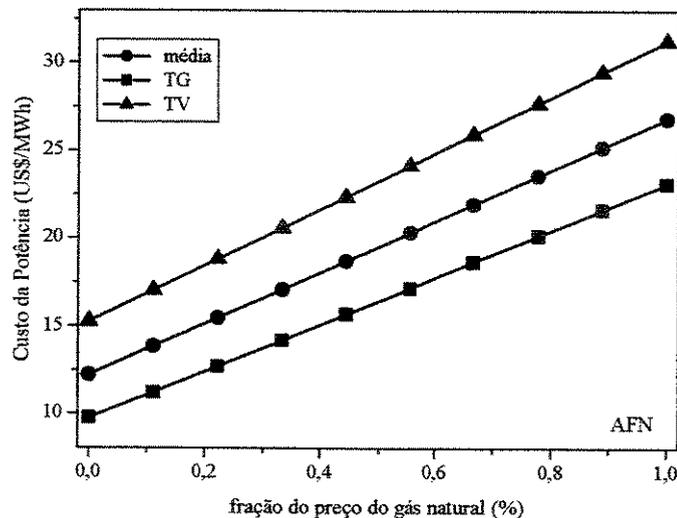


Figura 7.24 Preço do MWh gerado em função do preço do gás natural. (AFN)

Tabela 7.22 Comparação entre custos monetários unitários na Análise Funcional com e sem uso de neguentropia (CC1P).

	AF (sem neguentropia)				AF (com neguentropia)			
	c (US\$/GJ)		c (US\$/MWh)		c (US\$/GJ)		c (US\$/MWh)	
	oper	total	oper	total	oper	total	oper	total
E1	3,923	4,439	14,123	15,980	4,07	8,12	14,64	29,25
E2	13,979	4,498	13,979	17,813	4,57	7,46	16,46	26,87
E3	10,526	2,986	10,526	10,750	3,19	3,77	11,47	13,57
E4	12,942	4,103	12,942	14,771	3,69	5,20	13,29	18,72
E5	12,942	4,103	12,942	14,771	3,69	5,20	13,29	18,72
E6	-	-	-	-	3,69	5,20	13,29	18,72
E8	15,545	5,563	15,545	20,027	2,65	3,65	9,54	13,13
E9	3,595	4,103	12,942	14,771	3,69	5,20	13,29	18,72
E10	-	-	-	-	3,69	5,20	13,29	18,72
E12	5,328	6,125	19,181	22,050	5,27	2,10	18,95	7,57
KP	3,672	5,191	13,219	18,688	3,78	6,41	13,60	23,10
KV	4,485	11,320	16,146	40,752	4,51	8,67	16,25	31,22

7.3.3. Comparação do custo monetário entre os três sistemas

Os resultados obtidos para o custo monetário para as metodologias Teoria do Custo Exergético e a Análise Funcional para os sistemas com dois e três níveis de pressão são mostradas na Tabela 7.23. O comportamento dos custos segue o padrão encontrado na análise do custo exergético.

Tabela 7.23 Custo monetário unitário (US\$/Mwh) para os três sistemas analisados.

Sistema	TCE		AF		AFN	
	CP	CV	CP	CV	CP	CV
	Custo Total					
CC1P	18,33	38,43	21,27	37,76	23,10	31,22
CC2P	18,33	36,90	21,80	30,26	22,26	29,67
CC3P	18,22	34,98	21,58	28,52	21,94	27,91
	Custo Operacional					
CC1P	11,03	18,84	13,22	16,15	13,13	15,68
CC2P	11,03	16,49	12,72	15,17	12,95	14,92
CC3P	11,03	16,07	12,51	14,25	12,73	13,72

A Figura 7.25 mostra uma comparação entre o custo operacional e o custo total, considerando-se a Análise Funcional usando a neguentropia. Considerando para o combustível um custo igual ao do gás natural, o custo operacional representa cerca de 60,4 % do custo total de produção da potência na turbina a gás e 48,54 % na turbina a vapor, no caso do ciclo combinado com um único nível de pressão, para dois níveis de pressão 57,69% e 46,4% e para três níveis de pressão 56% e 43,85%, respectivamente.

O aumento do número de níveis de pressão leva a uma melhoria no aproveitamento do calor presente nos gases de escape das turbinas a gás, porém o custo deste tipo de configuração onera o produto final, em contrapartida, o custo operacional diminui ao aumentarem-se os níveis de pressão devido à maior eficiência alcançada por este tipo de configuração.

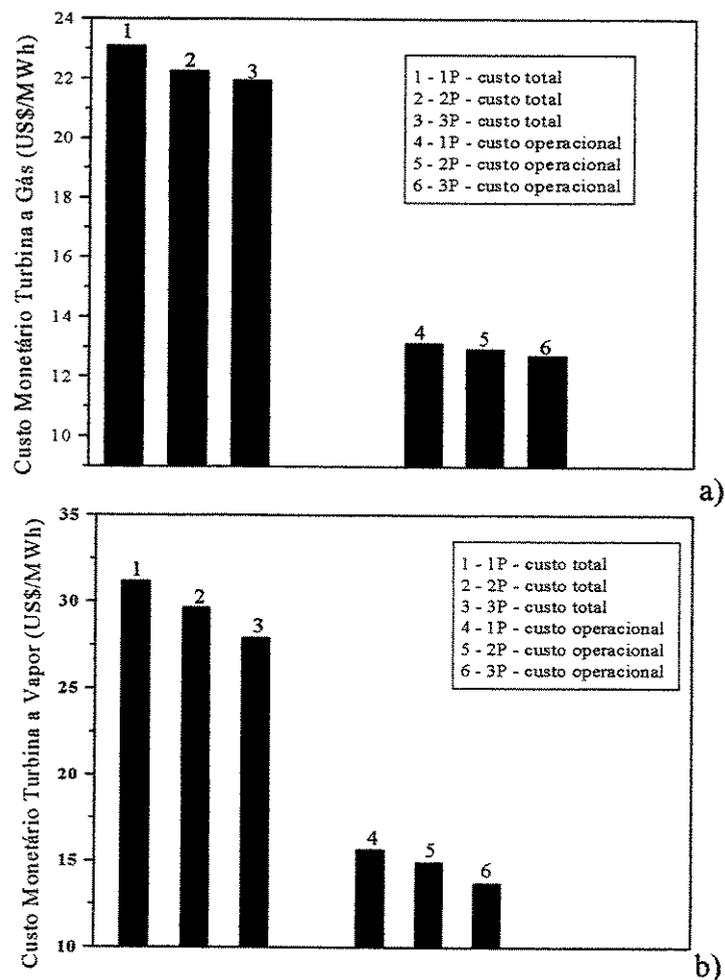


Figura 7.25 Comparação entre o custo monetário unitário total e o operacional da potência (a) turbina a gás. (b) turbina a vapor

7.3.4. Comparação do custo monetário da potência entre o sistema proposto e o atual

Os três sistemas propostos são comparados com o atual sistema de geração de potência da CST. Para obter um único valor de potência gerado pelo sistema, estima-se um custo médio de geração para os três sistemas considerados pela eq (7.2).

$$k_{\text{médio}} = \frac{2 * (\dot{W}_{L_TG}) * k_P + (\dot{W}_{\dot{W}_{L_TV}}) * k_V}{2 * \dot{W}_{L_TG} + \dot{W}_{\dot{W}_{L_TV}}} \quad (7.2)$$

Onde:

$$\dot{W}_{Liq_TG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CAR} - \dot{W}_{GAF}$$

$$\dot{W}_{Liq_TV} = \begin{cases} \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{bc} - \dot{W}_{fw} & - 1 \text{ nível de pressão} \\ \dot{W}_{TVHP} + \dot{W}_{TVLP} - \dot{W}_{bc} - \dot{W}_{fw} & - 2 \text{ níveis de pressão} \\ \dot{W}_{TVHP} + \dot{W}_{TVIP} + \dot{W}_{TVLP} - \dot{W}_{bc} - \dot{W}_{bip} - \dot{W}_{fw} & - 3 \text{ níveis de pressão} \end{cases}$$

O custo da potência do sistema atual é determinado no capítulo 5 e a para os sistemas propostos são considerados os valores obtidos pela metodologia da Análise Funcional com uso da neguentropia; A comparação é mostrada na tabela 7.24 e graficamente na Figura 7.26.

Tabela 7.24 Comparação do custo monetário entre o sistema proposto e o atual.

	Custo Monetário (US\$/MWh)	
	Total	Operacional
CC1P	26,78	14,80
CC2P	25,80	13,89
CC3P	24,88	13,21
1P	35,68	19,49
3P	40,11	22,46

Considerando-se o custo total, o sistema proposto possui um custo de produção da potência, 33,2% menor que o da Planta 1 e 25% em relação a Planta 3, para o sistema com um único nível de pressão, 35,7% e 26,7% para o sistema com 2 níveis de pressão e 38% e 30,26%, para os três níveis de pressão, respectivamente.

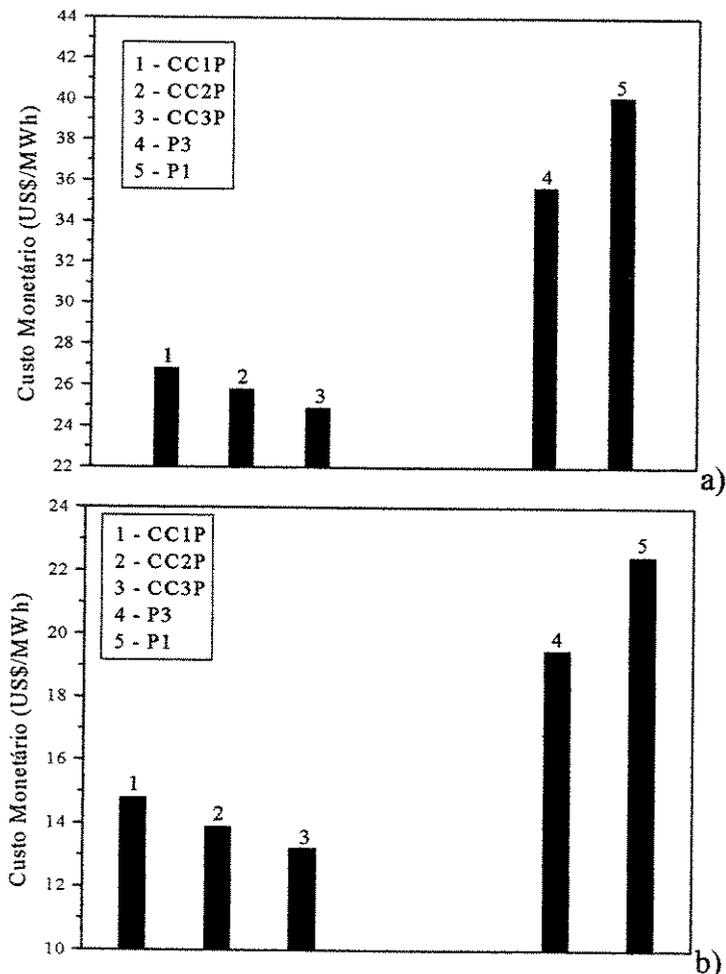


Figura 7.26 Custo Monetário entre o sistema proposto e o atual: a) total; b) operacional.

Comparando-se o sistema com ciclo combinado proposto por Lima (2001), onde utilizam-se um sistema de ciclo combinado composto por 4 turbinas MS5001 mais caldeira de recuperação com 3 níveis de pressão e turbina a vapor, e trabalhando com uma mistura de GAF, GCO, Gás de Aciaria e Gás Natural, naquele caso o Mwh tem um custo de 30,32 US\$/Mwh. Um valor maior que o encontrado para o ciclo combinado com três níveis de pressão aqui proposto (24,88 US\$/Mwh).

A análise termoeômica permitiu a determinação do custo de geração da potência no sistema proposto para o repotenciamento na CST. Os custos encontrados pela Teoria do Custo Exergético são diferentes dos calculados pela Análise Funcional. Nos ciclos combinados, uma parcela da irreversibilidade gerada corresponde aos gases de escape; Ao atribuir-se um custo exergético zero para estes gases, o custo desta irreversibilidade é carregado pelo produto da

caldeira de recuperação, ou seja, o vapor e, conseqüentemente, a energia produzida na turbina a vapor. A Teoria do Custo Exergético arbitra que o custo destes gases é zero, onerando o custo de produção da turbina vapor. A Análise Funcional que utiliza o conceito de junção e distribuidores de exergia e neguentropia possibilita uma distribuição realista entre os equipamentos consumidores de exergia do sistema.

Os custos encontrados para os diferentes sistemas mostram que o ciclo combinado de três níveis de pressão é o que obtém o menor custo exergético. Este fato é explicado pela maior eficiência obtida na recuperação do calor ao aumentarem-se os níveis de pressão. Quando se analisa o custo monetário de produção da potência, observa-se que se analisando os custos de operação, ou seja, considerando somente o custo do combustível sem considerar a amortização dos equipamentos, o ciclo combinado com 3 níveis de pressão obtém o menor custo. Porém, considerando o custo total, ou seja, combustível mais o custo de amortização dos equipamentos, o ciclo com três níveis de pressão tem o maior custo e o ciclo com 1 nível de pressão o menor. O aumento do nível de pressões na caldeira de recuperação onera o custo de investimento da mesma, refletindo-se no custo da potência gerada.

As metodologias aqui adotadas permitem definir qual seria o melhor sistema a ser adotado em função da necessidade da CST. Um sistema com maior geração de excedentes de potência e com um custo maior, ou a disponibilidade de um excedente menor com menor custo. Além da definição de custos, a análise termoeconômica também permite definir parâmetros como o fator exergoeconômico, apresentado no capítulo 5, de modo a buscar a diminuir o custo de produção através de modificações nos equipamentos ou a substituição destes.

Capítulo 8

Conclusões

Este capítulo busca trazer as principais conclusões obtidas neste trabalho e a proposição para futuros trabalhos.

8.1 Conclusões finais.

Este trabalho apresentou uma visão geral do processo de produção de aço e da Companhia Siderúrgica de Tubarão. A descrição do sistema de potência, a coleta de dados termodinâmicos, os consumos de combustíveis e a geração de potência foram caracterizados de modo a determinar as principais informações que permitiu executar um completo diagnóstico do funcionamento deste sistema.

Para avaliação do atual sistema de geração foram utilizadas as análises exergética e termoecômica, através da Teoria do Custo Exergético. A comparação entre as condições de projeto e operação das três plantas leva a algumas conclusões:

- As modificações implementadas nas plantas 1 e 2 aumentaram as eficiências destas. A disponibilidade de vapor vinda do CQD permite a diminuição do consumo de combustível e um pequeno aumento na eficiência, o que também possibilitou a diminuição do custo exergético e monetário de geração de potência.

- A planta 3 em condições de operação trabalha com uma eficiência mais baixa que as eficiências nas condições de projeto, mas conseguem aumentar o nível de produção de potência. O custo exerético e monetário é maior que nas condições de projeto.
- A planta 3 produz potência com um custo menor que as plantas 1 e 2, devendo-se isso principalmente a sua maior eficiência, aumento este de eficiência devido principalmente ao maior nível de pressão desta planta.

A análise exergoeconômica através dos índices exergoeconômicos, como a diferença de custos, a diferença de custos relativos, permite um diagnóstico da planta nas suas condições de projeto e operação, indicando o melhor caminho para futuros investimentos em manutenção ou reposição de equipamentos.

A abordagem dos sistemas de turbina a gás e ciclos combinados efetuada no capítulo 4, permitiu a concepção de uma proposta de um novo ciclo para o sistema de geração da CST. O uso do ciclo combinado em plantas de geração de potência permite atingir alta eficiência e grande flexibilidade operacional. A proposta para o repotenciamento consiste em três opções de ciclo combinado com caldeiras de recuperação com 1, 2 e 3 níveis de pressão. Estas propostas foram simuladas no software GATE CYCLE®(2003) e seus principais parâmetros são comparados.

Comparando-se o sistema com ciclo combinado proposto por Lima (2001), onde se utiliza um sistema de ciclo combinado composto por quatro turbinas a gás MS5001 mais caldeira de recuperação com 3 níveis de pressão e turbina a vapor, e trabalhando com uma mistura de GAF, GCO, Gás de Aciaria e Gás Natural, neste caso o Mwh tem um custo de 30,32 US\$/MWh. Um valor maior que o encontrado para o ciclo combinado com três níveis de pressão aqui proposto (21,33 US\$/MWh), sendo que neste último caso considerando um custo para os gases siderúrgicos, igual ao do gás natural, considerando nulo o custo dos gases siderúrgicos, o custo da potência gerada diminui para 12,5 US\$/MWh

A análise termoeconômica permitiu a determinação do custo de geração da potência no sistema proposto para o repotenciamento na CST. Os custos encontrados pela Teoria do Custo

Exergético são diferentes dos calculados pela Análise Funcional. Nos ciclos combinados, uma parcela da irreversibilidade gerada deixa o sistema nos gases de escape; ao atribuir-se um custo exergético zero para estes gases, o custo desta irreversibilidade é carregado pelo produto da caldeira de recuperação, ou seja, o vapor, e conseqüentemente a energia produzida na turbina a vapor. A Teoria do Custo Exergético arbitra que o custo destes gases é zero, onerando o custo de produção da turbina vapor. A Análise Funcional que utiliza o conceito de junção e distribuidores de exergia e neguentropia possibilita uma distribuição mais justa entre os equipamentos consumidores de exergia do sistema.

O custo encontrado pelos sistemas mostra que o ciclo combinado de três níveis de pressão é o que apresenta o menor custo exergético. Este fato é explicado pela maior eficiência obtida na recuperação do calor ao aumentarem-se os níveis de pressão na caldeira de recuperação. Quando se analisa o custo monetário de produção da potência, observa-se que analisando os custos de operação, ou seja, considerando somente o custo do combustível sem considerar a amortização dos equipamentos, o ciclo combinado com 3 níveis de pressão obtém o menor custo. Porém, considerando o custo total, ou seja, combustível mais o custo de amortização dos equipamentos, o ciclo com três níveis de pressão tem o maior custo e o ciclo com 1 nível de pressão, o menor. O aumento do número de níveis de pressão na caldeira de recuperação onera o custo de investimento da mesma, refletindo-se no custo da potência gerada pelo sistema.

As metodologias aqui adotadas permitem definir qual seria o melhor sistema a ser adotado em função da necessidade da CST. Um sistema com maior geração de excedentes de potência e com um custo maior, ou a disponibilidade de um excedente menor com menor custo. Além da definição de custos, a análise termoeconômica também permite definir parâmetros como o fator exergoeconômico, apresentado no capítulo 5, de modo a buscar a diminuir o custo de produção através de modificações nos equipamentos ou da substituição destes.

8.2 Sugestões para Futuros Trabalhos.

Seguem algumas sugestões:

- Análise integrada da planta de produção de aço e de potência;
- Testar a utilização do conceito de neguentropia na análise utilizando a Teoria do Custo Exergético;
- Simulação de turbinas a gás com maior eficiência na queima de gases siderúrgicos.

Referências Bibliográficas

ABM, 2002, XXIV Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades, 06, 07 e 08 agosto 2002, São Paulo –SP, Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 531p.

Acar, H. I., 1997, “*Second Law Analysis of the Reheat-Regenerative Rankine Cycle*”, Energy Conversion Management, vol. 38, nº 7, pp.647-657

Agazzani, A., Massardo, A.F. e Frangopoulos, C.A., 1998, “*Environmental Influence on the Thermo-economic Optimization of a Combined Plant with NO_x Abatement*”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 120, pp. 557-565.

Agazzani, A. e Massardo, A.F., 1997, “*A Tool for Thermo-economic Analysis and Optimization of Gas, Steam and Combined Plants.*”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 119, pp. 885-892.

ALSTOM 2002, www.power.alstom.com, 28/08/2002

Alves, L.G and Nebra, S.A., 2003, “*Basic Chemically Recuperated Gas Turbines: An Exergoeconomic Analysis Proposal*”, Proceeding of ECOS 2003 – International Conference on

Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, June 30, July 2, Copenhagen, Denmark, 2003., pp.981-988

Alves, L.G. e Nebra S.A, 2002, “*Análise Da Variação Da Temperatura Sobre O Rendimento Do Ciclo Com Recuperação Química Para Turbinas A Gás*”, In: Anais do II Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 12-16 agosto de 2002 – João Pessoa – PB – Brasil. Anais em CD.

Araújo, L.A., 1997, *Manual de Siderurgia – produção*, Editora Arte & Ciência, São Paulo, Brasil, 470p.

Arrieta, F.R.P., Lora, E.S. e Nebra, S.A., 2000, “*Thermoeconomic Analysis of BIG BT CC Cogeneration Plant*” 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Science, Porto Alegre, Brazil, October 3-6.

Bannister, R.L., Cheruvu, N.S., Little, D.A. e McQuiggan, G., 1995, “*Development Requirements for an Advanced Gas Turbine System*”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 117, p.724-733, October

Barreda Del Campo, E.R., Cerqueira, S.A. e Nebra, S.A., 1998, “*Thermoeconomic Analysis of a Cuban Sugar Cane Mill*”, Energy Conversion & Management, v.39, n.16-18, p. 1773-1780.

Barreda Del Campo, E.R., S.A.Nebra, Bordonal, A.F. e Roxo, R., 1998, “*Análises Energética e Exergética do Sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário*”, VII ENCIT – Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, Nov, pp. 307-312

Bathie, W., 1996, “*Fundamentals of Gas Turbine*”, John Wiley & Sons, Inc., New York – USA, 450p.

Bejan, A., 1988, “*Advanced Engineering Thermodynamics*”, John Wiley & Sons, New York.

Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M., 1996, “*Thermal Design and Optimization*”, John Wiley & Sons, New York

Briesch, M.S., Bannister, R.L., Diakunchak, I.S. e Huber, D.J., 1995, “*A Combined Cycle Designed to Achieve Greater Than 60 Percent Efficiency*”, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, v. 117, October, pp. 734-741.

Cerqueira, S.A.A.G., 1999, “*Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*”, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 137p.

Christensen, R.N. e Santoso, M., 1990, “*An Evaluation of Rankine Cycle Driven Heat Pump*”, *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 10, n°2, pp. 161-175

Consoni, S e Larson, E.D., 1994, “*Biomass Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycle. Part A: Performance Calculations and Economic Assessment*”, Paper Presented to The American Society of Mechanical Engineering, 8th Congress and Exposition on Gas Turbine in Cogeneration and Utilities, Industrial and Independent Power Generation, Portland, Oregon, 25-27 October.

Cycle Tempo, 2001, *Energie em Procesinnovatie and Delft University of Technology. CYCLE-TEMPO, Thermodynamic Energy Systems Massflow calculation of power process*, release 3.21 edition

Dincer, I. E Al-Muslim, H., 2001, “*Thermodynamic Analysis of Reheat Cycle Steam Power Plants*”, *International Journal of Energy Research*, vol. 25, n°8, pp.727-739

EES, 2003, *Equation Engineering Solver*, McGraw Hill, versão 6.8

El-Masri, M.A., 1986a, “*On Thermodynamics of Gas turbine Cycles: Part 2 – A Model for Expansion in Cooled Turbines*”, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, v. 108, pp. 151-159.

El-Masri, M.A., 1986b, “*On Thermodynamics of Gas turbine Cycles: Part 3 – Thermodynamics Potential and Limitations of Cooled Reheat Gas-Turbine Combined Cycles*”, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, v. 108, pp. 160-170.

El-Sayed, Y.M. e Evans, R.B., 1970, "*Thermoeconomics and Design of Heat System*", Transactions ASME, Journal of Engineering Power, v. 92, p. 27-34

El-Sayed, Y.M. e Gaglioli, R.A., 1989, "*A Critical Review of Second Law Costing Method I – Background and Algebraic Procedures*", International of Energy Resources Technolgy, v.11, p.8-15

Faaij, A., van Ree, R., Waldheim, L., Olsson, E., Oudhuist, A., van Wijk, A., Daey-Ouwens, C e Turkenburg, W., 1997, "*Gasification of Biomass Wastes and Residues for Electricity Production*", Biomass and Bioenergy, v. 12, pp. 387-407.

Frangopoulos C.A., 1983, "Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems." Ph D. Thesis, Goergia Institute of Technology, Atlanta GA, USA.

Frangopoulos C.A., 1987, "*Thermoeconomic Functional Analysis and Optimization.*", Energy, vol. 12, n° 7, pp. 563-571.

Frangopoulos C.A., 1988a, "*Optimal Design of a Gas Turbine Plant by a Thermoeconomic Approach*" , ASME COGEN-TURBO, 2nd International Symposium on Turbomachinery Combined-Cycle and Cogeneration, G.K. Seroy and T.H. Fransson, eds. Montreus, Switzerland, pp. 369-375.

Frangopoulos C.A., 1988b, "*Costing of Heat and Electricity From a Cogeneration System*", ASME COGEN-TURBO, 2nd International Symposium on Turbomachinery Combined-Cycle and Cogeneration, G.K. Seroy and T.H. Fransson, eds. Montreus, Switzerland, pp. 349-356.

Frangopoulos C.A., Lygeros, A.I., Markou, C.T. e Kaloritis, P., 1996a, "*Thermoeconomic Operation Optimization of the Hellenic Aspropyrgos Refinery Combined-Cycle Cogeneration System*", Applied Thermal Engineering, vol. 16, n°2, pp. 949-958.

Frangopoulos, C.A. 1992, "*An Introduction to Environomics Analysis and Optmization of Energy Intensive Systems*", Proceeding of ECOS 92 – The International Symposium on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems, Zaragoza, Spain, 15-18 June.

Frangopoulos, C.A. e Caralis, Y.C., 1996a, “ *A Method for Taking Into Account Environmental Impacts in the Economic Evaluation of Energy Systems*”, ECOS 96, Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, June 25-27, Stockholm, Sweden, pp. 485-494

Frangopoulos, C.A. e von Spakovsky, M.R., 1993, “*The Environomic Analysis and Optimization of Energy Systems (part I e II)*” In ENSEC – Energy Systems and Ecology, pp. 123-144, july, Cracow, Poland.

Frangopoulos, C.A., 1988, “Functional Decomposition for Optimal Design of Complex Thermal Systems”, *Energy*, vol. 13, n°3, pp. 239-244

Frangopoulos, C.A., 1991, “Intelligent Functional Approach: A Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems”, *International Journal of energy-Environment – Economics*, vol. 1, n°4, pp. 267-274

Gaggioli, R.A., 1980, “*Principles of Thermodynamics*”, ACS Symposium Series 122, p. 3-14.

Gallo, W.L.R e Milanez, L.F.,1990, “*Choice of a Reference State for Exergetic Analysis*”, *Energy*, vol. 15, n°2, p. 113-121.

Gallo, W.L.R., 1997, “A Comparasion Between The HAT Cycle and Other Gas Turbine Based Cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption”, *Energy Conversion Management*, vol. 38, n°15-17, pp. 1595-1604.

GAS ENERGIA 2002, www.gasenergia.com.br/prtal/port/tabela/tabelagas, disponível na Internet – 04/12/2002/ - 15:17hs

GAS TURBINE WORLD, 1997, “*Power Plant Design and Development*”, Fairfield: Pequot Publishing Inc, p.44-45.

GATE CYCLE (2003), *Gate Cycle Analysis Program Version 5.51*, GE Enter Software.

Gomes, C.M., 2001, "Análise Termodinâmica, Exergética e Termoeconômica de uma Instalação Termoelétrica em Ciclo Combinado com Cogeração de Vapor", Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 155p.

Guarinello Jr, F.F., Cerqueira, S.A.A.G and Nebra S.A., 2000, *Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System*, Energy Conversion & Management, v. 41, 1191-1200

Guarinello Jr., F.F., 1997, "Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial", Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 171p.

Habib, M.A. e Zubair, S.M., 1992, "Second-Law-Based Thermodynamic Analysis of Regenerative-Reheat Rankine Cycle Power Plants", Energy, v. 17, nº3, pp.295-301

Habib, M.A., Said, S.A.M. e Al-Bagawi, J.J., 1995, "Thermodynamic Performance Analysis of the Ghazlan Power Plant", Energy, v. 20, nº 11, pp.1121-1130.

Haywood, R.W., 1985, "Analysis of Engineering Cycles", 3º ed., Oxford Pergamon, 326p.

Heard, C.L., Fernandez, H. e Holland, F.A.,1990, "Development in Geothermal Energy in Mexico – Part Twenty Seven: The Potential For Geothermal Organic Rankine Cycle Power Plants in Mexico", Heat Recovery Systems & CHP, vol. 10, nº2, pp. 79-86

Heppenstall, T., 1998, "Advanced Gas Turbine Cycle for Power Generation: A Critical Review.", Applied Thermal Engineering, v. 18, pp. 837-846.

Horlock, J. H., 1997, "Cogeneration - Combined Heat and Power (CHP)" , Edit. Krieger Publishing Co., 226 p.

Horlock, J.H., 1997, "Aero-engine Derivative Gas Turbine for Power Generation: Thermodynamics and Economic Perspectives", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, v. 119, pp. 119-124.

Horlock, J.H., Young, J.B., Manfrida, G., 2000, "*Exergy analysis of modern fossil-fuel power plants*" Journal of Engineering for Gas Turbine and Power., v.112, p.117-121, Jan.

Jin, H. e Ishida, M., 1992, " Graphic Presentation of Exergy Loss in Mixing on na Energy Utilization Diagram." Journal of Chemical Engineering of Japan., vol. 25, n°6, pp. 755-757.

Kail, C., 1998, " *Evaluation of Advanced Combined Cycle Power Plants*", Proceeding of Institution of Mechanical Engineers – PART A: Journal of Power Energy, v. 212,p. 1-12

Kaushik, S.C, Dubey, A e Singh, M., 1994, "*Steam Rankine Cycle Cooling System Analysis and Possible Refinement*", Energy Conversion Management, vol. 35, n° 10, pp.871-886

Kaushik, S.C, Dubey, A. e Singh, N., 1994, "*Thermal Modelling and Energy Conservation Studies on Freon Rankine Cycle Cooling System with Regenerative Heat Exchanger*" Heat Recovery Systems & CHP, vol. 14, n°1, pp. 67-77

Kehlhofer, R., Bachmann, R., Nielsen, H. e Warner, J., 1999, "*Combined Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant*", PennWell Publishing Company, Tulsa, Oklahoma, USA, 2°Ed, 297p.

Kesser, K. F., Hoffman M. A., Baughn, J. W., 1994, "*Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant*", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 116, pp. 227-284, april

Khartchenlo, N.V., 1998, "*Advanced Energy System*", Taylor & Francis, Washington, USA, 286p.

Kim, T.S., Song, C.H., Ro, S.T., Kauh, S.K., 2000, "*Influence of Ambient Condition on Thermodynamic Performance of the Humid Air Turbine Cycle*", Energy vol. 25, pp. 313-324.

Kostyuk, A. e Frolov, V., 1985, "*Steam and Gas Turbine*", Mir Publisher Moscow, Moscou, Russian Federation, 339p.

Kotas, T.J., 1985, "*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*", Edit. Butterworths, London, 295 p.

Lazzaretto, A. e Macor, A., 1994, “*Marginal and Average Costs in Engineering Functional Analysis*”, FLOWERS 94 – Florence World Energy Research Symposium, 6-8 July, Florence, Italy, pp. 133-148

Lazzaretto, A., Pisa, J. e Tsatsaronis, G., 1992, “*Comparasion of Exergy Costing Methods Applied to Natural Gas Depressurization Plant*” Proceeding of ECOS 92 – The International Symposium on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems, Zaragoza, Spain, 15-18 June, pp. 173-183

Leal Neto, J., “*Estimativa de custo de equipamentos*” (comunicação pessoal). Mensagem recebida por marcelom@fem.unicamp.br, em 02 de junho de 2002.

Lee, K.M., Kuo, S.F., Chien, M.L. e Shih, Y.S., 1988, “*Parameters Analysis on Organic Rankine Cycle Energy Recovery System*”, Energy Conversion Management, vol. 28, n°2, pp. 129-136

Lima, R.N.O, 2001, “*Avaliação de Arranjos Cogeneradores em Siderúrgicas Brasileiras com Auxilio de Simulação Computacional*” Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 214p.

Liszka, M., Manfrida, G. e Ziebig, A., 2003, “*Parametric Study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant*”, Energy Conversion and Management, v. 44, pp. 995-1012

Lozano, M.A. e Valero, A., 1993, “*Theory of the Exergetic Cost*”, Energy, v. 18, n°9, pp. 939-960.

Lozano, M.A. e Valero, A., 1993a, “*Thermoeconomic Analysis of Gás Turbine Systems*”, AES-Vol 30, In H.J. Richter, ed., “*Thermodynamics and the Design, Analysys and Improvement of Energy Systems*”, pp. 311-319. ASME

Lozano, M.A., Valero, A. e Serra, L., 1993 “*Theory of exergetic cost and thermoeconomic optimization*”, In ENSEC – Energy Systems and Ecology, pp. 339-350, Cracow, Poland.

Macchi, E., Consonni, S., Lozza, G. e Chiesa, P., 1995, “*An Assessment of Thermodynamic Performance of Mixed Gas Stem Cycles: Part A – Intercooled and Steam Injected Cycles*”, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, v. 117, pp. 489-498.

Machado, A.C. e Oliveira, G.F., 1986, “*Sistemas de Energia na Siderurgia*”, Editora ABM, São Paulo, 856p.

Makansi, J., 1988, “*Reducing NO_x Emissions*”, *Power*, p. 1-13, sep (Special Report)

Milani, A., Cavanna, A., Pucci, M e Simonetti, S., 1996, “*Firing Steelworks Recovery in a Combined-Cycle Power Station*”, *Journal of Institute of Energy*, March, v.99, pp. 15-22

Modesto, M. e Nebra, S.A., 2002, “*Análise Energética e Exergética em Caldeira de Recuperação*” In: Anais do II Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 12-16 agosto de 2002 – João Pessoa – PB – Brasil. Anais em CD

Modesto, M., Nebra, S.A., Leal, J., Rosado, A.B. e Morimoto, T., 2002, “*Exergetic Analysis in a Power Generation System Using Blast Furnace Gas and Coke Oven Gas.*” *Proceeding of ECOS 2002 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, July 3-5, Berlin, Germany, 2002., pp.1377-1384

Modesto, M., Nebra, S.A. e Morimoto, T., 2003, “*Exergoeconomic Analysis of the Power Generation System of a Steel Mill*”, *Proceeding of ECOS 2003 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, June 30, July 2, Copenhagen, Denmark, 2003., pp.777-784

Mourão, M.B, (coord), 2003, “*Siderurgia para Não-Siderurgistas*”, Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais – Programa de Educação Continuada, São Paulo, 251p

Mukherjee, D.K., 1995, “*Experience with Unconventional Gas Turbine Fuels*”, *ABB Review* 9, pp. 29-37

Mukherjee, D.K., 2000, “*Use of Unconventional Fuels in Gas Turbine*”, *Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000*, May 8-11, 2000, Munich Germany, GT-637

Munoz, M e Valero, A., 1989, “*Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration Plant.*”, TAIES, Proceeding . . . , p. 210-219.

Nguyen, V.M., Doherty, P.S. e Riffat, S.B., 2001, “*Development of a Prototype Low-Temperature Rankine Cycle Electricity Generation System*”, Applied Thermal Engineering, vol. 21, n°2, pp. 169-181

Oliveira, Jr, S e Hombeeck, M. Van., 1995, “*Exergy Analysis of a Separation Process in Offshore Plataform*”. ECOS 96, Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, June 25-27, Stockholm, Sweden, pp. 63-69

Pfenninger, H., 1977, “*Experience with Gas Turbine Fired with Blast Furnace Gas*”, Brown Boveri, Review 64, pp. 74-86

Portacha, J., El-Feituri, I.A. e Smyk, A., 1996,” The Influence of Feedwater Heaters Operating Conditions on Exergy Losses and Fuel Comsumptions of the Coal-Fired Steam Power Plant”, ECOS’96 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Stockholm, Sweden, 25-27 June, pp;49-53

Power Technology, 2002, “*Ijmond Power Plant, Netherlands*”, <http://www.power-technology.com/projects/ijmond>., 08/08/2002.

Rees, D., “*Cost Estimative to HRSG*”(comunicação pessoal). Mensagem recebida por marcelom@fem.unicamp.br, em 05 de junho de 2003.

Reistad,G.M. e Gaggioli, R.A.,1980, “*Available-Energy Costing*”, ACS Symposium Series 122, p. 143-159,.

Rivero, R e Rendón, C., 2002, “*Exergoeconomic Analysis pf a Crude Oil Combined Distillation Unit*”, Proceeding of ECOS 2002 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, july 3-5, Berlin, Germany, 2002., vol. I, pp.177-184

Rosen, M.A., 2001, “*Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants*”, *Exergy, an International Journal*, vol. 1, n°3, pp. 180-192

Sanchez, M.G, Nebra S.A. e Carril, T.P., 2001, “*Analysis of a Exergetic Cost of a Cruz Alta Sugar Mill*, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 26-30 Novembro, pp. 196-205”.

Sanchez, M.G. e Nebra, S.A., 2002, “*Thermoeconomic Analysis of a Cogeneration System of a Sugar Mill Plant*”, *Proceeding of ECOS 2002 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, July 3-5, Berlin, Germany, 2002., vol. I, pp. 258-267

Sanchez, M.G., Nebra, S.A. e Gallo, W.L.R., 2000, “*Análise Exergética de uma Planta de Turbina a Gás com Recuperação Química*”, 8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Science, Porto Alegre, Brazil, October 3-6, (annals in CD), (in Portuguese).

Saravanamuttoo, H.H., Rogers, G.F.C. e Cohen, H., 2001, “*Gas Turbine Theory*”, Prentice Hall, London U.K., 488p.

Schegliaiev, A.V., 1978, “*Turbinas de Vapor*”, Editorial Mir Moscú, Moscou, USSR, 352p. (in espanhol).

Silva, R.J. and Nebra, S.A., 1996, “*Thermoeconomic Comparative Analysis of Different Process of Cement Production . .*”, In: *ECOS – Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Stockholm, p. 119-125.

Silveira, J.L. e Horta Nogueira, L.F. 1992, “*Thermoeconomic Functional Analysis in Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plant*”, *Proceeding of ECOS 92 – The International Symposium on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems*, Zaragoza, Spain, 15-18 June, pp. 381-386

Soares, P., 2003, “CST investe US\$ 450 milhões para bater CSN”, *Folha de São Paulo, Caderno Dinheiro*, pag. B”, 12/10/2002

Souza, M.E.P., Nebra, S.A. e Gallo, W.L.R., 1998, “*Análise Exergética Comparativa de Sistemas de Recuperação de Energia dos Gases Efluente de Caldeiras a Bagaço de Cana*”, VII ENCIT – Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Rio de Janeiro, Nov, pp. 347-352

Souza-Santos, M. L., 1997, “*A study of thermochemically recuperative power generation systems using natural gas*”, Fuel, Elsevier Science Ltd., vol. 76, nº 7, pp. 593-601

Steel Technology, 2002, “*Baoshan Cold Rolled Steel Sheet Plant, China*”, <http://www.steel-technology.com/projects/baoshan/index.html> 28/02/2002

Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., 1988, “*Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Process*”, Hemisphere Publishing Co., New York, USA, 330p.

Torres E.A. e Gallo W.L.R., 1997 “*Exergetic Evaluation of a Cogeneration System in a Petrochemical Complex*” FLOWERS 97 – Florence World Energy Research Symposium, July 30 – August 1, pp. 967-974

Torres E.A. e Gallo W.L.R., 1998 “*Exergetic Evaluation of a Cogeneration System in a Petrochemical Complex*” Energy Conversion & Management, vol. 39, nº16-18, pp. 1845-1852.

Torres, E.A., 1999, “*Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico*” Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Brasil, 223p

Tsatsaronis, G e Pisa, J., 1994, “*Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems – Application to the CGAM problem*”, Energy, vol. 19, nº3, pp. 287-321.

Tsatsaronis, G. e Winhold, M., 1985a, “*Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants – I: A New General Methodology*”, Energy, v. 10, nº1, pp.69-80

Tsatsaronis, G. e Winhold, M., 1985b, “*Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants – 2: Analysis of a Coal-Fired Steam Power Plant*”, “, v. 10, nº1, pp.81-94

Tsatsaronis, G., 1993, “*Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy System*, Progress in Energy and Combustion Science, v. 19, pp.227-257.

Tsatsaronis, G., Lin, L,m Tawfik, T e Gallaspy, D.T., 1993, “*Exergy Costing in Exergoeconomic*”, Journal of Energy Resources Technology, vol. 115, n/1, pp. 9-16.

Valero, A., Serra, L. e Lozano, M.A., 1993, “*Structural Theory of Thermoeconomics*” In “AES-Vol 30/HTD- vol 266, Thermodynamics and the design, analysis and improvement of energy systems”, ASME

Valero, A., Torres, C e Serra, L.,1992, “*A General Theory of Thermodynamiccs Part I – Structural Analysis*” Proceeding of ECOS 92 – The International Symposium on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems, Zaragoza, Spain, 15-18 June, pp. 137-145

Verda, V e Borchiellini, R., 2002, “*Exergetic and Economic Evaluation of Control Strategies for a Gas Turbine Plant*”, Proceeding of ECOS 2002 – International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, july 3-5, Berlin, Germany, 2002., vol. I, pp. 234-241

Vertiola, S.R. e Oliveira Jr., 1995, “*Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Optimization of the Steam Cycle of a Medium-Sized Sugar and Alcohol Mill.*”, In: ECOS – Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Istambul, p. 231-236.

Walter, A.C.S e Bajay, S.V., 1993, “*Comparative Thermo-economic Analysis of Cogeneration and Electricity Generation Plants Using Sugar-Cane as a Fuel*”, Proceedings of 28th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Aug 08-13, Atlanta, GA, vol. 2, p. 2437-2442.

Walter, A.C.S., Llagostera, J.I e Gallo, W.L.R., 1998, “*Impact of Gas Turbine de-rating on the Performance and on The Economic BIG-GT Cycles*”, Proceedings, ASME Advanced Energy Systems Division/1998 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, USA, November, v. 38, 67-72

Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N e Mori, K., 2001, “*Design and testing of the Organic Rankine Cycle*”, Energy, vol. 26, n°3, pp.239-251

Anexo A

Dados Termodinâmicos e Estimativas de Custos dos Equipamentos do Sistema Atual de Geração da CST

Este anexo mostra os dados termodinâmicos de vazão, pressão, temperatura, entalpia, entropia e exergia, nas plantas 1, 2 e 3 do atual sistema de geração na CST e uma estimativa dos custos dos equipamentos que compõem as plantas.

A.1 Dados Termodinâmicos das plantas 1,2 e 3

Os fluxos demonstrados são referenciados às figuras 1.5 (Plantas 1 e 2 – Layout de Projeto), 1.6 (Layout da Planta 3) e 1.7 (layout atual das plantas 1 e 2). As Tabelas A.1, A.2 e A.3 mostram os valores de vazão, pressão, temperatura, entalpia, entropia e exergia.

Tabela A.1 Dados de Projeto das Plantas 1 e 2.

Fluxos	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
1	73,160	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
2	72,755	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
3	0,405	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
4	0,007	0,063	37,25	2400,00	7,764	89,50
5	6,697	40,210	426,96	3278,03	6,861	1236,76
6	3,478	5,910	308,00	3079,13	7,410	874,36
7	4,366	3,019	134,00	2725,48	6,990	645,94

Fluxos	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
8	4,659	1,598	113,00	2542,94	6,805	518,43
9	53,549	0,0636	37,25	2402,90	7,774	89,61
10	65,451	0,0636	37,25	155,96	0,535	0,93
11	65,451	15,000	37,25	157,96	0,536	2,45
12	65,451	14,90	38,32	161,75	0,549	2,60
13	65,451	11,00	38,66	162,75	0,553	2,17
14	65,451	10,87	80,00	335,74	1,074	19,92
15	65,451	8,340	117,60	493,81	1,501	50,76
16	69,233	5,810	151,00	636,53	1,851	89,00
17	74,704	40,21	150,56	636,75	1,843	91,70
18	73,160	5,810	151,00	636,53	1,851	89,00
19	73,160	110,00	152,00	649,43	1,855	100,81
20	73,160	110,00	197,60	845,71	2,293	166,45
21	0,017	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
22	0,083	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
23	0,024	86,00	400,00	329,44	6,323	1249,08
24	0,305	5,910	168,79	3416,00	7,921	1058,74
25	0,083	1,400	100,00	425,44	1,300	42,32
26	0,024	1,400	100,00	425,45	1,300	42,33
27	9,025	1,400	64,70	270,87	0,889	10,20
28	4,659	1,400	45,60	190,97	0,646	2,88
29	4,366	3,018	85,00	356,11	1,134	22,53
30	5,471	40,21	151,21	639,56	1,850	92,54
31	9,132	1,400	65,13	272,68	0,894	10,41
32	3651,49	3,000	29,96	125,75	0,435	0,37
33	3651,49	1,000	22,00	92,32	0,324	0,06
34	3651,49	4,000	20,00	92,75	0,325	0,36
35	8,241	40,210	279,63	2900,00	6,251	1040,57
36	5,471	40,210	279,63	2900,00	6,251	1040,57
37	2,770	16,69	243,35	2900,00	6,618	931,29
38	2,770	1,000	25,00	104,86	0,367	0,00
39	2,770	4,330	25,10	105,58	0,368	0,00
40	1,544	40,210	153,00	647,26	1,868	94,84

Tabela A.2 Dados Termodinâmicos de Operação das Plantas 1 e 2

Ponto	$\dot{m}(\text{kg/s})$	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
1	70,598	86,00	576,16	3577,26	6,914	1520,00
2	74,353	86,00	576,16	3416,26	6,717	1418,00
3	0,405	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
4	0,031	0,063	37,25	2400,00	7,764	89,50
5	1,789	40,00	419,02	3260,03	6,838	1225,76
6	3,758	5,910	308,00	3079,13	7,410	874,36
7	4,602	3,019	134,00	2725,48	6,990	645,94
8	4,910	1,598	113,00	2542,94	6,805	518,43
9	59,263	0,0636	37,25	2402,90	7,774	89,61
10	68,981	0,0636	37,25	155,96	0,535	0,93
11	68,981	15,000	37,25	157,96	0,536	2,45
12	68,981	14,90	38,32	161,75	0,549	2,60
13	68,981	11,00	38,66	166,75	0,564	2,17
14	68,981	10,87	80,00	335,74	1,074	19,92
15	68,981	8,340	117,60	493,81	1,501	50,76
16	72,978	5,810	151,00	636,53	1,851	89,00
17	74,758	5,800	150,56	687,46	1,970	104,52
18	70,598	5,810	151,00	687,46	1,970	104,52
19	0,078	110,00	152,00	649,43	1,854	100,81
20	0,087	110,00	197,60	845,71	2,293	166,45
21	0,108	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
22	0,240	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00
23	0,087	86,00	400,00	3129,44	6,322	1249,08
24	0,240	5,910	468,79	3416,00	7,921	1058,74
25	0,087	1,400	100,00	425,44	1,300	42,32
26	0,108	1,400	100,00	425,45	1,300	42,33
27	9,512	1,400	64,70	270,87	0,889	10,20
28	4,910	1,400	45,60	190,97	0,646	2,88
29	4,602	3,018	85,00	356,11	1,134	22,53
30	4,300	10,21	254,00	2951,96	6,942	886,49
31	9,708	1,400	65,13	273,98	0,894	10,41
32	4044,77	3,000	29,96	125,75	0,435	0,37
33	4044,77	1,000	22,00	92,32	0,324	0,06
34	4044,77	4,000	20,00	92,75	0,325	0,36
36	1,779	40,00	419,02	3260,00	6,838	1225,76
37	0,010	40,00	419,02	3260,00	6,832	1225,76
38	0,010	1,000	25,00	104,86	0,367	0,00
39	0,010	4,330	25,10	105,58	0,368	0,00
40	74,758	86,00	510,00	3416,26	6,717	1418,00

Ponto	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
41	6,079	10,00	295,33	3042,11	7,107	927,55
42	6,079	10,00	179,88	462,61	2,38	129,67
43	1,779	10,00	179,88	742,61	2,138	129,67
44	4,300	10,00	179,88	742,61	2,138	129,67
45	4,160	5,800	157,52	687,46	1,970	104,52

Tabela A.3 Dados Termodinâmicos de Projeto da Planta 3.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
1	71,742	99,00	550,00	3500,85	6,762	1489,31
2	72,490	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
3	71,482	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
4	1,008	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
5	4,277	33,25	388,19	3200,00	6,830	1168,02
6	7,085	20,02	321,27	3074,00	6,853	1035,34
7	5,132	8,84	223,41	2880,00	6,872	843,47
8	3,846	2,77	158,34	2780,00	7,158	650,15
9	3,816	1,00	99,63	2429,00	6,698	436,33
10	0,067	0,063	37,08	2410,00	7,801	88,68
11	47,259	0,060	36,18	2263,00	7,346	77,10
12	57,941	0,063	37,08	155,96	0,535	0,93
13	57,941	15,00	37,41	157,96	0,536	2,45
14	57,941	13,4	38,17	161,00	0,547	2,42
15	57,941	13,5	38,77	163,5	0,555	2,54
16	57,941	9,99	74,23	311,50	1,005	16,24
17	57,941	8,84	114,53	481,00	1,467	48,01
18	63,909	8,34	168,70	713,46	2,028	113,15
19	72,500	8,84	169,45	716,78	2,036	114,27
20	71,742	8,840	169,45	716,78	2,0361	114,27
21	71,742	110,00	169,47	722,50	2,023	123,69
22	71,742	106,0	204,67	877,00	2,360	177,78
23	71,742	99,00	235,00	1015,00	2,642	231,81
24	0,172	99,00	540,00	3476,00	6,731	1473,58
25	2,770	20,02	321,27	3074,00	6,853	1035,34
26	0,058	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
27	0,114	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
28	0,001	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
29	0,836	99,00	540,00	105,19	6,731	1473,58
30	0,068	1,000	99,63	2558,00	7,044	462,15
31	4,315	20,02	321,27	125,75	6,853	1035,34

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
32	3,960	2,77	167,84	2800,00	7,204	656,48
33	0,058	0,063	37,08	425,00	1,402	11,40
34	0,068	13,75	99,76	419,00	1,303	35,03
35	3,816	0,063	37,08	182,00	0,619	1,94
36	3,960	0,063	37,08	320,00	1,064	7,31
37	4,315	20,02	120,00	505,00	1,526	54,58
38	4,277	33,75	207,08	885,00	2,394	175,58
39	8,591	8,84	147,60	742,00	2,092	122,61
40	7,776	0,063	37,08	252,28	0,8457	4,68
41	7,902	0,063	37,08	254,97	0,854	4,78
42	0,748	8,34	172,15	2115,78	5,178	576,49
43	0,010	8,34	168,48	712,52	2,026	112,84
44	0,758	8,34	169,46	716,78	2,036	114,23
45	2,780	4,00	25,01	3074,00	0,367	0,30
46	2,780	1,00	25,00	104,86	0,367	0,00
47	2,780	16,69	211,54	2816,00	6,450	897,36
48	3018,16	3,00	30,00	92,30	0,435	0,37
49	3018,16	1,00	22,00	92,75	0,324	0,04
50	3018,16	4,00	22,00	92,75	0,325	0,36

Tabela A.4 Dados Termodinâmicos de Operação da Planta 3.

Fluxo	\dot{m} (kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
1	71,000	99,00	561,28	3528,66	6,795	1507,12
2	72,348	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
3	71,340	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
4	1,008	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
5	0,123	33,25	388,19	3200,00	6,830	1168,02
6	1,622	20,02	321,27	3074,00	6,853	1035,34
7	5,753	8,84	223,41	2888,00	6,872	843,47
8	3,223	2,77	158,34	2780,00	7,158	650,15
9	5,366	1,00	99,63	2429,00	6,698	436,33
10	0,080	0,063	37,08	2410,00	7,801	88,68
11	55,173	0,063	36,18	2263,00	7,327	82,95
12	64,014	0,063	37,08	155,96	0,535	0,93
13	64,014	15,00	37,41	157,96	0,547	2,45
14	64,014	13,4	38,17	161,00	0,547	2,42
15	64,014	13,5	38,77	164,10	0,555	2,59
16	64,014	9,99	84,23	352,46	1,121	22,53

Fluxo	m(kg/s)	P(bar)	T(°C)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg)	e(kJ/kg)
17	64,014	8,84	114,53	481,00	1,467	48,01
18	70,603	8,34	168,70	712,59	2,028	112,86
19	72,348	8,84	169,45	708,55	2,017	111,55
20	71,000	8,84	167,57	708,55	2,017	111,59
21	71,000	110,00	169,47	722,50	2,023	123,69
22	71,000	106,0	183,00	781,20	2,157	143,15
23	71,000	99,00	184,00	785,20	2,165	144,03
24	0,172	99,00	540,00	3476,00	6,731	1473,58
25	0,000	20,02	321,27	3074,00	6,853	1035,34
26	0,064	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
27	0,095	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
28	0,013	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
29	0,836	99,00	540,00	3476,10	6,731	1473,58
30	0,093	0,063	37,08	2560,00	8,286	94,53
31	1,622	20,02	321,27	3074,00	6,853	1035,34
32	3,318	2,77	167,84	2800,00	7,204	656,48
33	0,064	99,00	99,63	425,00	1,295	43,32
34	0,093	1,00	99,63	419,00	1,306	33,96
35	5,366	1,00	43,46	182,00	0,618	2,29
36	3,318	2,77	76,40	320,00	1,032	16,83
37	1,622	20,02	120,00	320,00	1,526	54,58
38	0,123	33,75	207,08	885,00	2,394	175,58
39	1,746	20,02	126,33	531,00	1,593	61,24
40	8,684	1,00	56,07	234,00	0,7813	6,331
41	8,840	1,00	56,86	238,28	0,7914	6,65
42	1,348	99,00	166,26	708,97	1,993	118,18
43	0,000	16,69	167,34	708,78	2,014	112,00
44	1,348	8,34	167,45	708,52	2,014	111,84
45	0,000	16,69	211,45	2816,78	6,450	897,36
46	0,000	1,00	25,00	104,86	0,367	0,00
47	0,000	4,00	25,01	105,86	0,367	0,30
48	3522,92	1,00	22,00	92,30	0,324	0,04
49	3522,92	4,00	22,04	92,75	0,325	0,36
50	3522,92	3,00	30,00	125,75	0,435	0,37

A.2 Custo dos Equipamentos das Plantas 1, 2 e 3

Os custos estimados para os equipamentos consideram as informações obtidas na CST. A Tabela A.5 mostra os valores totais dos equipamentos das plantas considerando como base o ano de 2002.

Tabela A.5: Custos de Investimento dos Equipamentos (ano 2002)

Componente	Preço (US\$)
Caldeira	12.730.000
Turbina a Vapor	12.730.000
Condensador	845.909
Desaerador	1.773.000
Bomba de Condensado	235.882
Bomba de Alimentação	576.684
Trocadores de Calor	
AEJ	5.663
GC	6.111
HTR1	130.124
HTR2	190.388
HTR3	339.944
HTR4	544.859

Ao custo de investimento de cada equipamento devem ser acrescentados outros custos necessários para completar as condições de operação da planta. Custos de instalação, instrumentação, controle, construção de infra-estrutura elétrica e civil. Uma distribuição destes custos é proposta por Bejan et. Al. (1996) e será utilizada para este sistema. Os valores da distribuição dos custos é apresentada na Tabela A.6.

Tabela A.6: Distribuição dos Custos Diretos – Capital e Custos de Operação.

Custo do Equipamento	CI
Instalação	20% CI
Tubulações	15% CI
Instrumentação e Controle	6% CI
Instalações Elétricas	10% CI
Construção Civil	15% CI
Custo Total	166% CI
Custo de Manutenção	5% CI

O custo total deve ser amortizado durante o período de vida útil da planta, assim a quantia a ser amortizada pode ser calculada usando a formulação proposta por Bejan et.al. (1996)

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

Onde: A = valor da amortização.

I = valor do investimento.

j = taxa de juros.

N = período de amortização.

Um período de 15 anos para a amortização, com uma taxa de juros anual de 12% foi utilizado. Considerando um período de 8060 horas por ano, calculam-se os custos em (US\$/s) durante o período de amortização. A Tabela A.7 mostra os valores calculados para o custo de investimento, o custo total, o custo de manutenção, o custo de amortização anual e a taxa \dot{Z} (US\$/s) utilizado na determinação dos custos monetários, determinando assim as variáveis necessárias para o balanço e determinação dos custos monetários.

Tabela A.7: Custos de Amortização para cada equipamento.

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Manutenção (US\$/ano)	Amortização (US\$/ano)	Z (US\$/s)
Caldeira	12.730.000	18.571.000	559.437	3.103.000	0,1208
Turbina	12.730.000	18.571.000	559.437	3.103.000	0,1208
Condensador	845.909	1.404.000	42.295	206.138	0,04672
Deaerator	1.773.000	2.944.000	88.660	432.107	0,01682
Bomba de Condensador	235.882	391.481	11.792	57.469	0,002237
Bomba de Alimentação.	576.684	957.295	28.834	140.531	0,00547
Trocadores de Calor					
AEJ	5.663	9.400	283,10	1380	0,00005372
GC	6.111	10.145	305,60	1489	0,00005797
HTR1	130.124	216.005	6.506	31.710	0,001234
HTR2	190.388	316.044	9.519	46.395	0,001806
HTR3	339.944	564.307	16.997	82.840	0,003225
HTR4	544.859	904.467	27.243	132.776	0,005169

Anexo B

Cálculo da Exergia e do Custo dos Gases Siderúrgicos.

Este anexo mostra como foram calculados os valores do PCI, exergia dos gases siderúrgicos e o custo adotado para estes no cálculo do custo do combustível adotado nos capítulos 5 e 7.

B.1 Cálculo do Poder Calorífico Inferior dos Gases Siderúrgicos

O cálculo do Poder Calorífico Inferior dos gases siderúrgicos é feito considerando-se que os gases combustíveis são uma mistura de gases ideais com uma composição média molar gases mostrada na Tabela B.1

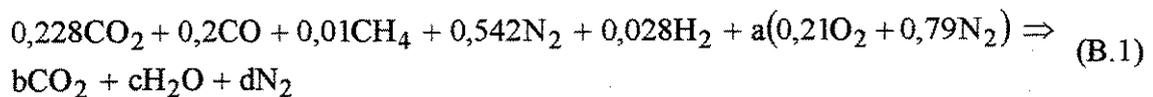
Tabela B.1 Composição molar média dos gases siderúrgicos

Componente	$x_i(\text{GAF})$	$x_i(\text{GCO})$
CO	0,22	0,067
CO ₂	0,2	0,024
N ₂	0,542	0,025
H ₂	0,028	0,592
CH ₄	0,01	0,264
C ₂ H ₄	-	0,021
C ₂ H ₆	-	0,007

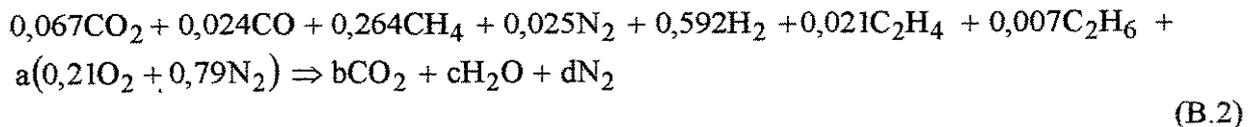
A determinação do PCI é feita calculando-se a composição dos produtos de cada gás combustível em uma reação de combustão estequiométrica. Determinando-se a composição molar ou mássica para o gás, ar e gases de combustão, calcula-se a entalpia total dos reagentes e a dos produtos da reação de combustão, sendo o PCI então determinado pela diferença entre as entalpias dos reagentes e dos produtos. Todos os valores de entalpia são determinados a uma temperatura de 25°C. As equações utilizadas para a determinação do PCI do GAF e do GCO são mostradas a seguir:

Equação de combustão estequiométrica:

Gás de alto forno



Gás de coqueria



Os índices estequiométricos para cada gás são mostrados na tabela B.2

Tabela B.2 Índices estequiométricos para o GAF e GCO

índice	GAF	GCO
a	0,704	4,5
b	0,738	0,411
c	0,048	1,183
d	1,099	3,581

As entalpias dos reagentes são calculadas pelas equações (B.3a), (B.3b) e (B.4)

Para o gás de alto forno

$$\bar{H}_{\text{reagentes}} = 0,228h_{\text{CO}_2} + 0,2h_{\text{CO}} + 0,01h_{\text{CH}_4} + 0,542h_{\text{N}_2} + 0,028h_{\text{H}_2} + a * (0,21h_{\text{O}_2} + 0,79h_{\text{N}_2}) \quad (\text{B.3a})$$

Para o gás de coqueria

$$\bar{H}_{\text{reagentes}} = 0,067h_{\text{CO}_2} + 0,024h_{\text{CO}} + 0,264h_{\text{CH}_4} + 0,025h_{\text{N}_2} + 0,592h_{\text{H}_2} + 0,021h_{\text{C}_2\text{H}_4} + 0,007h_{\text{C}_2\text{H}_6} + a * (0,21h_{\text{O}_2} + 0,79h_{\text{N}_2}) \quad (\text{B.3b})$$

$$\bar{H}_{\text{produtos}} = b * h_{\text{CO}_2} + c * h_{\text{H}_2\text{O}} + d * h_{\text{N}_2} \quad (\text{B.4})$$

Todos os valores para as entalpias são calculados utilizando-se o software EES®(2003). Assim, o PCI é calculado pela equação (B.5)

$$\text{PCI} = \bar{H}_{\text{reagentes}} - \bar{H}_{\text{produtos}} \quad [\text{kJ/kmol}] \quad (\text{B.5})$$

pode-se definir o PCI em base mássica, pela equação (B.6)

$$\text{PCI} = \frac{(\bar{H}_{\text{reagentes}} - \bar{H}_{\text{produtos}})}{\text{mol}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (\text{B.6})$$

Os valores calculados para o PCI e o mol dos gases são mostrados na Tabela B.3

Tabela B.3 Valores do mol e do PCI para o GAF e GCO

	GAF	GCO
Mol (kg/kmol)	31,32	9,86
PCI (kJ/kg)	2530	41748

Duas considerações feitas são: a entalpia de formação está incluída no valor da entalpia que o EES®(2003) fornece para os compostos em questão; é obtido o PCI porque as propriedades calculadas são referentes a gases idéias, ou seja, a entalpia da água formada refere-se ao estado de vapor. O software EES®(2003) utiliza as tabelas JANAF para a determinação das propriedades citadas.

B.2 Cálculo da Exergia dos Gases Siderúrgicos

O cálculo da exergia dos gases siderúrgicos é feito conforme proposto por Szargut et. al (1988). Considera-se que os gases combustíveis são uma mistura de gases ideais, e a composição média dos gases mostrada na Tabela B.1

A exergia de cada gás é determinada segundo a equação (B.7)

$$e = e_{ch} + e_{fis} \quad (B.7)$$

onde e_{ch} corresponde à exergia química do combustível e e_{fis} à exergia física. A exergia química de cada gás é determinada segundo as equações (B.8) e (B.9)

$$e_{ch(GAF)} = \sum e_o x_{i(GAF)} + \bar{R} T_o \sum x_{i(GAF)} \ln(x_{i(GAF)}) \quad (B.8)$$

$$e_{ch(GCO)} = \sum e_o x_{i(GCO)} + \bar{R} T_o \sum x_{i(GCO)} \ln(x_{i(GCO)}) \quad (B.9)$$

O primeiro termo das equações acima é definido como o valor da exergia *Standard* definida por Szargut para cada componente em função de um ambiente de referência padrão [kJ/kg], o segundo termo é chamado de exergia da mistura, onde \bar{R} a constante universal dos gases [kJ/kgK], T_o [K] a temperatura de referência e (x_i) a fração mássica de cada componente do gás.

A exergia física é definida por:

$$e_{fis(GAF)} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (B.10)$$

$$e_{fis(GCO)} = h - h_o - T_o(s - s_o) \quad (B.11)$$

Considerando-se que a temperatura e pressão do GAF e do GCO sejam de 40°C e 1,04 bar, respectivamente, e adotando-se o valor da temperatura e pressão de referência igual a 25°C e 1 bar, respectivamente.

Os valores de entalpia e entropia foram obtidos através do software EES®(2003)

utilizando-se o modelo de gás ideal.

A exergia Standard de cada componente, a fração mássica e a exergia química total são mostradas na tabela B.4 e B.5.

Tabela B.4 Exergias *Standard* para cada componente dos gases siderúrgicos.

Componente	e_o [kJ/kg]
CO	9821
CO ₂	451
N ₂	25,71
H ₂	117462
CH ₄	51848
C ₂ H ₄	49861
C ₂ H ₆	49852

Tabela B.5 Fração mássica de cada componente nos gases siderúrgicos.

Componente	x_i	
	GAF	GCO
CO	0,2014	0,1903
CO ₂	0,2877	0,107
N ₂	0,4962	0,0710
H ₂	0,00145	0,121
CH ₄	0,00524	0,4295
C ₂ H ₄		0,0597
C ₂ H ₆		0,0213

Assim são calculados os valores da exergia química e física dos gases siderúrgicos que são apresentadas na Tabela B.6

Tabela B.6 Exergia, química, física e total dos gases siderúrgicos.

	e_{ch} [kJ/kg]	e_{fis} [kJ/kg]	e [kJ/kg]
GAF	2476	8,419	2484,41
GCO	42040	44,17	42084,17

B.3 Cálculo do Custo dos Gases Siderúrgicos

O custo dos gases siderúrgicos foi determinado através de uma estimativa com o preço de mercado do gás natural. O uso desta estimativa é devido ao fato de que o GAF e o GCO não apresentam um valor comercial definido. Considerando que o preço do gás é estimado em função do valor do poder calorífico inferior foram estimados os custos dos gases siderúrgicos nesta base. O custo do gás natural foi estimado segundo informações da GASPETRO¹. Os valores estimados são mostrados na Tabela B.7.

Tabela B.7 Custo dos Gases Siderúrgicos

	Poder Calorífico (kJ/Nm ³)	Custo do gás (US\$/Nm ³)
Gás Natural	39348	0,07125
GAF	3718	0,00673
GCO	18275	0,03091 ²

¹ http://www.gaspetro.com.br/tab1_us.htm - acessado em 02/04/2004

Anexo C

Custo dos Equipamentos do Ciclo Combinado

Este anexo mostra como foram estimados os custos para os equipamentos que compõem o ciclo combinado em suas três configurações.

O custo dos equipamentos que compõem o ciclo combinado foi estimado através de informações obtidas com fabricantes de equipamentos e comparações com equipamentos de capacidades diferentes.

A conversão de custo em relação à capacidade ou tamanho do equipamento pode ser feita seguindo a correlação, obviamente comparando-se equipamentos iguais e apenas de tamanho ou capacidade diferentes.

$$C_y = C_x \left(\frac{S_y}{S_x} \right)^\alpha \quad (C.1)$$

Onde:

C_y é o custo do equipamento “y” que se deseja determinar

C_x é o custo do equipamento “x” conhecido

S_y é a variável de conversão (tamanho ou capacidade)do equipamento “y”.

S_x é a variável de conversão (tamanho ou capacidade)do equipamento “y”.

α é o expoente de escala que varia de acordo com o tipo de equipamento, neste caso adota-se os valores propostos por Bejan et.al. (1996)

a) Turbina a Gás

O custo total da turbina a gás utilizada (Alstom GT11N2) no ciclo combinado foi obtido em Gas Turbine World (1997) sendo o valor convertido para valores atuais. O custo dos equipamentos da turbina foi dividido seguindo a proposta utilizada por Gomes (2001) mostrada na Tabela C.1. O custo do sistema de compressão do GAF é determinado através da eq (C.1), considerando-se que a potência de um compressor de referencia é o compressor de ar da turbina a gás, utilizando-se o fator “ α ” igual a 0,95 usado para o caso de compressores, Bejan et. Al. (1996).

Tabela C.1 Custo de Investimento da Turbina a Gás e sistema de compressão de GAF(ano/2002)

Equipamento	%	Custo (US\$)
Compressor	25	6.011.000
Câmara de Combustão	5	1.202.000
Turbina	25	6.011.000
Gerador	45	10.820.000
Total	100	24.045.000
Compressor de GAF	-	1.211.000

b) Caldeira de Recuperação

Foram propostos sistema de ciclo combinado com caldeiras de recuperação com um, dois e três níveis de pressão. O custo de cada caldeira de recuperação varia conforme o número de trocadores de calor (superaquecedores, evaporadores e economizadores) e da complexidade em relação à instrumentação, controle e montagem de acordo com a configuração escolhida. O custo total de cada caldeira foi estimado segundo proposta de Rees (2003) que propõe que o custo total da

caldeira de recuperação seja de 11% do custo da turbina a gás para caldeira de recuperação com um nível de pressão, 23% para dois níveis de pressão e de 37% para três níveis de pressão. Desta forma, para encontrar o custo de cada trocador de calor considera-se a proposta de distribuição de custos utilizada por Guarinello (1997). Onde o custo de cada componente é proporcional ao calor transferido. Os valores encontrados para os custos da caldeira de recuperação são mostrados na Tabela C.2.

Tabela C.2 Custo de Investimento das Caldeiras de Recuperação (US\$)

Equipamento	1 nível de pressão	2 níveis de pressão	3 níveis de pressão
SHHP	603.400	1.192.000	1.855.000
SHIP	-		3.077
SHLP	-	20.400	32.440
EVHP	1.040.000	2.009.000	3.266.00
EVIP	-		135.400
EVLV	172.900	678.800	1.111.000
ECOHP	737.600	1.414.000	2.108.000
ECOIP	-		18.790
ECOLP	91.500	245.500	391.800
Total	2.645.400	5.559.700	8.921.507

b) Turbina a Vapor

Usando a equação (C.1) estima-se o custo da turbina a vapor, utilizando um valor de “ α ” para turbina a vapor de 0,9. Segundo Gomes (2001) uma turbina a vapor de 265 MW tem um custo de US\$ 52.000.000. Considerando-se estes valores de referência para o cálculo do custo das turbinas a vapor consideradas em cada ciclo, temos a tabela (C.3)

Tabela C.3 Custo de Investimento da Turbina a Vapor

Turbina a Vapor	Potência (MW)			Custo (US\$)		
	1P	2P	3P	1P	2P	3P
TVHP	146,75	90,71	67,11	-	19.827.000	15.117.000
TVIP	-	-	40,53	-	-	9.603.000
TVLP	-	66,00	59,48	30.536.000	14.892.000	13.562.000
Total	146,75	156,71	167,12	30.536.000	34.719.000	38.282.000

c) Condensador

O custo do condensador é calculado com base no custo obtido no sistema atual, estimado em US\$ 3.000 para cada 10kW de calor transferido. Porém a quantidade de calor transferido em cada configuração é diferente, portanto, utilizando-se a eq. (C.1) com um valor para o índice “ α ” de 0,6, o custo para os condensadores foi obtido como mostrado na Tabela C.4

Tabela C.4 Custo de Investimento do Condensador

Condensador	Calor Transferido (kW)	Custo (US\$)
1P	130.830	976.000
2P	143.219	1.031.000
3P	138.714	1.012.000

d) Bombas

O custo das bombas é estimado considerando-se que uma bomba com potência de 315 kW possui um custo estimado de US\$ 375.000¹, utilizando-se um valor do índice “ α ” considerado para as bombas de 0,48. Com a eq. (C.1) calculam-se os custos para as bombas nas três configurações, mostrados na Tabela C.5.

Tabela C.5 Custo de Investimento das Bombas

Turbina a Vapor	Potência (kW)			Custo (US\$)		
	1P	2P	3P	1P	2P	3P
Bomba de Condensado	26,55	54,79	15,38	114.400	162.000	88.030
Bomba de Pressão Intermediária		-	102,2		-	218.400
Bomba de Alta Pressão	1.047	1.046	940,1	667.500	667.500	633.800

d) desaerador

O custo do desaerador é estimado considerando-se o custo do desaerador do sistema atual operando a uma pressão de 8,74 bares com um custo estimado de US\$ 1.773.000, o índice “ α ”

¹ <http://www.ksbbombas.com.br/>

utilizado é de 0,6, podendo assim ser estimado o custo dos desaeradores de cada sistema, como mostrado na Tabela C.6

Tabela C.6 Custo de Investimento do Desaerador

Condensador	Pressão de Operação (bar)	Custo (US\$)
1P	1,29	537.900
2P	1,72	639.200
3P	1,72	639.200

Assim pode-se estimar o custo de investimento de cada proposta de ciclo combinado, mostrados na Tabela C.7

Tabela C.7 Custo de Investimento Total de cada Configuração.

Configuração	Custo de Investimento total US\$	Custo específico (US\$/kW)
1P	149.333.000	483,70
2P	166.525.000	515,50
3P	179.918.000	540,90

As considerações sobre custos de instalação, instrumentação, entre outros, os custos de manutenção, a forma de amortização são estimados da mesma forma que foi feito no Anexo A. Os valores definidos para os equipamentos são mostrados nas Tabela C.8, C.9, C.10 e C11

Tabela C.8: Custos de Amortização para cada equipamento (sistema de turbina a gás).

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Manutenção (US\$/ano)	Amortização (US\$/ano)	Z (US\$/s)
COMP	6.011.000	9.978.260	300.550	1.464.809	0,050483
CC	1.202.000	1.995.320	60.100	292.913	0,010095
TG	6.011.000	9.978.260	300.550	1.464.809	0,050483
GG	10.820.000	17.961.200	541.000	2.636.704	0,090871
CGAF	1.211.000	2.010.260	60.550	295.106	0,01017

Tabela C.9: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 1 nível de pressão)

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Manutenção (US\$/ano)	Amortização (US\$/ano)	Z (US\$/s)
SHHP	603.400	1.001.644	30.170	147.041	0,005068
EVHP	1.040.000	1.726.400	52.000	253.435	0,008734
EVLP	172.900	287.014	8.645	42.133	0,001452
ECOHP	737.600	1.224.416	36.880	179.744	0,006195
ECOLP	91.500	151.890	4.575	22.297	0,000768
TVHP	30.536.000	50.689.760	1.526.800	7.441.257	0,256454
COND	976.000	1.620.160	48.800	237.839	0,008197
CP	114.400	189.904	5.720	27.877	0,000961
HPP	667.500	1.108.050	33.375	162.661	0,005606
DESA	537.900	892.914	26.895	131.079	0,004517

Tabela C.10: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 2 níveis de pressão)

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Manutenção (US\$/ano)	Amortização (US\$/ano)	Z (US\$/s)
SHHP	1.192.000	1.978.720	59.600	290.476	0,010011
SHLP	20.400	33.864	1.020	4.971	0,000171
EVHP	2.009.000	3.334.940	100.450	489.569	0,016872
EVLP	678.800	1.126.808	33.940	165.415	0,005701
ECOHP	1.414.000	2.347.240	70.700	344.574	0,011875
ECOLP	245.500	407.530	12.275	59.825	0,002062
TVHP	19.827.000	32.912.820	991.350	4.831.602	0,166515
TVLP	14.892.000	24.720.720	744.600	3.629.002	0,125069
COND	1.031.000	1.711.460	51.550	251.242	0,008659
CP	162.000	268.920	8.100	39.477	0,001361
HPP	667.500	1.108.050	33.375	162.661	0,005606
DESA	639.200	1.061.072	31.960	155.765	0,005368

Tabela C.11: Custos de Amortização para cada equipamento (ciclo combinado 3 níveis de pressão)

Componente	Custo Investimento (US\$)	Custo Total (US\$)	Manutenção (US\$/ano)	Amortização (US\$/ano)	Z (US\$/s)
SHHP	1.855.000	3.079.300	92.750	452.041	0,015579
SHIP	3.077	5.107	153	750	0,0000205
SHLP	32.440	53.850	1.622	7.905	0,000272
EVHP	3.266.00	5.421.560	163.300	795.885	0,027429
EVIP	135.400	224.764	6.770	32.995	0,001137
EVLP	1.111.000	1.844.260	55.550	270.737	0,009331
ECOHP	2.108.000	3.499.280	105.400	513.694	0,017704
ECOIP	18.790	31.191	939	4.579	0,000158
ECOLP	391.800	650.388	19.590	95.477	0,00329
TVHP	15.117.000	25.094.220	755.850	3.683.831	0,126959
TVIP	9.603.000	15.940.980	480.150	2.340.136	0,08065
TVLP	13.562.000	22.512.920	678.100	3.304.897	0,113899
COND	1.012.000	1.679.920	50.600	246.612	0,008499
CP	88.030	146.129	4.401	21.452	0,000739
IPP	218.400	362.544	10.920	53.221	0,001834
HPP	633.800	1.052.108	31.690	154.449	0,005323
DESA	639.200	1.061.072	31.960	155.765	0,005368