

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

**ANÁLISE DO APROVEITAMENTO DO GÁS NATURAL EM  
PLANTAS DE COGERAÇÃO E TRIGERAÇÃO DE ENERGIA  
EM INDÚSTRIAS FRIGORÍFICAS**

**Alessandro Tomio Takaki**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

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

Co-orientador: **Prof. Dr. Cassio Roberto Macedo Maia**

Ilha Solteira - SP, 30 de maio de 2006.

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



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

## CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

**TÍTULO:** Análise do Aproveitamento do Gás Natural em Plantas de Cogeração e Trigerção de Energia em Indústrias Frigoríficas

**AUTOR:** ALESSANDRO TOMIO TAKAKI

**ORIENTADOR:** Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

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

Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. EMANUEL ROCHA WOISKI

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

Prof. Dr. SÍLVIO DE OLIVEIRA JÚNIOR

Departamento de Engenharia Mecânica - Escola Politécnica - USP - São Paulo/SP

Data da realização: 30 de maio de 2006.

---

Presidente da Comissão Examinadora  
Prof. Dr. RICARDO ALAN VERDÚ RAMOS

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho aos meus pais, Isao Takaki e Suely Amorim Takaki, e aos meus irmãos, Ari, Amanda e João Pedro.

## **Agradecimentos**

À Deus.

Aos meus pais, Isao e Suely, pelo amor e confiança em mim depositados e pelo esforço que fizeram para que eu me tornasse um Engenheiro.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos que me ajudou a direcionar e enriquecer este trabalho.

Aos amigos de pós-graduação, em especial aos Engenheiros Fabiano Pagliosa Branco e Thales Brandão Uchôa, pela ajuda e momentos agradáveis durante a realização deste trabalho.

Ao Engenheiro Rodrigo Corrêa Campos, gerente de manutenção do Frigorífico FRIBOI de Campo Grande (MS), pelo repasse de informações da planta e das características de operação do frigorífico.

Aos Professores Doutores Cassio Roberto Macedo Maia, José Luiz Gasche e Emanuel Rocha Woiski, pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

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

À FEPISA (Fundação de Ensino, Pesquisa e Extensão de Ilha Solteira), pelo suporte financeiro durante parte do desenvolvimento deste trabalho.

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

## Sumário

Lista de Figuras _____	vi
Lista de Tabelas _____	ix
Lista de Símbolos _____	xii
Resumo _____	xvi
Abstract _____	xvii
Preâmbulo _____	xviii
Capítulo 1 - Introdução _____	1
1.1. Motivação _____	1
1.2. Objetivos _____	4
Capítulo 2 - Histórico, Aspectos da Cogeração e Revisão Bibliográfica _____	5
2.1. Histórico da Cogeração de Energia _____	5
2.2. Aspectos da Cogeração de Energia _____	7
2.3. Revisão Bibliográfica _____	12
Capítulo 3 - Caracterização dos Casos a serem Estudados _____	19
3.1. Descrição dos Casos _____	19
3.1.1. Caso 1: Planta com Caldeira a Lenha e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 1.500 Bovinos _____	21
3.1.2. Caso 2: Planta com Caldeira a Lenha e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos _____	23
3.1.3. Caso 3: Planta com Turbina a Gás, Caldeira de Recuperação e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos _____	24
3.1.4. Caso 4: Planta com Caldeira a Lenha, Turbina a Gás e Refrigeração por Compressão e Absorção, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos _____	25
3.1.5. Caso 5: Planta com Turbina a Gás, Caldeira de Recuperação e Refrigeração por Absorção, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos _____	26
3.2. Tecnologias Aplicadas às Plantas Propostas _____	27
3.2.1. Turbinas a Gás _____	27

3.2.2. Caldeiras de Recuperação _____	33
3.2.3. Sistemas de Refrigeração _____	39
3.2.3.1. Sistemas de Refrigeração por Compressão a Vapor _____	41
3.2.3.2. Sistemas de Refrigeração por Absorção _____	41
Capítulo 4 - Fundamentos da Análise Termodinâmica _____	50
4.1. Introdução _____	50
4.2. Análise Energética _____	50
4.2.1. Aspectos Gerais da Primeira Lei da Termodinâmica _____	50
4.2.2. Aspectos Gerais da Segunda Lei da Termodinâmica _____	51
4.3. Análise Exergética _____	51
4.3.1. Introdução à Análise Exergética _____	51
4.3.2. Histórico da Análise Exergética _____	52
4.3.3. Exergia _____	53
4.3.4. Componentes da Exergia _____	54
4.3.5. Análise Exergética de Plantas Térmicas _____	56
4.3.6. Irreversibilidade Gerada nos Equipamentos _____	59
4.4. Eficiência Energética e Exergética _____	60
4.5. Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos _____	60
4.5.1. Considerações _____	60
4.5.2. Compressor do Conjunto Turbina a Gás _____	61
4.5.3. Câmara de Combustão do Conjunto Turbina a Gás _____	63
4.5.4. Expansor do Conjunto Turbina a Gás _____	67
4.5.5. Gerador Elétrico _____	69
4.5.6. Caldeira de Recuperação _____	69
4.5.7. Caldeira Convencional a Lenha _____	72
4.5.8. Refrigeração por Absorção _____	73
4.5.9. Refrigeração por Compressão _____	76
4.5.10. Processo Industrial _____	77
Capítulo 5 - Fundamentos da Análise Termoeconômica e Econômica _____	78
5.1. Introdução a Termoeconomia _____	78
5.2. Histórico da Termoeconomia _____	79

5.3. Metodologias da Termoeconomia	80
5.3.1. Otimização Termoeconômica	81
5.3.2. Análise Funcional Termoeconômica	81
5.3.3. Exergoeconomia	83
5.3.4. Análise do Custo Exergético	84
5.3.4.1. Custo Exergético e Custo Exergético Unitário	87
5.3.4.2. Custo Exergoeconômico	89
5.4. Estimativa do Capital Total Investido	90
Capítulo 6 - Resultados e Discussões	95
6.1. Resultados da Análise Termodinâmica	95
6.1.1. Análise Termodinâmica do Caso 1	95
6.1.2. Análise Termodinâmica do Caso 2	100
6.1.3. Análise Termodinâmica do Caso 3	102
6.1.4. Análise Termodinâmica do Caso 4	109
6.1.5. Análise Termodinâmica do Caso 5	114
6.2. Resultados da Análise Termoeconômica	121
6.2.1. Considerações	121
6.2.1.1. Estimativa do Capital Total Investido	121
6.2.1.2. Cronograma de Investimento	121
6.2.1.3. Vida Útil da Instalação	121
6.2.1.4. Taxas de Juros	122
6.2.2. Análise Termoeconômica do Caso 1	123
6.2.3. Análise Termoeconômica do Caso 2	128
6.2.4. Análise Termoeconômica do Caso 3	129
6.2.5. Análise Termoeconômica do Caso 4	135
6.2.6. Análise Termoeconômica do Caso 5	138
6.3. Análise Comparativa e Paramétrica	144
Capítulo 7 - Considerações Finais	150
Referências Bibliográficas	153

## Lista de Figuras

Figura 1.1: Diagrama de fluxos de energia típicos de um sistema de trigeriação. ____	3
Figura 1.2: Razões típicas das demandas por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade nos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas.3	
Figura 1.3: Fração da energia total demandada pelos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas. _____	3
Figura 2.1: Sistema de elevação a partir de gases quentes ( <i>smokejack</i> ). _____	5
Figura 2.2: Comparação entre o processo de cogeração de energia e a produção separada de eletricidade e vapor. _____	9
Figura 2.3: Sistema de cogeração de energia operando no regime <i>bottoming</i> . ____	11
Figura 2.4: Sistema de cogeração de energia operando no regime <i>topping</i> . _____	11
Figura 3.1: Planta para produção de vapor do caso 1 (planta atual). _____	21
Figura 3.2: Planta para produção de refrigeração do caso 1 (planta atual). _____	22
Figura 3.3: Planta para produção adicional de refrigeração do caso 2. _____	24
Figura 3.4: Planta para produção de energia elétrica e vapor do caso 3. _____	25
Figura 3.5: Planta para produção de energia elétrica e refrigeração do caso 4. ____	26
Figura 3.6: Planta de trigeriação de energia do caso 5. _____	27
Figura 3.7: Detalhes de uma turbina a gás da General Electric, modelo LM 2500. _____	29
Figura 3.8: Esquema representativo de uma turbina a gás. _____	30
Figura 3.9: Ciclos de sistemas de geração baseados em turbinas a gás. _____	33
Figura 3.10: Exemplo de uma caldeira de recuperação. _____	34
Figura 3.11: Esquema construtivo de uma caldeira de recuperação. _____	37
Figura 3.12: Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor. _____	38
Figura 3.13: Ciclo de refrigeração de Carnot. _____	40
Figura 3.14: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor. _____	41
Figura 3.15: Diagrama esquemático do sistema de refrigeração por absorção. ____	43

Figura 3.16: Sistema de refrigeração por absorção água-amônia. _____	44
Figura 4.1: Sistema em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos. ____	57
Figura 4.2: Esquema do conjunto turbina a gás. _____	61
Figura 4.3: Esquema de recuperação de calor para a produção de vapor. ____	70
Figura 4.4: Esquema dos equipamentos modelados como trocadores de calor. __	70
Figura 4.5: Temperaturas na caldeira com a aplicação do <i>approach</i> e <i>pinch point</i> . 71	
Figura 4.6: Esquema da planta de refrigeração por absorção amônia-água. _____	74
Figura 4.7: Esquema do condensador da planta de refrigeração por compressão. 76	
Figura 4.8: Esquema termodinâmico dos digestores. _____	77
Figura 4.9: Esquema termodinâmico do trocador de calor. _____	77
Figura 6.1: Planta para geração de vapor nos casos 1, 2 e 4. _____	96
Figura 6.2: Planta para geração de refrigeração nos casos 1 a 4. _____	98
Figura 6.3: Planta para geração de refrigeração adicional nos casos 2 e 3. _____	101
Figura 6.4: Planta para geração de eletricidade e vapor no caso 3. _____	104
Figura 6.5: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 3. _____	106
Figura 6.6: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 3. _____	107
Figura 6.7: Influência do pinch point sobre o fluxo de vapor produzido na caldeira. _____	108
Figura 6.8: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída. _____	108
Figura 6.9: Planta para geração de eletricidade e refrigeração no caso 4. _____	110
Figura 6.10: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 4. _____	113
Figura 6.11: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 4. _____	114
Figura 6.12: Planta para geração de eletricidade vapor e refrigeração do caso 5. 115	

Figura 6.13: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 5. _____	120
Figura 6.14: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 5. _____	120
Figura 6.15: Investimento líquido anual no caso 5 em função do preço de venda da eletricidade. _____	145
Figura 6.16: Custos do vapor em função do valor do gás natural. _____	146
Figura 6.17: Custos da energia elétrica em função do valor do gás natural. _____	146
Figura 6.18: Investimento anual em função do valor do gás natural. _____	147
Figura 6.19: Influência da taxa de juros sobre o custo da eletricidade. _____	148
Figura 6.20: Influência do fator proposto por Bejan <i>et al.</i> (1996) sobre o investimento anual. _____	149

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Consumo de vapor de cada equipamento. _____	19
Tabela 3.2: Instalações frigoríficas de resfriamento. _____	20
Tabela 3.3: Instalações frigoríficas de congelamento. _____	20
Tabela 3.4: Potências de refrigeração ofertada e demandada no caso 1. _____	23
Tabela 3.5: Demanda de eletricidade do caso 1. _____	23
Tabela 3.6: Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação. _____	39
Tabela 4.1: Exergia química dos principais componentes do gás natural. _____	56
Tabela 4.2: Composição química do gás natural em base molar. _____	64
Tabela 4.3: Propriedades do gás natural boliviano. _____	64
Tabela 4.4: Valores das incógnitas da equação estequiométrica. _____	65
Tabela 5.1: Especificação do capital total investido. _____	94
Tabela 6.1: Características de funcionamento das plantas do caso 1. _____	95
Tabela 6.2: Estados termodinâmicos da planta de vapor dos casos 1, 2 e 4. _____	97
Tabela 6.3: Estados termodinâmicos das plantas de refrigeração dos casos 1 a 4. _____	99
Tabela 6.4: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 1. _____	100
Tabela 6.5: Características da planta adicional de refrigeração dos casos 2 e 3. _____	101
Tabela 6.6: Estados termodinâmicos da planta de refrigeração dos casos 2 e 3. _____	102
Tabela 6.7: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades na planta adicional de refrigeração dos casos 2 e 3. _____	102
Tabela 6.8: Dados característicos de operação da planta do caso 3. _____	103
Tabela 6.9: Estados termodinâmicos da planta de eletricidade e vapor do caso 3. _____	105
Tabela 6.10: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 3. _____	106

Tabela 6.11: Características da turbina a gás e dos chillers de absorção do caso 4. _____	111
Tabela 6.12: Estados termodinâmicos da planta de eletricidade e refrigeração do caso 4. _____	112
Tabela 6.13: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 4. _____	113
Tabela 6.14: Características da turbina a gás, da caldeira de recuperação e dos chillers de absorção do caso 5. _____	116
Tabela 6.15: Estados termodinâmicos da planta do caso 5. _____	117
Tabela 6.16: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 5. _____	119
Tabela 6.17: Parcelas do capital total investido. _____	121
Tabela 6.18: Custos anuais de operação e manutenção do caso 1. _____	123
Tabela 6.19: Equações do custo exergoeconômico da planta de vapor do caso 1. _____	124
Tabela 6.20: Equações do custo exergético da planta de vapor do caso 1. _____	125
Tabela 6.21: Resultados termoeconômicos da planta de vapor do caso 1. _____	126
Tabela 6.22: Custos da planta adicional de refrigeração do caso 2. _____	128
Tabela 6.23: Custos da potência de refrigeração do caso 2. _____	129
Tabela 6.24: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 3. _____	129
Tabela 6.25: Custos da caldeira de recuperação do caso 3. _____	130
Tabela 6.26: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 3. _____	130
Tabela 6.27: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 3. _____	131
Tabela 6.28: Equações do custo exergético da planta do caso 3. _____	132
Tabela 6.29: Resultados termoeconômicos da planta do caso 3. _____	134
Tabela 6.30: Custos exergéticos e exergoeconômicos das potências de refrigeração do caso 3. _____	135
Tabela 6.31: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 4. _____	135
Tabela 6.32: Custos dos chillers de absorção do caso 4. _____	135

Tabela 6.33: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 4. __	136
Tabela 6.34: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 4. _____	136
Tabela 6.35: Equações do custo exergético da planta do caso 4. _____	137
Tabela 6.36: Resultados termoeconômicos da planta do caso 4. _____	137
Tabela 6.37: Custos das potências de refrigeração do caso 4. _____	138
Tabela 6.38: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 5. _____	138
Tabela 6.39: Custos da caldeira de recuperação do caso 5. _____	138
Tabela 6.40: Custos dos chillers de absorção do caso 5. _____	139
Tabela 6.41: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 5. __	139
Tabela 6.42: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 5. _____	140
Tabela 6.43: Equações do custo exergético da planta do caso 5. _____	141
Tabela 6.44: Resultados termoeconômicos da planta do caso 5. _____	143
Tabela 6.45: Custos exergoeconômicos das potências de refrigeração do caso 5.	144
Tabela 6.46: Custos do vapor, da refrigeração e da eletricidade para os casos 2 a 5. _____	144
Tabela 6.47: Investimentos anuais para os casos 2 a 5. _____	144

## Lista de Símbolos

### Símbolos Latinos

$APP$	<i>Approach</i> da caldeira de recuperação ( $^{\circ}C$ )
$\dot{B}$	Fluxo de exergia (kW)
$b$	Exergia específica (kJ/kg)
$\bar{b}$	Exergia específica molar (kJ/kmol)
$c$	Custo exergético monetário ou custo exergoeconômico (US\$/kJ)
$C$	Compressor; Carbono; Custo do equipamento (US\$)
$\dot{C}$	Taxa de custo exergético (US\$/s)
$C_{ex}$	Custo exergético (US\$/kJ)
$CTI$	Custo total de investimento no início de operação do projeto (US\$)
$C_o$	Preço dos insumos (US\$)
$COP$	Coefficiente de performance
$E$	Eletricidade; energia (W)
$f$	Relação combustível/ar
$\dot{F}$	Fontes consumidas em base exergética (W)
$h$	Entalpia específica (kJ/kg)
$\bar{h}$	Entalpia específica molar (kJ/kmol)
$H$	Calor (W)
$i$	Irreversibilidade (W)
$j$	Taxa de desconto adotada (%)
$k$	Custo exergético unitário
$l$	Número de insumos oriundos do ambiente
$m$	Número de produtos supridos pelo sistema ao ambiente
$\dot{m}$	Fluxo de massa (kg/s)
$min$	Mínimo
$\dot{n}$	Número de moles do componente químico (kmol/s)
$N$	Nitrogênio; Número de anos
$O$	Oxigênio
$P$	Pressão (kPa)
$\dot{P}$	Fontes produzidas em base exergética (W)

$PCI$	Poder calorífico inferior
$PP$	<i>Pinch point</i> da caldeira de recuperação (°C)
$\dot{Q}$	Fluxo de calor (kW)
$\bar{R}$	Constante universal dos gases
$s$	Entropia específica (kJ/kg K)
$\bar{s}$	Entropia específica molar (kJ/kmol K)
$S$	Entropia (kJ/K); Enxofre; Variável de conversão de capacidade
$\dot{S}$	Taxa de entropia (kW/K)
$t$	Tempo (s)
$T$	Temperatura (K)
$\dot{W}$	Potência (kW)
$x$	Fração molar (%)
$X$	Excesso de ar (%); fração molar de amônia na mistura amônia-água
$y$	Fração molar (%)
$Z$	Custo total (US\$)
$\dot{Z}$	Taxa de custo não exergético (US\$/s)

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Fator de escala em função do tipo de equipamento
$\delta$	Porcentagem de irreversibilidades (%)
$\Delta$	Referente à variação de um dado parâmetro
$\phi$	Perda de pressão no trocador de calor (%)
$\eta$	Eficiência ou rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica
$\mu$	Potencial químico (kJ/kmol)
$\psi$	Eficiência baseada na segunda lei da termodinâmica
$\zeta$	Coefficiente devido às perdas de calor para o meio

### Subscritos

$0$	Estado de referência
$A$	Referente ao absorvedor do chiller de absorção
$ar$	Referente ao ar atmosférico
$B$	Referente à bomba

<i>c</i>	Referente ao compressor
<i>C</i>	Referente ao condensador
<i>cald</i>	Referente à caldeira convencional
<i>cc</i>	Referente à câmara de combustão
<i>comb</i>	Referente à combustão
<i>cond</i>	Referente ao condensador do chiller
<i>CR</i>	Referente à caldeira de recuperação
<i>dig</i>	Referente ao digestor
<i>e</i>	Entradas dos fluxos em cada volume de controle
<i>E</i>	Referente ao evaporador
<i>eco</i>	Referente ao economizador da caldeira de recuperação
<i>ele</i>	Referente à eletricidade
<i>evap</i>	Referente ao evaporador do chiller
<i>exp</i>	Referente ao expansor ou turbina
<i>fis</i>	Referente às propriedades físicas
<i>g</i>	Referente aos gases de exaustão ou gerador elétrico
<i>G</i>	Referente ao regenerador do chiller de absorção
<i>ger</i>	Referente à geração
<i>gn</i>	Referente ao gás natural
<i>i</i>	Contador
<i>IC</i>	Referente ao Investimento de capital
<i>iso</i>	Referente ao processo isentrópico
<i>j</i>	Contador
<i>OM</i>	Operação e manutenção
<i>P</i>	Referente ao produto
<i>Q</i>	Referente ao fluxo de calor
<i>qui</i>	Referente às propriedades químicas
<i>ret</i>	Referente ao retificador do chiller
<i>rev</i>	Referente ao processo reversível
<i>s</i>	Saídas dos fluxos em cada volume de controle; entropia específica
<i>sat</i>	Referente à saturação
<i>t</i>	Referente à total
<i>TC</i>	Trocador de calor

<i>teor</i>	Referente ao valor teórico
<i>TG</i>	Referente à turbina a gás
<i>V.C.</i>	Referente ao volume de controle
<i>vsup</i>	Vapor superaquecido
<i>W</i>	Referente à potência

## **Abreviações**

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHVE	<i>American Society of Heating and Ventilating</i>
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
CC	Câmara de combustão
CEA	Custo do equipamento adquirido
CFC	Clorofluorcarbonetos
CHP	<i>Combined Heat and Power Plant</i>
CI	Custos indiretos
CR	Câmara de reaquecimento
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
ICF	Investimento de capital fixo
PCI	Poder Calorífico Inferior
PPT	Programa Prioritário de Termoeletricidade
PURPA	<i>Public Utilities Regulatory Policy Act</i>
STIG	<i>Steam Injected Gas Turbine</i>

## Resumo

Neste trabalho é analisada a possibilidade de utilização do gás natural como combustível em indústrias frigoríficas em substituição aos combustíveis tradicionalmente utilizados, como a lenha e o óleo. Os estudos são feitos com base numa planta de um frigorífico bovino bastante representativo do setor, que utiliza equipamentos e combustíveis tradicionais para a produção de vapor para processos e compra energia elétrica de uma concessionária. São consideradas algumas opções para a ampliação da capacidade de produção, incluindo a implantação de plantas de cogeração e trigeração a gás natural que são capazes de produzir simultaneamente eletricidade, vapor para os processos e refrigeração para as câmaras frigoríficas. Para fins de avaliação do desempenho são feitas análises energéticas e exergéticas para cada uma das configurações propostas. Por fim, é realizada uma análise termoeconômica, através da Teoria do Custo Exergético, que possibilita determinar os custos exergéticos e monetários e depois avaliar os reflexos dos custos de investimento de capital e do combustível na composição dos custos dos produtos (energia elétrica, vapor e refrigeração).

**Palavras-chave:** Cogeração, Trigeração, Gás Natural, Termoeconomia, Indústria Frigorífica.

## **Abstract**

*In this work, the possibility of the use of natural gas as fuel in slaughterhouses, substituting the traditional fuels used (firewood and oil), is analyzed. The studies are based on a plant of a quite representative bovine slaughterhouse, which uses equipment and fuels traditional for production of steam for processes and buys electricity of a dealership. Some options for the enlargement of the production capacity are considered, including the implantation of natural gas cogeneration and trigeneration plants, which are capable to produce, simultaneously, electricity, steam for the processes and cooling for the refrigerating chambers. For effect of performance evaluation, energetic and exergetic analyses for each one of the proposed configurations are performed. Finally, a thermoeconomic analysis is accomplished, by means of the Theory of Exergetic Cost, which makes possible to determine the exergetic and monetary costs and to evaluate the reflexes of the costs of capital investment and of the fuel in the composition of the costs of the products (electric power, steam and cooling).*

**Key-words:** Cogeneration, Trigeneration, Natural Gas, Thermoeconomy, Slaughterhouse.

## Preâmbulo

Este trabalho está inserido dentro das linhas de pesquisa do NUPLN (Núcleo de Planejamento Energético, Geração e Cogeração de Energia) do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira e está estruturado em 7 Capítulos, cujos conteúdos são descritos brevemente a seguir.

No Capítulo 1 são apresentadas as motivações para a realização deste trabalho e os objetivos do mesmo.

No Capítulo 2 são apresentados um breve histórico da cogeração de energia, os aspectos gerais da cogeração e uma revisão bibliográfica sobre o tema abordado neste trabalho.

No Capítulo 3 são apresentadas as plantas térmicas sobre as quais serão concentrados os estudos, as características operacionais, bem como as tecnologias aplicadas às plantas térmicas propostas.

Os fundamentos da análise termodinâmica e a modelagem termodinâmica utilizada neste trabalho são apresentados no Capítulo 4. Dentre os fundamentos apresentados, estão as análises energética e exergética, sendo que na modelagem são definidos as equações termodinâmicas, as eficiências energéticas e exergéticas e também as irreversibilidades geradas em cada equipamento.

No Capítulo 5 são abordadas as metodologias termoeconômicas comumente aplicadas às plantas de cogeração, destacando-se a Teoria do Custo Exergético.

No Capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados obtidos através da análise termodinâmica e termoeconômica de cada uma das configurações das plantas de cogeração estudadas.

No Capítulo 7 estão as considerações finais a respeito dos resultados obtidos e são feitas algumas propostas para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

Por fim, é apresentada a lista de referências bibliográficas utilizadas para o desenvolvimento deste trabalho, que consistem de livros clássicos, artigos de periódicos e de congressos, teses e dissertações.

## Capítulo 1 - Introdução

### 1.1. Motivação

A busca por processos mais eficientes de conversão de energia ocorre devido à necessidade de suprir uma demanda crescente por um custo unitário menor (R\$/kWh), principalmente no caso de países em desenvolvimento como o Brasil. Além disso, outro fator importante é a necessidade de se atender a uma legislação cada vez mais rigorosa para controle dos impactos ambientais causados pela instalação e operação de uma planta de potência.

A maior parte da geração de energia elétrica nacional provém dos recursos hídricos. O atraso ou cancelamento da construção de novas usinas hidrelétricas nos últimos anos, em virtude da falta de investimentos e incentivos governamentais, fez com que o país passasse a correr um sério risco de desabastecimento e blecautes. Além disso, a expansão do sistema elétrico esbarra no problema da saturação do potencial hidráulico, tendo atingido o seu limite de geração na região sudeste, e no fato de ser economicamente inviável a construção de linhas de transmissão com grande extensão. Aliado a isto deve ser lembrado o impacto que a instalação de uma nova central de potência hidrelétrica pode causar no ambiente, devido à alteração do ecossistema e ao deslocamento de população da região.

Assim, uma das alternativas para suprir a demanda de eletricidade é o estímulo à geração independente e descentralizada e a participação de capital privado no sistema através da construção de pequenas centrais termelétricas, além do aumento da geração de energia elétrica através da cogeração em indústrias.

O crescimento econômico, o aumento da demanda de energia e a recente crise do setor elétrico brasileiro fizeram com que fossem buscadas novas fontes energéticas e, dentre elas, a utilização do gás natural como combustível tem crescido bastante. A descoberta de novas reservas nacionais, elevando o seu volume de produção para 498 bilhões de m<sup>3</sup> em 2004, e a importação de gás natural da Bolívia e do Peru permitirá ampliar ainda mais sua utilização, podendo representar melhorias em termos de eficiência energética e de qualidade do meio ambiente, uma vez que o gás natural é bem menos poluente que a maioria dos combustíveis fósseis.

No que diz respeito às centrais termelétricas, houve um grande incentivo do governo para a utilização do gás natural como combustível, no sentido de aumentar a sua participação na matriz energética brasileira, através da criação do Plano Prioritário de Termelétricas (PPT) e do aumento da rede de distribuição.

Os sistemas de cogeração para indústrias também estão com elevada demanda de instalação devido ao aumento de custos e riscos de fornecimento de energia elétrica, além de serem a melhor opção para reduzir custos operacionais e economizar combustível, mediante uma eficiente utilização da energia para a produção de eletricidade e outras utilidades na indústria. Além disso, os sistemas de cogeração são uma alternativa para diminuir os poluentes rejeitados para atmosfera.

Atualmente a cogeração é a técnica mais extensivamente utilizada para a produção combinada de potência e calor. Se refrigeração é simultaneamente produzida, então o processo se transforma em trigeração. Além das vantagens derivadas da cogeração, a trigeração permite uma economia significativa no consumo de potência, contribuindo para a melhoria da eficiência global da planta e para a redução dos impactos ambientais.

Esta nova técnica tem sido até recentemente usada exclusivamente para sistemas de condicionamento de ar. Porém, com o advento das preocupações sobre o ambiente e conservação de energia, as técnicas de trigeração estão se tornando mais populares e se transformando numa potencial solução para uma ampla variedade de aplicações, não só no setor terciário (*shopping centers*, hotéis, hospitais, restaurantes, etc...), como também no setor industrial (indústrias químicas, de alimentos, de bebidas, etc...).

As tecnologias mais recentes de trigeração de energia têm privilegiado a utilização de gás natural como combustível, não só devido ao aumento de sua disponibilidade, como também aos seus reduzidos impactos ambientais, motivando, assim, a busca por novas aplicações nos mais diversos setores. A Figura 1.1 mostra um diagrama de fluxos de energia típicos dos sistemas de trigeração de energia.

Em particular, é destacada a potencialidade nos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas para a implantação de sistemas de trigeração de energia, através da apresentação de uma razão típica da demanda final por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade na Figura 1.2. Para ilustrar a importância de cada um dos sub-setores, na Figura 1.3 é mostrada a contribuição de cada um deles para a quantidade total de energia primária usada em todo o setor.

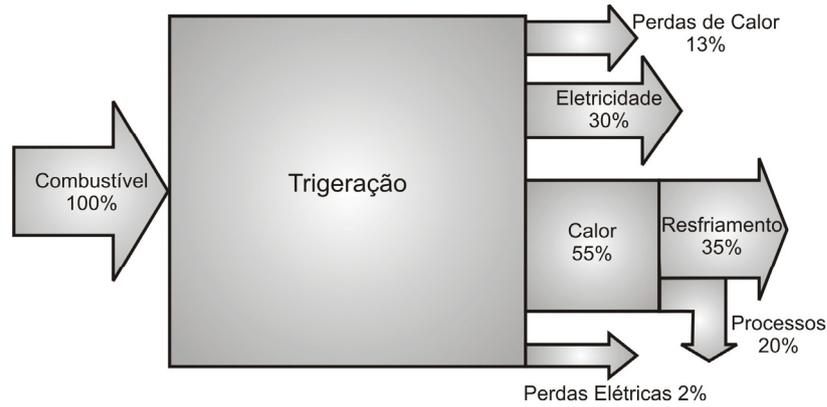


Figura 1.1: Diagrama de fluxos de energia típicos de um sistema de trigação.

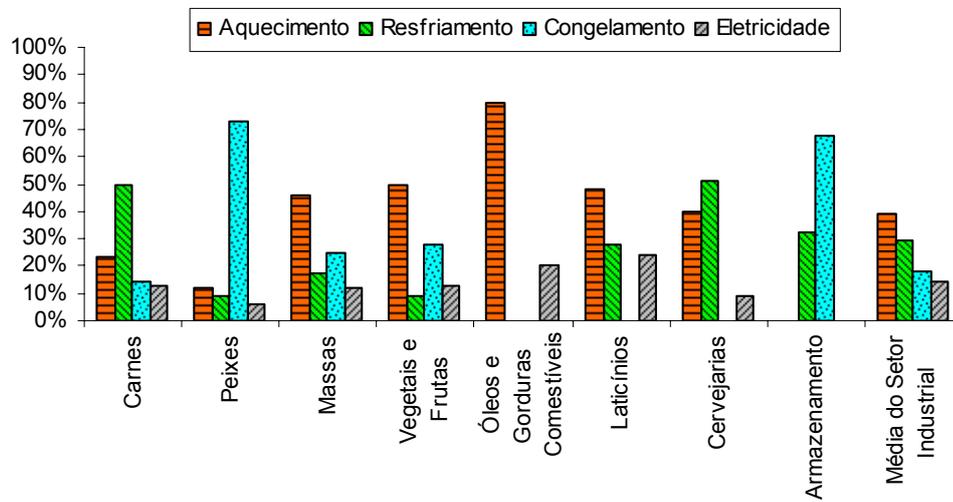


Figura 1.2: Razões típicas das demandas por aquecimento, resfriamento, congelamento e eletricidade nos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas.

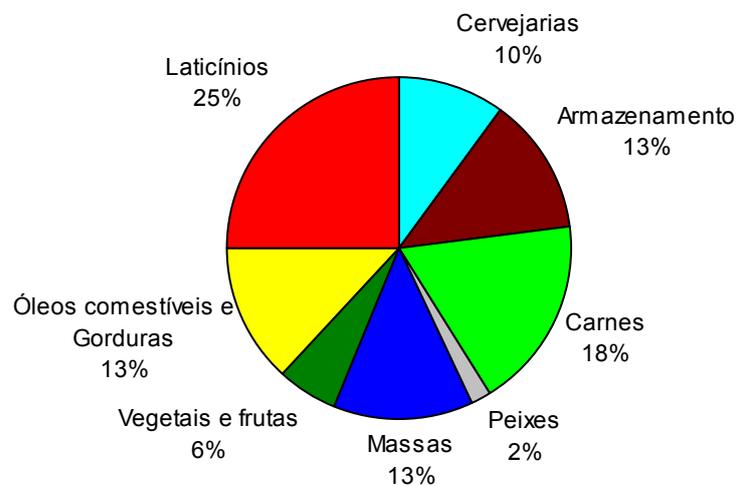


Figura 1.3: Fração da energia total demandada pelos sub-setores das indústrias de alimentos e bebidas.

Analisando as Figuras 1.2 e 1.3, observa-se que os sub-setores de produção de carnes (frigoríficos), laticínios e cervejarias oferecem melhores possibilidades para a implantação de sistemas de trigeração de energia, sendo que no presente trabalho será feita uma abordagem do setor frigorífico, uma vez que é um setor ainda pouco estudado.

## **1.2. Objetivos**

O objetivo principal deste trabalho é realizar uma análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e trigeração de energia em indústrias frigoríficas.

Este estudo se torna importante porque permitirá a avaliação da substituição de energéticos economicamente competitivos frente ao gás natural, uma vez que a maioria dos frigoríficos emprega lenha (cavacos ou toras) como combustível e, eventualmente, óleo, para suprir a sua energia térmica, e, além disso, compra energia elétrica das concessionárias.

Serão analisadas várias concepções de geração combinada em comparação com a tradicional tecnologia em uso e serão discutidas as possibilidades do uso do gás natural no setor em questão a partir de balanços de massa e energia, simulações de consumo energético envolvendo energia elétrica, térmica e de refrigeração, análises dos rendimentos exergéticos e dos custos operacionais e de equipamentos.

## Capítulo 2 - Histórico, Aspectos da Cogeração e Revisão Bibliográfica

### 2.1. Histórico da Cogeração de Energia

Pierce (1995) realizou uma investigação histórica onde identificou a origem da cogeração no sistema de elevação desenvolvido pelos tártaros na Europa no século XIV. Este sistema, denominado *smokejack* (Figura 2.1), era acionado a partir de gases quentes que subiam em uma chaminé. O *smokejack* aparece em uma pintura alemã do início de 1350. Diversas referências citam o emprego dos *smokejacks* na Alemanha e na Itália no século XVI, assim como na descrição do inglês John Evelyn em 1685, que dizia ter um desse em sua casa havia mais de cem anos. Benjamin Franklin sugeriu, em 1758, que tais sistemas poderiam produzir energia no verão a partir da ventilação natural das chaminés. O *smokejack* desempenha um trabalho útil com baixo custo e foi o precursor de outros mecanismos mais eficientes e úteis, como a turbina a gás e a hélice.

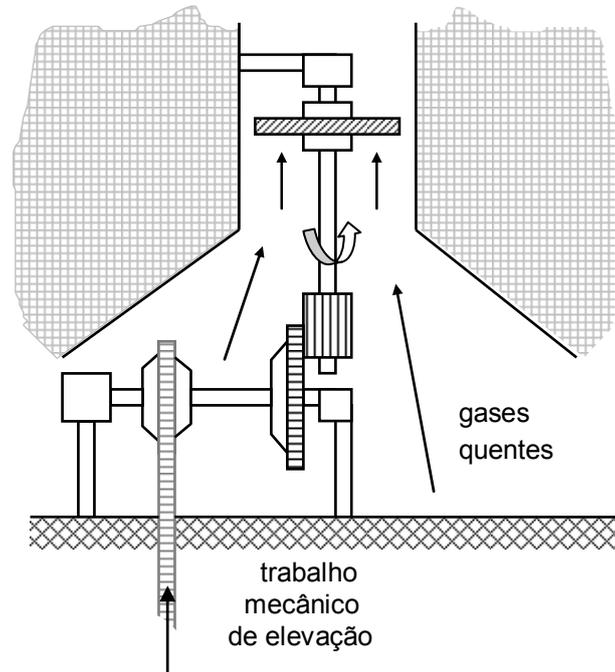


Figura 2.1: Sistema de elevação a partir de gases quentes (*smokejack*).

Em 1776, a idéia de utilizar cogeração foi aplicada nas máquinas de combustão para moenda de cana de açúcar na *West Indies & Co.*, considerando que

a mesma combustão usada para ferver o açúcar fosse utilizada para produzir vapor que seria necessário para o processo da fábrica. Watt e seu colega Mathew Boulton, observaram os méritos da idéia e rapidamente expandiram seus serviços, incluindo vapor e água quente em fábricas de clientes.

Em 1787, Oliver Evens fabricou máquinas a vapor de alta pressão para serem usadas em destilarias, cervejarias, fábricas de sabonete e de papel, economizando combustível para todos estes propósitos com o aproveitamento do vapor de exaustão das máquinas de vapor. Além disso, ele projetou um sistema para resfriamento de oficinas utilizando refrigeração por absorção operada pelos gases de escape de uma máquina de vapor. As oficinas inglesas, em 1820, também adotaram a cogeração para processos, condicionamento de ambientes e outras aplicações.

O início do desenvolvimento moderno da cogeração aconteceu em meados de 1870, quando máquinas a vapor de eixo alternativo foram acopladas a geradores elétricos em áreas com alta densidade populacional. Nesta oportunidade, a cogeração estava intimamente ligada ao aquecimento de ambientes. Em 1876, Frederick Branwell instalou sistemas de aquecimento em numerosos prédios da nova Bastead Downs, Londres, com vapor de exaustão. Em fevereiro de 1876, Upton descreveu a potência da planta da *National Electric Light Association*, onde o vapor de exaustão foi usado para aquecimento de prédios vizinhos.

Alguns anos depois, em Detroit, utilizou-se o vapor de exaustão de uma planta para a evaporação de sal, sendo que este processo foi descrito detalhadamente em 1901, pela *American Society of Heating and Ventilating Engineers* (ASHVE). Nessa época, muitas cidades dos Estados Unidos experimentaram uma disputa entre utilidades, disponibilidade e custos de potência disponível em plantas de cogeração.

As plantas elétricas com cogeração começaram a ser utilizadas na Dinamarca, Alemanha e Polônia, a partir de 1890, e na Rússia, em 1903. Por volta de 1914 engenheiros alemães recuperaram energia de uma máquina de combustão interna e aqueceram fábricas e prédios. Em 1926, estas práticas tornaram-se mais freqüentes em aplicações de cogeração.

O desenvolvimento da cogeração na Europa foi auxiliado pela agência de planificação de energia russa que fez a elaboração do Plano Governamental de

Eletrificação Russa, conhecido como GOELRO. Muitos engenheiros buscaram uma saída de alta tecnologia de calor-trabalho no mundo, resultando a cogeração.

Na primeira Conferência Mundial, realizada em Londres em 1924, foi feito um curto relato do aproveitamento dos rejeitos de energia. Porém, na segunda conferência em Berlim (1930), em sessão plenária foi discutida a combinação calor-trabalho, com participantes da Alemanha, França, Áustria, Tchecoslováquia e Estados Unidos. Os tópicos abrangidos foram a centralização *versus* descentralização de plantas de cogeração.

Com a introdução comercial das turbinas a gás durante o ano de 1930, surgiram diferentes esquemas para a utilização dos gases de exaustão nas máquinas a vapor.

Com as crises do petróleo e resistências por parte de grupos de defesa do meio ambiente quanto às formas de geração nuclear, os sistemas de cogeração e de aquecimento central receberam grande impulso, especialmente nos Estados Unidos, com a publicação em 1978 do PURPA (*Public Utilities Regulatory Policy Act*), que criou a figura do produtor independente e a obrigação das empresas concessionárias monopolistas de adquirir a energia por eles produzida. O PURPA abriu novos horizontes na indústria de geração na medida em que introduziu a noção de competição em mercado aberto de energia elétrica e rompeu a estrutura verticalmente integrada das concessionárias públicas.

Observou-se na década de 1980 um forte impulso no emprego da cogeração em diversos países, especialmente porque o apelo que ela apresenta quanto ao uso racional da energia vem garantindo, desde então, o crescente interesse nessa forma de geração.

Na década de 1990, especialmente na Europa e nos Estados Unidos, a cogeração respondeu por um grande número de aplicações, em diversos setores, tanto em termos de sistemas compactos quanto de grande porte.

## **2.2. Aspectos da Cogeração de Energia**

Os sistemas de cogeração consistem na produção simultânea de energia elétrica ou mecânica e energia térmica (calor de processo e/ou frio) a partir de uma mesma fonte energética (queima de um único combustível), com a recuperação de

parte do calor rejeitado, reduzindo-se desta forma as perdas energéticas e aumentando-se a eficiência global dos sistemas.

A cogeração é um conceito técnico antigo que atualmente oferece um grande potencial de aplicação, em função da conjugação do progresso que se tem obtido nos mais diversos campos da técnica, da alta eficiência e da alta confiabilidade dos componentes utilizados. Assim, com a crescente busca na melhoria da eficiência, tanto com relação ao desempenho na geração como também no aproveitamento de disponibilidades energéticas residuais, a cogeração tem sido apontada como uma efetiva alternativa de racionalização energética e econômica.

A cogeração é normalmente empregada em processos industriais e nos empreendimentos do setor terciário da economia (hotéis, hospitais e centros comerciais) que demandam simultaneamente duas ou mais formas de energia (eletricidade, calor e, em alguns empreendimentos, frio).

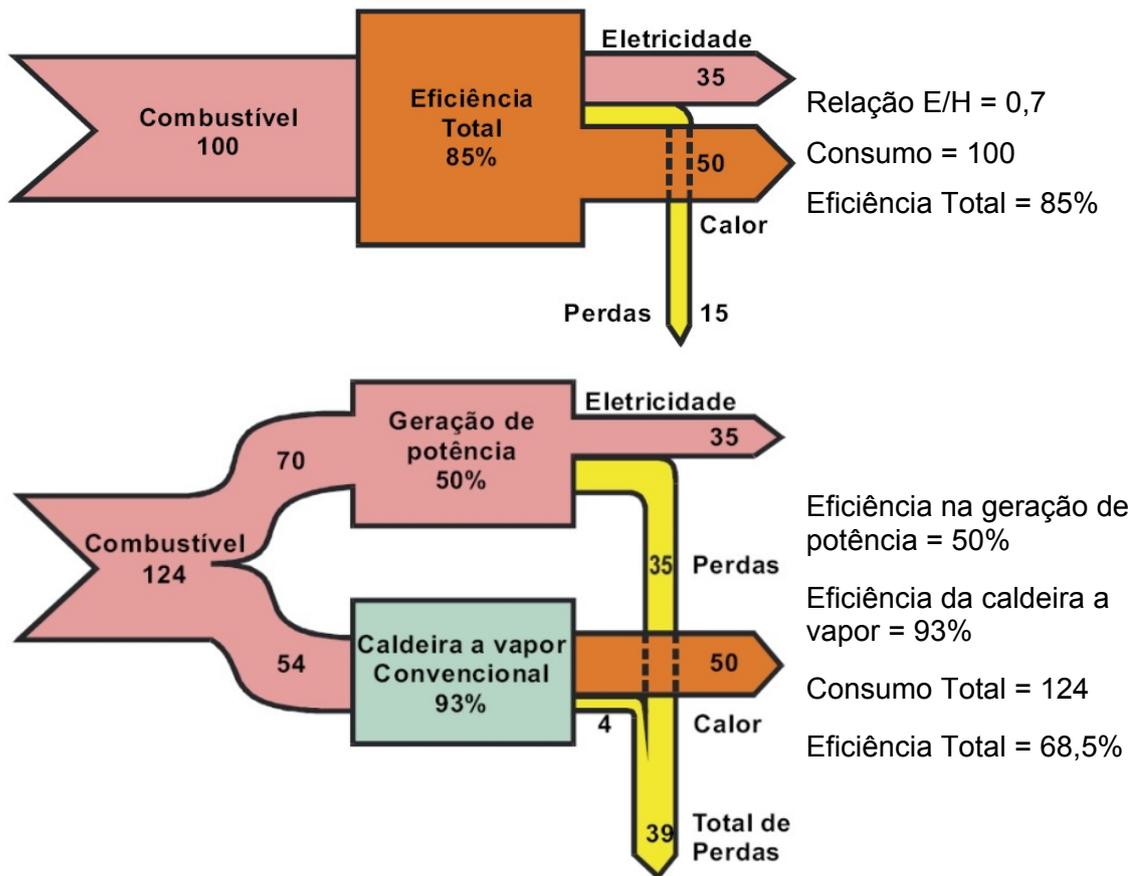
A temperatura do vapor requerido pelos processos térmicos industriais geralmente está entre 150 e 200°C, que é uma temperatura usual para os processos de secagem, cozimento, evaporação, etc. Para a produção desta energia térmica são usualmente empregados combustíveis cujas temperaturas de chama variam entre 1.400 a 1.800°C, de modo que existe uma grande perda de energia. Assim, com o uso da cogeração é possível reduzir essas perdas, através de um melhor aproveitamento do combustível.

Considere um exemplo onde um usuário necessite de 50 unidades de calor e 35 unidades de eletricidade. Utilizando um sistema de cogeração chega-se a uma eficiência de cerca de 85%. Neste caso o sistema consumiria 100 unidades de combustível. Se as duas formas de energia são produzidas separadamente, 35 unidades de eletricidade teriam que ser produzidas em uma unidade termoelétrica, por exemplo, de ciclo combinado. Supondo-se uma eficiência de 50%, esta teria um consumo de 70 unidades de combustível. Adicionalmente, 50 unidades de calor teriam que ser produzidas em um sistema de caldeira convencional. Assumindo-se uma eficiência de 93%, esta caldeira consumiria 54 unidades de combustível. O consumo total para a produção separada das duas formas de energia seria de 124 unidades de combustível, superior às 100 unidades de combustível necessárias ao sistema de cogeração para produzir a mesma quantidade de energia total.

Nesse simples exemplo, pode ser verificado que a economia de energia primária (combustível) é de 19,3% a favor do sistema de cogeração. Algumas outras

vantagens de sistemas de cogeração podem ser acrescentadas, tais como menor consumo de combustível, redução das emissões totais e disponibilidade de potência de emergência local.

A Figura 2.2 apresenta a eficiência total e o ganho de energia primária obtido em sistemas de cogeração em comparação com a produção separada de eletricidade e calor, de acordo com os dados do exemplo citado anteriormente.



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

Figura 2.2: Comparação entre o processo de cogeração de energia e a produção separada de eletricidade e vapor.

Uma central de cogeração não apresenta máquinas essencialmente diferentes daquelas utilizadas em centrais de utilidades, que geram vapor e energia elétrica de forma independente (Balestieri, 2002). De fato, o que distingue a central de cogeração é a sua capacidade de gerar duas ou mais formas de energia a partir de uma única fonte de energia, ou seja, o sistema de cogeração, por definição, é aquele capaz de produzir energia elétrica e energia térmica de forma combinada. O

uso desta última forma de energia dentro do ciclo de refrigeração por absorção para geração de frio, configura os sistemas de trigerção.

O uso de sistemas de trigerção pode resultar não apenas em economia de energia, mas também na mudança de perfil do usuário que, de consumidor de energia elétrica para a refrigeração, passa a consumir gás natural para a trigerção (Langreck, 2000).

Os sistemas de cogeração, sob o ponto de vista do fluxo energético, são usualmente classificados em dois regimes, de acordo com a ordem relativa de geração de potência e calor, sendo os mesmos descritos a seguir:

**Regime *Bottoming*:** neste regime, a geração de potência para atender a demanda eletromecânica ocorre após a produção de calor, que é utilizado para suprir a demanda térmica. O sistema de cogeração que opera segundo o regime *bottoming* baseia-se na recuperação do calor rejeitado a altas temperaturas por processos industriais, que é utilizado para a geração de vapor; este vapor é então expandido em turbinas de condensação e/ou contrapressão, que acionam geradores elétricos ou equipamentos tais como bombas hidráulicas, compressores de ar, etc. A Figura 2.3 mostra o esquema típico de um sistema de cogeração de energia operando no regime *bottoming*.

**Regime *Topping*:** neste regime, o combustível é queimado primeiramente em uma máquina térmica para geração de energia elétrica e/ou mecânica e, em seguida, se aproveita os gases de exaustão desta máquina (calor residual) para produção de água quente, vapor de processo em diferentes níveis de pressão e ar quente. Assim, em primeiro lugar, gera-se energia elétrica e, depois, a energia contida na exaustão da máquina é transformada em energia térmica, a fim de atender os requisitos térmicos do processo. Como exemplo de planta de cogeração do tipo *topping* pode-se destacar as plantas de potência com turbina a vapor de contrapressão, turbina a vapor de extração-condensação, turbina a gás com caldeira de recuperação, e o ciclo combinado. A Figura 2.4 mostra o esquema típico de um sistema de cogeração de energia operando no regime *topping*.

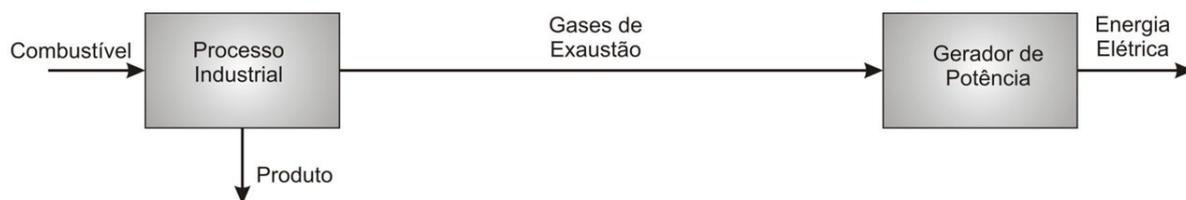


Figura 2.3: Sistema de cogeração de energia operando no regime *bottoming*.

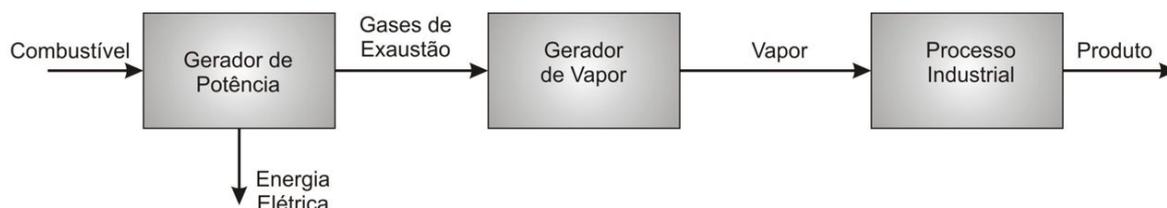


Figura 2.4: Sistema de cogeração de energia operando no regime *topping*.

Segundo Balestieri (2002), as estratégias operacionais admitidas para centrais de cogeração, de um modo geral, resumem-se às apresentadas a seguir:

**Paridade Térmica:** a central é dimensionada e opera de forma a atender a demanda térmica do processo, podendo ou não haver suplemento de calor através de caldeiras auxiliares, nos picos da demanda térmica (Balestieri, 2002). Se a geração elétrica da central é incapaz de suprir a demanda elétrica do processo, o diferencial entre a geração e a demanda é adquirido junto à rede, sendo a eletricidade tratada como um subproduto da central de cogeração. No caso de excedente, isto é, se a geração de energia elétrica for superior à demanda, este excedente pode ou não ser vendido à rede. Historicamente, sistemas de cogeração implementados por seus próprios usuários tendem a operar em paridade térmica, pois é mais fácil adquirir de terceiros a eletricidade do que o calor.

**Paridade Elétrica:** estratégia análoga à anterior, mas ao invés do atendimento da demanda térmica, o sistema é dimensionado e opera para atender a demanda elétrica. Neste caso, o déficit de energia térmica deve ser adquirido de terceiros ou ser suprido por sistemas de geração de vapor independentes e o excedente de energia térmica pode ser transacionado apenas se a central situar-se próxima a outros usuários de calor com as mesmas características do calor que ela disponibiliza. Isto restringe bastante o dimensionamento de sistemas de cogeração

para operar em paridade elétrica, onde o calor é tratado como um subproduto do sistema.

**Despacho Econômico:** esta estratégia corresponde à operação da central apenas nos períodos em que a tarifa paga pela concessionária apresenta um retorno que interessa ao investidor, o que é possível dada à capacidade de modulação de algumas tecnologias de cogeração. No entanto, pode ser ela adotada pelo cogerador na negociação com a concessionária de condições favoráveis para o seu suprimento de emergência e, também, nos mercados atacadistas de eletricidade, para maximização de sua receita líquida, quando o preço da eletricidade no curto prazo se eleva significativamente. Neste caso, a central não despacha nos períodos em que não há economia em sua operação, ainda que isto implique em custos devido à ociosidade dos equipamentos.

### 2.3. Revisão Bibliográfica

Neste item é apresentada uma revisão de trabalhos encontrados na literatura sobre análises energética, exergética e econômica aplicadas às plantas térmicas com o objetivo de desenvolver alternativas para o aumento da eficiência energética e conseqüente redução dos custos de geração de eletricidade, vapor e/ou refrigeração.

Existem diversos livros clássicos sobre análise de plantas de cogeração de energia, sendo que dentre eles podemos citar: Orlando (1991), Kotas (1985), Bejan *et al.* (1996), Horlock (1997), Khartchenko (1998) e Balestieri (2002), que servem como base para qualquer tipo de estudo específico.

A necessidade de se reduzir os custos de produção de utilidades, como vapor, refrigeração e eletricidade, têm estimulado o desenvolvimento de sistemas de cogeração mais eficientes e de operação flexível e confiável. Assim, nos últimos anos, o número de pesquisadores envolvidos no estudo destes sistemas, utilizando como ferramentas a análise energética, exergética e termoeconômica, vem aumentando significativamente. A seguir serão apresentados alguns trabalhos que estimularam e contribuíram mais efetivamente para o desenvolvimento desta dissertação.

Valero e Lozano (1994) apresentaram uma aplicação da teoria do custo exergético, atribuindo custos aos fluxos de um sistema energético e aos insumos e

produtos dos diversos componentes do mesmo. Foi proposta uma simbologia exergoeconômica para a otimização de projetos de sistema térmicos complexos, utilizando multiplicadores de Lagrange. Com este objetivo, foi configurado um sistema básico de uma turbina a gás com ciclo de cogeração para ilustração da metodologia. No caso, foi definida uma função objetivo e, por meio da aplicação da teoria do custo exergético, foi proposta uma solução para o problema. A informação obtida através desta metodologia foi utilizada para tratamento e análise termoeconômica do sistema, com o objetivo de obter economia e melhorar as características do sistema.

Guarinello Jr. (1997) determinou os custos exergéticos e monetários em um sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação utilizando ciclo de turbina a gás simples e ciclo STIG (*Steam Injected Gas Turbine*) para produção de vapor e energia elétrica em um pólo industrial do nordeste com o propósito de venda de excedentes. Foram utilizados dois métodos de partição de custos: o método da extração e o método da igualdade, tendo sido demonstrado que os custos, tanto exergéticos quanto monetários, são maiores para o ciclo STIG. Neste trabalho foi destacada ainda a flexibilidade desse tipo de sistema na produção de eletricidade ou vapor. Além disso, foram calculados parâmetros econômicos para o estudo da viabilidade de implantação da planta de cogeração em questão com duas alternativas de financiamento: na situação de autofinanciamento e financiamento através do BNDES.

Negri *et al.* (1997) realizaram uma análise de uma usina termelétrica com turbina a gás a partir da aplicação dos conceitos da segunda lei da termodinâmica e identificaram as eficiências e os custos dos seus diversos equipamentos. Foi observado que o custo específico no compressor é maior que o custo da energia elétrica, indicando uma significativa absorção de trabalho no ciclo, e foi apontado que qualquer melhoria desse equipamento reduziria o custo final da energia elétrica produzida.

Gallego (1998) analisou algumas propostas de geração combinada de calor, refrigeração e potência com o uso de cogeração no setor industrial de produção de cerveja. A partir dos balanços de massa e energia, dos rendimentos exergéticos, das simulações de consumo energético envolvendo energia elétrica, energia térmica e refrigeração, e das análises dos custos operacionais e de equipamentos, foi discutida a viabilidade técnico-econômica da geração combinada de energia para o

setor utilizando turbinas a gás natural, caldeira de recuperação e sistemas de refrigeração por compressão de amônia e/ou por absorção de amônia-água. As simulações com possibilidade de venda de energia para a concessionária apresentaram-se atraentes dentro do cenário proposto de tarifa de venda de energia.

Cerqueira (1999) realizou um estudo das principais metodologias da termoeconomia, através de sua aplicação a um problema de cogeração. Quatro das principais metodologias, a Análise funcional Termoeconômica, a Teoria do Custo Exergético, a Exergoeconomia e a Metodologia Estrutural foram aplicadas a este problema. Baseado nos resultados. Foi analisada a influência da divisão da exergia em parcelas térmicas e mecânicas para a determinação dos custos dos produtos do sistema. Os diferentes tratamentos dados aos custos das irreversibilidades externas, advindas da saída para o ambiente de fluxos de exergia, revelaram-se essenciais para esclarecer os diferentes valores dos custos dos produtos do sistema.

Bruno *et al.* (1999) propuseram uma metodologia para a integração de chillers de absorção em plantas combinadas de potência e calor. O objetivo foi estudar a viabilidade da integração de chillers de absorção de água-amônia disponíveis no mercado em plantas combinadas e comparar os resultados com o modo convencional de produção de frio utilizando chillers de compressão de vapor. A aplicação da metodologia foi realizada em uma planta combinada de potência e calor de uma indústria petroquímica da Bayer localizada em Tarragona (Catalunya, Espanha). A planta considerada é constituída basicamente de duas turbinas a gás, duas caldeiras de recuperação e uma turbina a vapor de extração-condensação. O processo químico requer refrigeração em dois níveis de temperatura (0 e -20°C). As alternativas dos ciclos de refrigeração considerados para o estudo envolveram a utilização de: apenas chillers de compressão; chiller de absorção para 0°C e chiller de compressão para -20°C; chiller de compressão para 0°C e chiller de absorção para -20°C; ou um chiller de duplo estágio para as duas demandas. Os resultados mostraram que a integração de ciclos de absorção em sistemas de cogeração com turbina a gás aumenta a demanda de vapor e, conseqüentemente, a produção de potência elétrica. Para este caso, foram determinados os parâmetros de operação para a turbina a gás e o ciclo de absorção mais adequado e foi verificado que a utilização de refrigeração por compressão é mais atrativa, pois a utilização de ciclos de absorção durante períodos de baixa demanda de vapor não é economicamente

viável. No entanto, quando sistemas de cogeração de maior capacidade foram considerados, chillers de absorção tornaram-se a opção preferida.

Garagatti Arriola (2000) realizou análises exergética e termoeconômica em dois tipos de sistemas de cogeração, sendo estes caracterizados por possuírem uma turbina a gás acoplada a uma caldeira de recuperação e uma turbina a vapor de extração e condensação. Em um dos sistemas de cogeração, o vapor extraído da turbina a vapor serve de insumo energético para um sistema de refrigeração por absorção com três estágios, e em um outro sistema, o vapor extraído serve de insumo para um sistema de refrigeração híbrido que opera segundo o ciclo de absorção com auxílio de ejetores de vapor. Por fim, foi observado que estes sistemas podem produzir eletricidade e água gelada a preços bastante atrativos, comparados com os custos de mercado.

Logrado (2000) desenvolveu uma ferramenta computacional para análise e otimização termoeconômica de turbina a gás e ciclos combinados. O modelo termoeconômico proposto baseia-se na teoria do custo exergético para a determinação da importância de cada componente do sistema de acordo com o ponto de vista termoeconômico. Destaca-se o modelo econômico implementado, o qual permite fazer estimativas de capital investido e análise temporal do investimento. Os modelos apresentados foram testados usando-se dados disponíveis na literatura e, a partir destes testes, alguns parâmetros dos modelos foram ajustados, destacando a metodologia de determinação dos custos dos equipamentos que compõem o ciclo. Ainda foram analisadas quatro instalações reais, uma com turbina a gás e outras três usinas com ciclo combinado.

Leite (2002) realizou a comparação entre um sistema de trigeriação a gás natural de 3,2 MWe, operando em paralelo com a concessionária e produzindo vapor e água gelada, com o sistema que utiliza energia elétrica fornecida pela concessionária e produz água gelada através de resfriadores de água que empregam o ciclo de compressão a vapor. O sistema de trigeriação analisado é composto por uma caldeira de recuperação de 2.330 kg/h de vapor saturado à pressão de 10 kgf/cm<sup>2</sup> (980,7 kPa) que aproveita os gases de exaustão de um motor de combustão interna. Este vapor alimenta o chiller de absorção, produzindo 500 TR (1.756,9 kW) de água gelada. Foi verificado que para que este sistema de trigeriação seja atrativo ele deve operar com alta disponibilidade e com um perfil de carga

elétrica e térmica que permita que os equipamentos operem próximos da plena carga.

Maidment e Tozer (2002) examinaram várias plantas de trigerção que operam em supermercados. Os autores analisaram diferentes esquemas de trigerção incluindo diferentes tecnologias de refrigeração e de motores de combustão interna que utilizam o gás natural como combustível. A pesquisa contabiliza e compara os investimentos de capital e a economia obtida nas diferentes opções de plantas de trigerção e na tecnologia convencional aplicada nos supermercados.

Colonna e Gabrielli (2003) realizaram estudos termodinâmicos em plantas de trigerção de 10 MWe para aplicações industriais, utilizando o software *Cycle-Tempo*. A temperatura do evaporador do ciclo de absorção é fixada em  $-10^{\circ}\text{C}$ . As três configurações de plantas consideradas compreendem: uma turbina a gás acoplada a uma planta de refrigeração por absorção amônia-água através de uma caldeira de recuperação, três motores de combustão interna produzindo água pressurizada e vapor através dos gases de exaustão para alimentar separadamente os ciclos de refrigeração por absorção amônia-água a diferentes níveis de temperatura e, finalmente, o mesmo sistema de motores de combustão interna no qual todo o calor é recuperado através de um trocador de calor com água pressurizada que alimenta um sistema de absorção simples. Foi verificado que, apesar dos motores a combustão interna apresentarem melhor eficiência na produção de eletricidade para a potência considerada, o ciclo com turbina a gás é mais atrativo para a aplicação em plantas de trigerção, pois este apresenta maior eficiência na recuperação de calor para alimentar o ciclo de refrigeração.

Minciuc *et al.* (2003) apresentaram um método para a análise de sistemas de trigerção. A planta de trigerção analisada inclui uma unidade de produção combinada de potência e calor (CHP), que pode ser uma turbina a gás ou um motor de combustão interna, uma caldeira de recuperação, uma máquina de refrigeração por absorção, uma máquina de refrigeração por compressão e uma caldeira convencional. Uma parte do calor recuperado dos gases de exaustão na caldeira de recuperação é utilizada para acionar a máquina de refrigeração por absorção para produzir frio e o restante é fornecido para o processo. Para o caso no qual o calor gerado pela caldeira de recuperação não seja suficiente para atender as necessidades do consumidor, uma caldeira adicional é utilizada para a produção do

restante de calor. O mesmo acontece com a demanda de frio, ou seja, caso a máquina de refrigeração por absorção não produza a quantidade de refrigeração necessária, utiliza-se uma máquina de refrigeração por compressão para suprir toda a necessidade. Critérios técnicos que caracterizam a trigerção foram definidos e a dependência de cada um deles sobre os outros foram analisadas. Do ponto de vista termodinâmico foi estabelecido o limite para o melhor desempenho energético das plantas de trigerção.

Temir e Bilge (2004) examinaram uma planta de trigerção que produz potência elétrica, através de um motor a gás, e resfriamento por absorção, utilizando como fonte de alimentação os gases de exaustão do motor. O sistema de trigerção é composto por um motor de combustão interna com produção líquida de 1.900 kW que opera em Ciclo Otto, por uma caldeira de recuperação com efetividade térmica de 0,92 e por um sistema de refrigeração por absorção água-brometo de lítio com coeficiente de performance (COP) de 0,66 e capacidade de 1.130 kW, onde água é resfriada de 12°C para 7°C. Através da análise exérgica e exergoeconômica, foi verificado que o motor a gás é o equipamento que mais causa irreversibilidade e que necessita de maior investimento. Na caldeira de recuperação, para diminuir as irreversibilidades, é necessária a utilização de grandes áreas de troca de calor, levando a um alto valor de investimento nesse capital, além da grande dimensão física do equipamento. Ao analisar o sistema de refrigeração por absorção foi verificado que o fator dominante é o capital de investimento e os custos de operação e manutenção, não sendo economicamente viável equipamentos de alta eficiência, devido ao alto valor monetário agregado.

Calva *et al.* (2005) apresentaram um modelo termodinâmico para a análise de vários sistemas de trigerção que utilizam turbinas a gás para a produção de potência e sistema de refrigeração por compressão para a produção de frio. O método utilizado para a seleção de plantas de trigerção permite uma avaliação rápida e confiável, resultando em uma máxima eficiência da planta e custos de investimentos e operação mínimos. Assim, a decisão sobre que turbina escolher para a planta de trigerção deve ser baseada nos custos de investimento e na operacionalidade do processo para determinar os benefícios econômicos de cada uma das opções técnicas disponíveis.

Takeshita *et al.* (2005) realizaram um estudo experimental em um sistema de cogeração avançado composto por três estágios principais. O primeiro estágio, ciclo

de alta, é o ciclo Brayton com uma turbina a gás de 700 kW. O segundo estágio, ciclo de média, é o ciclo Rankine com uma turbina a vapor de contra pressão de 55 kW e uma caldeira de recuperação. O último estágio, ciclo de baixa, é composto por dois ciclos nos quais os fluidos de trabalho são os mesmos e por um sistema de água quente. Um dos ciclos é o sistema de geração de potência, que emprega a tecnologia do ciclo Kalina, formado por uma turbina de 60 kW. O outro é um sistema de refrigeração formado por um refrigerador por absorção de amônia-água e tanques de armazenagem de gelo, sendo que para o fornecimento de água quente, utiliza-se um trocador de calor. Através dos resultados obtidos, foi confirmado o bom desempenho e operacionalidade da planta e mostrado que a instalação de ciclos que utilizam a mistura água-amônia, compostos por turbina e ciclo de refrigeração por absorção de amônia, é bastante vantajosa quando comparada às instalações com ciclo Rankine. Essa investigação experimental mostrou os méritos da cogeração e também a alta eficiência obtida na planta global com a utilização dos ciclos de baixa que utilizam a mistura água-amônia.

Vale ressaltar que, na revisão bibliográfica realizada, poucas informações foram encontradas a respeito de aplicações de energia em indústrias frigoríficas, mostrando que existe uma grande oportunidade para estudo nesse campo, motivando, assim, a realização do presente trabalho.

## Capítulo 3 - Caracterização dos Casos a serem Estudados

### 3.1. Descrição dos Casos

Para definir inicialmente os problemas a serem estudados foram visitados alguns frigoríficos da região noroeste paulista e sul matogrossense pertencentes aos dois maiores produtores de carne do país, a saber: FRIBOI e BERTIN.

Devido às facilidades encontradas com relação ao acesso, detalhamento da linha de produção, dados dos processos e perfil de demanda energética, além da localização geográfica próxima ao gasoduto Bolívia-Brasil, foi escolhida para o presente estudo a planta do Frigorífico FRIBOI de Campo Grande (MS). Além disso, esta escolha foi feita devido à planta representar bem a realidade desse segmento industrial e devido aos incentivos do governo para a massificação do uso do gás natural no Estado do Mato Grosso do Sul.

Neste frigorífico, são abatidos aproximadamente 1.250 bovinos e desossados 2.500 traseiros por dia, sendo necessário 10 t/h de vapor para suprir as necessidades da instalação, distribuído entre 8 digestores de 3.000 litros, 4 digestores de 5.000 litros, um trocador de calor, que fornece água a 95°C para o frigorífico, e vários pontos de tomada de vapor. A Tabela 3.1 mostra o consumo de vapor de cada equipamento do frigorífico.

Tabela 3.1: Consumo de vapor de cada equipamento.

<b>Equipamento</b>	<b>Consumo unitário (t/h)</b>	<b>Consumo total (t/h)</b>
Digestor 3000 litros	0,5	4,0
Digestor 5000 litros	0,7	2,8
Trocador de calor	2,5	2,5
Pontos de vapor	-	0,7

As Tabelas 3.2 e 3.3 mostram, respectivamente, as várias instalações de resfriamento e de congelamento que existem no frigorífico, com suas respectivas cargas térmicas requeridas. As temperaturas ambientes no interior das instalações de resfriamento e de congelamento são, respectivamente, 0°C e -25°C.

Tabela 3.2: Instalações frigoríficas de resfriamento.

<b>Instalação frigorífica de resfriamento</b>	<b>Carga térmica (kW)</b>
Câmara de resfriamento de bucho	67,5
Câmara de resfriamento de miúdos	158,2
Câmara de resfriamento de carcaças 1	88,4
Câmara de resfriamento de carcaças 2	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 3	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 4	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 5	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 6	96,5
Câmara de resfriamento de carcaças 7	109,3
Câmara de resfriamento de carcaças 8	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 9	87,2
Câmara de resfriamento de carcaças 10	93,0
Câmara de resfriamento de carcaças 11	93,0
Câmara de resfriamento do seqüestro	25,6
Câmara pulmão da desossa 1	69,8
Câmara pulmão da desossa 2	50,0
Câmara de maturação e estocagem	66,3
Câmara de quartos resfriados	54,7
Corredor dos túneis	57,0
Sala de cortes	52,3
Desossa	255,9
Sala de embalagem	55,8
<b>Carga térmica total de resfriamento</b>	<b>1.916,7</b>

Tabela 3.3: Instalações frigoríficas de congelamento.

<b>Instalação frigorífica de congelamento</b>	<b>Carga térmica (kW)</b>
Túnel de congelamento de miúdos 1	104,7
Túnel de congelamento de miúdos 2	104,7
Túnel de congelamento de miúdos 3	104,7
Câmara de estocagem de miúdos congelados	23,3
Túnel de congelamento de carne desossada 1	81,4
Túnel de congelamento de carne desossada 2	81,4
Túnel de congelamento de carne desossada 3	81,4
Túnel de congelamento de carne desossada 4	84,9
Túnel de congelamento de carne desossada 5	83,7
Túnel de congelamento de carne desossada 6	83,7
Câmara de estocagem de congelados	39,5
<b>Carga térmica total de congelamento</b>	<b>873,4</b>

A seguir serão detalhados os casos que serão estudados a fim de suprir as demandas de energia elétrica e térmica da planta frigorífica.

Em todos os casos o refrigerante usado na produção de frio será a amônia. Esta opção se deve ao baixo custo deste refrigerante amplamente utilizado em diversos ramos industriais (com temperaturas até  $-60^{\circ}\text{C}$ ), além de apresentar efeitos ambientais reduzidos, tanto com relação à camada de ozônio quanto ao efeito estufa.

### 3.1.1. Caso 1: Planta com Caldeira a Lenha e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 1.500 Bovinos

Atualmente, para suprir a necessidade de vapor do frigorífico, existem duas caldeiras, com capacidade individual de produção de 10 t/h de vapor saturado a  $100 \text{ lbf/in}^2$  (689,5 kPa), que utilizam lenha como combustível. No entanto, apenas uma delas opera por vez para suprir as necessidades da empresa, sendo a outra mantida como reserva.

A planta de vapor opera diariamente das 4:00 às 18:00 horas, pois os processos de abate e desossa ocorrem apenas nos períodos da manhã e da tarde. Neste caso, apenas os condensados dos digestores retornam para realimentar a caldeira sendo, portanto, necessário a reposição de água na entrada da caldeira.

A Figura 3.1 mostra uma representação esquemática da planta de vapor do frigorífico.

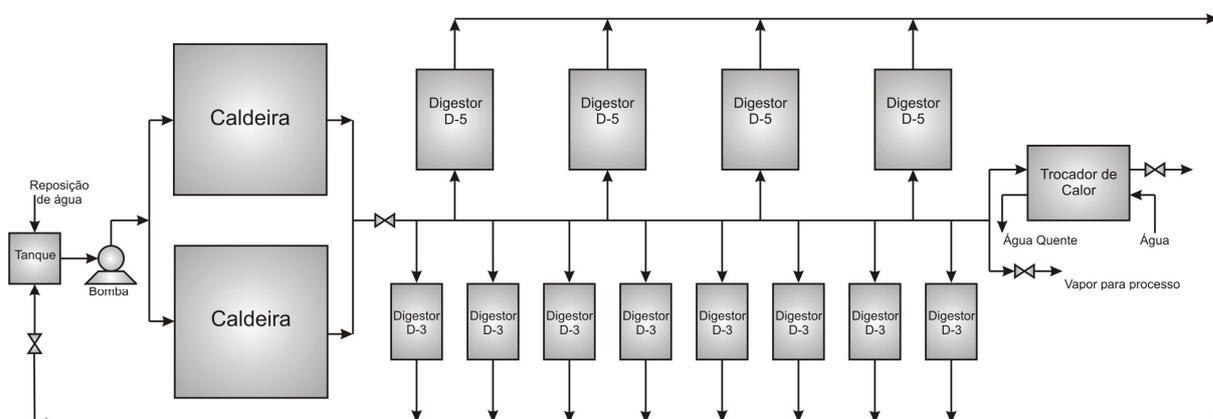


Figura 3.1: Planta para produção de vapor do caso 1 (planta atual).

Para a refrigeração, a planta atual utiliza ciclos de refrigeração por compressão de amônia. Para suprir as necessidades das instalações de congelamento, tem-se instalado um compressor de refrigeração tipo parafuso, marca HOWDEN modelo WRV-255/2.2, 260 BHP (194 kW), regime de  $-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$ , motor de 300 CV (220,6 kW), 3.550 rpm, com capacidade térmica ofertada de 880.000 kcal/h (1.025 kW). No regime de resfriamento (regime  $-10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$ ), a planta atual consiste de 6 compressores alternativos (pistões) marca MADEF, modelo 6C-16x11 – 112,5 BHP (84 kW), com capacidade para o regime de 280.000 kcal/h (326 kW), motor de 150 CV (110,3 kW) cada, ou seja, capacidade de refrigeração total de fornecimento de 1.680.000 kcal/h (1.956 kW).

Existem ainda mais dois compressores instalados no regime  $-10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$  para suprir a carga de condensação do estágio do compressor HOWDEN (regime de  $-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$ ), isso porque os ciclos de refrigeração destinados ao congelamento e ao resfriamento estão arranajados em *booster*, como mostrado na Figura 3.2. Os compressores instalados para a finalidade de fazer o *booster* são: um compressor tipo parafuso marca SABROE modelo VMY 325 LD – 350 BHP (291 kW), motor de 500 CV (368 kW), capacidade para o regime de 932.000 kcal/h (1.084 kW) e um compressor tipo alternativo marca MADEF modelo 6C-16x11 – 112,5 BHP (84 kW), motor de 150 CV (110 kW), capacidade para o regime de 280.000 kcal/h (326 kW).

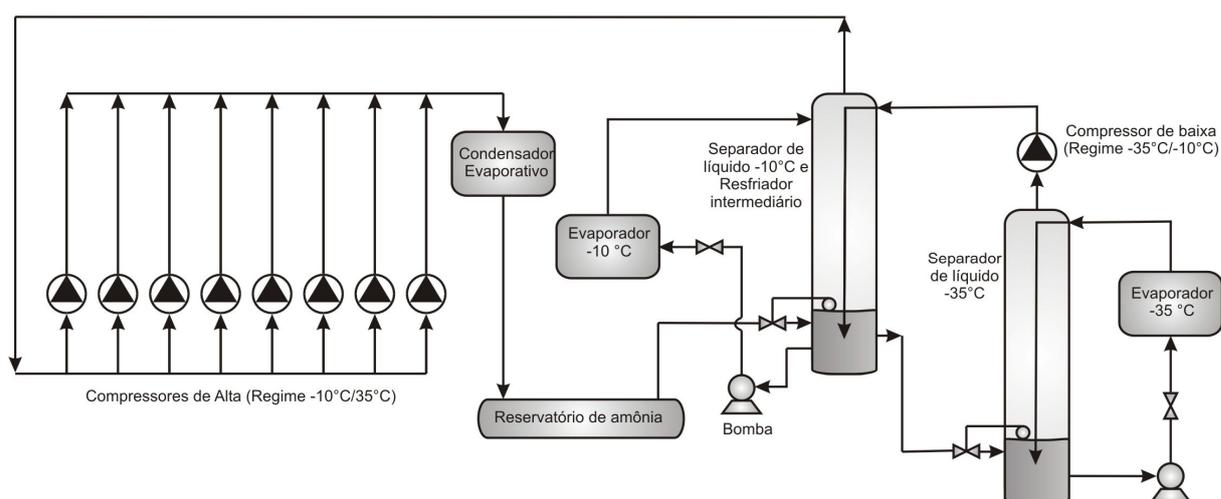


Figura 3.2: Planta para produção de refrigeração do caso 1 (planta atual).

Como pode ser visto na Tabela 3.4, as potências de refrigeração instaladas são pouco maiores que as demandas de refrigeração, isso porque a instalação é antiga e o isolamento térmico das tubulações não se encontra em bom estado.

Tabela 3.4: Potências de refrigeração ofertada e demandada no caso 1.

<b>Instalação</b>	<b>Refrigeração demandada (kW)</b>	<b>Refrigeração ofertada (kW)</b>
Resfriamento	1.916,7	1.956
Congelamento	873,4	1.025

A Tabela 3.5 mostra as demandas de eletricidade da empresa que atualmente são supridas pela concessionária ENERSUL a um custo de R\$ 0,24 por kWh.

Tabela 3.5: Demanda de eletricidade do caso 1.

<b>Instalação</b>	<b>Demanda de eletricidade (kW)</b>
Planta de refrigeração	1.073
Demais instalações da empresa	1.927
<b>Total</b>	<b>3.000</b>

### **3.1.2. Caso 2: Planta com Caldeira a Lenha e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos**

Existe o interesse por parte da administração do frigorífico em abater 2.500 bovinos por dia e, para que isso ocorra, será necessário aumentar a capacidade de sua planta de refrigeração. Além disso, o ciclo de vapor que atualmente opera 14 horas por dia, deverá trabalhar permanentemente para atender as necessidades durante o processo de abate e processamento durante as 24 horas do dia.

A planta de refrigeração proposta no caso 2 é composta pela planta do caso 1 e por uma outra adicional, que complementa a capacidade de refrigeração atual. Apesar de abater 1.250 bovinos por dia, a planta de refrigeração atual suporta o abate de 1.500 bovinos. Assim, a planta adicional de refrigeração a ser instalada deve suprir o restante da produção (1.000 bovinos), ou seja, 2/3 da potência de refrigeração atualmente instalada. Com isso, considera-se que a demanda total de energia elétrica passa de 3.000 kW para 5.000 kW.

A planta de refrigeração adicional foi considerada como tendo as mesmas características da existente, ou seja, uma planta de refrigeração por compressão em *booster* (Figura 3.3).

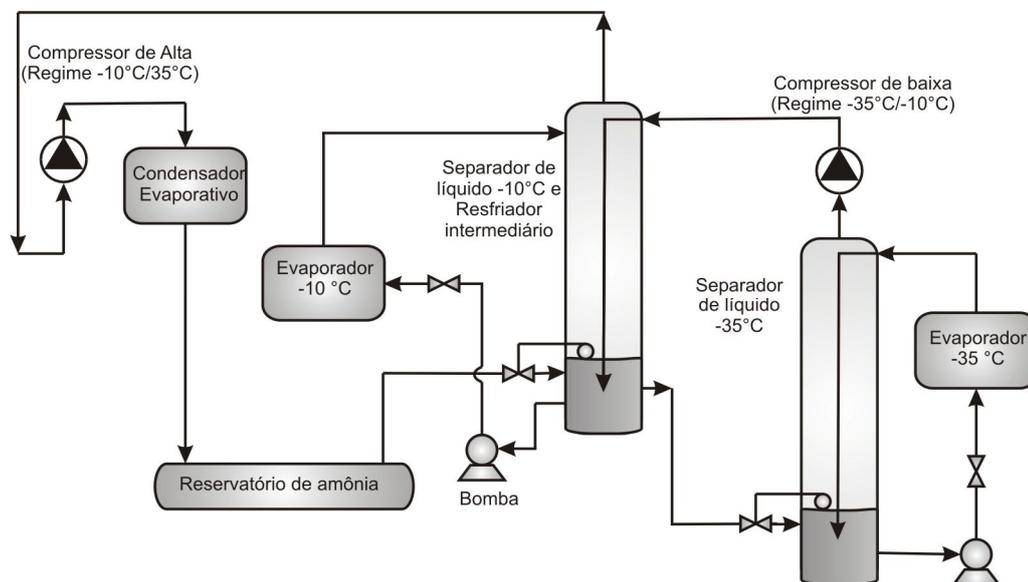


Figura 3.3: Planta para produção adicional de refrigeração do caso 2.

### 3.1.3. Caso 3: Planta com Turbina a Gás, Caldeira de Recuperação e Refrigeração por Compressão, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos

No caso 3 é proposta a instalação de uma turbina a gás para que o frigorífico produza toda energia elétrica por ele demandada. Neste caso, o frigorífico deixa de comprar energia elétrica da concessionária e passa a comprar gás natural para alimentar a turbina a gás. Além disso, uma caldeira de recuperação, que utiliza os gases de exaustão da turbina como fonte de energia, é instalada para a produção do vapor demandado pela empresa e as caldeiras que utilizam a lenha como combustível são desativadas.

A planta de produção de energia elétrica e de vapor do caso 3 está representada na Figura 3.4, e a planta de refrigeração é idêntica à do caso 2, sendo que a única diferença está na energia fornecida para o acionamento dos compressores e bombas que, neste caso, é a energia elétrica produzida pela turbina a gás.

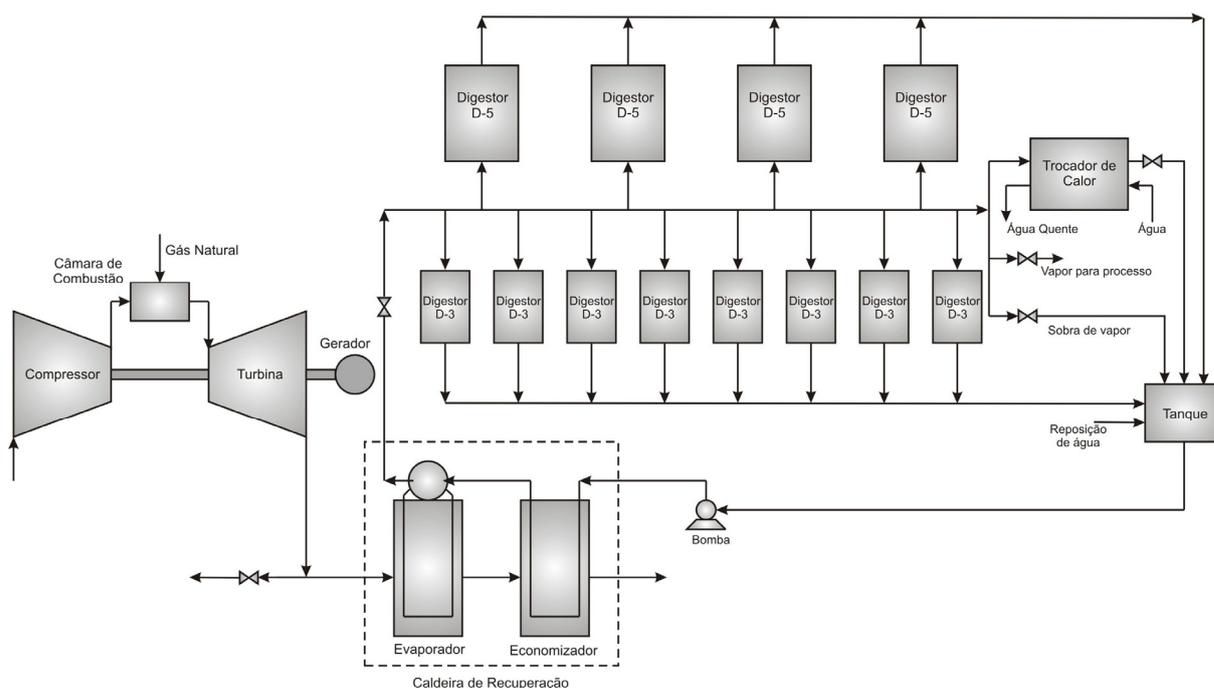


Figura 3.4: Planta para produção de energia elétrica e vapor do caso 3.

### 3.1.4. Caso 4: Planta com Caldeira a Lenha, Turbina a Gás e Refrigeração por Compressão e Absorção, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos

No caso 4 é proposta a instalação de uma turbina a gás para a produção de energia elétrica para suprir a demanda do frigorífico e de dois chillers de absorção, que são alimentados pelos gases de exaustão da turbina, para aumentar a capacidade de refrigeração do frigorífico. Além disso, para a produção do vapor demandado pelo processo, as caldeiras atuais que utilizam a lenha como combustível são mantidas em funcionamento, ou seja, a planta de produção de vapor no caso 4 é igual a do caso 2 (Figura 3.1).

A planta de refrigeração do caso 4 é composta pela planta de refrigeração do caso 1 (Figura 3.2) e pelos dois chillers de absorção que são instalados para aumentar a capacidade de refrigeração do frigorífico, atendendo assim a demanda de refrigeração para o abate de 2.500 bovinos por dia. Um dos chillers de absorção é instalado para a temperatura de evaporação de  $-35^{\circ}\text{C}$  e o outro para a temperatura de evaporação de  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Assim, a análise do caso 4 engloba a planta de vapor do caso 2, a planta de refrigeração por compressão do caso 1 e a planta composta por uma turbina a gás e dois chillers de absorção como mostrado na Figura 3.5.

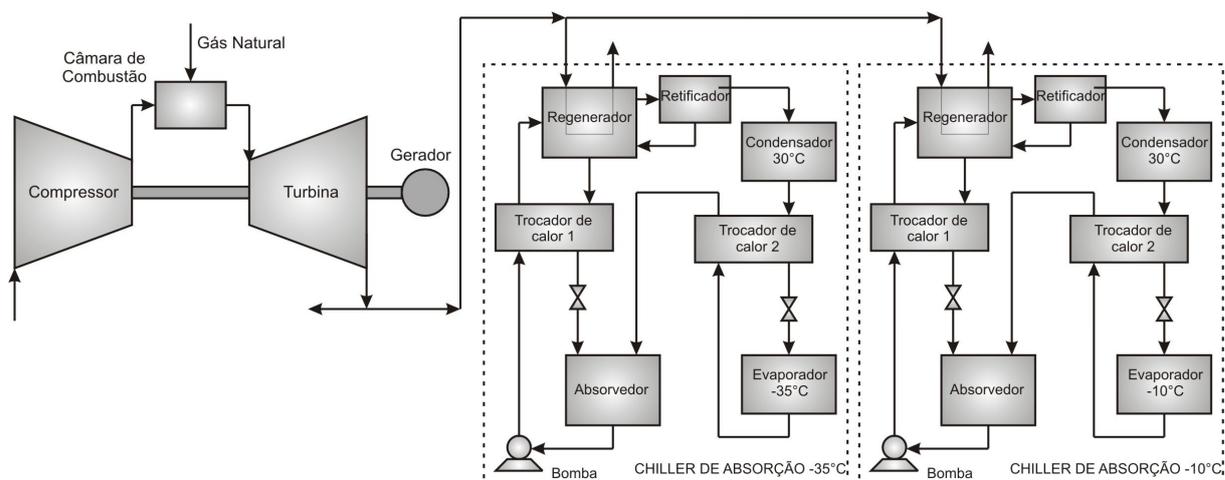


Figura 3.5: Planta para produção de energia elétrica e refrigeração do caso 4.

### 3.1.5. Caso 5: Planta com Turbina a Gás, Caldeira de Recuperação e Refrigeração por Absorção, com Capacidade de Abate de 2.500 Bovinos

A planta a ser analisada no caso 5 é uma planta de trieração onde, através do mesmo combustível (gás natural), são produzidos energia elétrica, vapor para o processo industrial e refrigeração para suprir as necessidades do frigorífico que abate 2500 bovinos por dia. Esta planta é composta por uma turbina a gás que produz a energia elétrica, por uma caldeira de recuperação onde é produzido o vapor para o processo industrial e por chillers de absorção que produzem a refrigeração através da utilização dos gases de exaustão. A Figura 3.6 mostra a planta de trieração analisada no caso 5.

Esta planta de trieração opera em paridade térmica, ou seja, é projetada para atender toda a demanda de vapor da mesma. Parte da energia elétrica produzida na turbina a gás atende as necessidades da planta e o restante da energia elétrica é comercializado junto à concessionária.

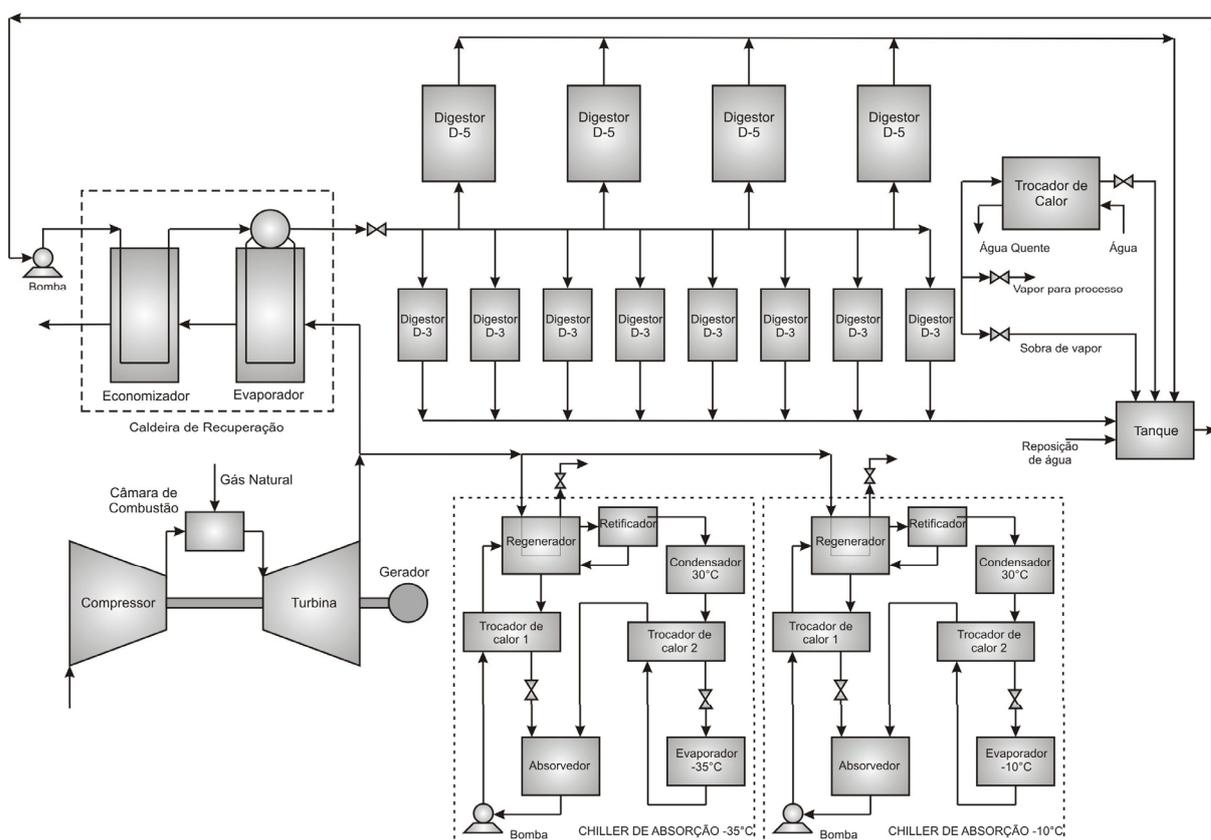


Figura 3.6: Planta de trieração de energia do caso 5.

## 3.2. Tecnologias Aplicadas às Plantas Propostas

A seguir serão apresentadas algumas tecnologias aplicadas às plantas propostas para geração de energia elétrica, vapor e refrigeração em frigoríficos, sendo dado destaque para as características dos principais equipamentos.

### 3.2.1. Turbinas a Gás

As turbinas a gás são atualmente os equipamentos mais difundidos nas instalações de cogeração que dispõem de gás natural (Viswanathan *et al.*, 2000). Plantas térmicas baseadas em turbinas a gás têm apresentado um custo de geração decrescente nas últimas décadas em função, principalmente, do aumento da eficiência dos equipamentos de geração, que deve ser atribuído ao emprego de materiais mais resistentes a altas temperaturas e ao resfriamento das palhetas, que permitiram elevar a temperatura de entrada dos gases de combustão de 900°C, em 1967, para 1.425°C, em 1998 (Barreto *et al.*, 1997 e Kim e Ro, 2000).

Além da atual disponibilidade de gás natural a preços estáveis e atrativos em muitos países no mundo e do recente desenvolvimento tecnológico das turbinas a gás, as grandes justificativas do maior emprego destes equipamentos para a geração combinada de energia elétrica e térmica são:

- Podem utilizar vários combustíveis, como gás natural, querosene e gases oriundos de processo de gaseificação do carvão e da biomassa. As maiores limitações dos combustíveis são: não formar cinzas na combustão, que se depositam na palheta e interferem na operação; não conter materiais erosivos; não conter compostos de vanádio, que provocam corrosão das palhetas das turbinas;
- Trata-se de um equipamento com alta disponibilidade, ou seja, necessita de pouco tempo de parada. Sistemas de cogeração baseados em turbinas a gás de vários tipos e porte estudados por Lautman (1993) apresentaram um fator de disponibilidade na faixa entre 90 a 96%;
- Possuem alta flexibilidade operacional;
- As plantas baseadas em turbinas a gás se caracterizam pela rapidez de entrada em funcionamento. Quando uma turbina é desligada por qualquer problema, é necessário manter-se uma bomba de óleo para a operação de resfriamento dos mancais da turbina. Normalmente esta bomba opera por longo tempo já que a parte quente da máquina pode levar até 2 horas para ser resfriada. O tempo necessário para a turbina atingir novamente o regime em plena carga é de 6 a 8 minutos em regime de emergência e de 15 minutos em condições normais de operação (ANEEL, 1998);
- Possuem baixos níveis de vibrações e ruído, pois como o sistema mecânico é giratório, a vibração estática produzida pelas turbinas a gás é pequena e, como estes equipamentos giram a alta rotação, o ruído é de alta frequência, o que pode ser facilmente atenuado com um enclausuramento do conjunto;
- São equipamentos de fácil manutenção e controle, permitindo, inclusive, controle automático.

O sistema baseado em turbina a gás utiliza gases, a alta temperatura e pressão, provenientes de uma câmara de combustão. O princípio da turbina explora a utilização direta destes gases sem a transferência de calor, conjugada à menor

presença de partes móveis e, conseqüentemente, redução de atrito. Um exemplo de turbina a gás pode ser visto na Figura 3.7.

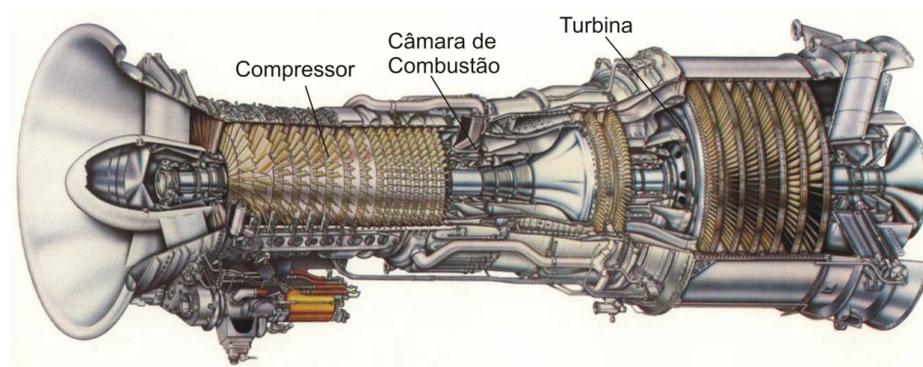


Figura 3.7: Detalhes de uma turbina a gás da General Electric, modelo LM 2500.

As turbinas a gás operam no ciclo Brayton e são as mais utilizadas em sistemas de cogeração; nelas o combustível é queimado no ar comprimido, que é o fluido de trabalho, e os produtos de combustão se expandem em uma turbina para gerar eletricidade.

Existe ainda a turbina de queima indireta, não usualmente empregada em sistemas de cogeração, cujo aporte de energia ocorre de forma indireta através de um combustor externo e um trocador de calor, sem que os gases da combustão se expandam na turbina. Turbinas de queima indireta operam, em geral, em ciclo fechado, não ocorrendo a contaminação do fluido de trabalho com os gases da combustão.

Uma turbina a gás, que é constituída de acordo com o esquema da Figura 3.8, é geralmente dividida em duas seções:

- Preparador de gases (compressor de ar e câmara de combustão);
- Turbina propriamente dita, onde os gases provenientes da câmara de combustão são expandidos para a geração de eletricidade.

O compressor de ar é normalmente do tipo axial, de palhetas de múltiplos estágios (de 8 a 25, dependendo do tamanho da turbina). Estes compressores têm maior eficiência e razão de compressão do que os compressores centrífugos.

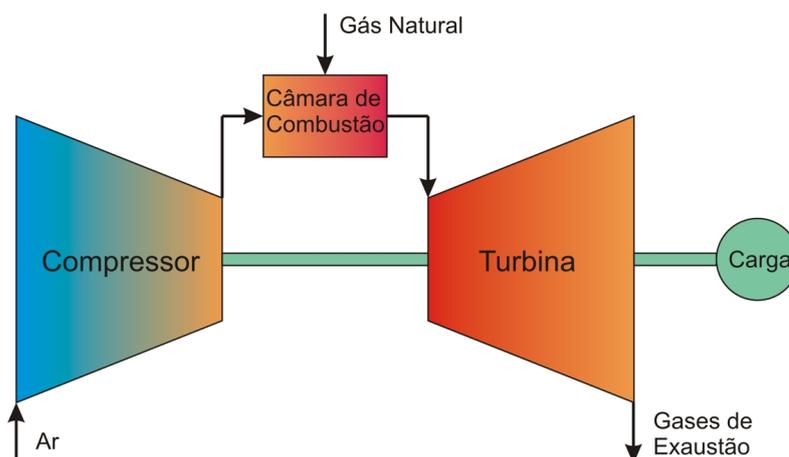


Figura 3.8: Esquema representativo de uma turbina a gás.

Após a compressão, o ar é descarregado na câmara de combustão, onde se mistura ao combustível, ocorrendo a queima. A câmara de combustão, devido às elevadas temperaturas a que é submetida, é o componente mais crítico na construção da turbina a gás (Guimarães, 2004 e Kim e Ro, 2000). Ela é composta por quatro zonas básicas: entrada, combustão primária, combustão secundária e saída. O ar na saída do compressor passa primeiramente pela zona de entrada, onde a sua velocidade se reduz de modo a garantir um tempo de residência na câmara de combustão adequado para que a queima do combustível seja completa. Na zona de combustão primária, o ar se mistura ao combustível a alta pressão, sendo mantida a razão ar/combustível próxima do valor estequiométrico para que a queima ocorra de forma satisfatória. Na zona de combustão secundária, ocorre a entrada de mais ar, o que acelera a queima do combustível e, rapidamente, resfria os gases de combustão, evitando danos à câmara de combustão e a formação de grandes quantidades de  $\text{NO}_x$ . A última zona serve para aumentar a velocidade dos gases de combustão, que seguem para a turbina.

Deve-se ressaltar ainda que, em função da elevada pressão encontrada na câmara de combustão, o combustível deve ter pressão suficiente para ser injetado na mesma. Assim, como a pressão do gás natural disponível nas redes de distribuição situa entre 170 e 700 kPa, é necessário comprimir o gás antes de sua entrada na câmara de combustão.

A turbina, por sua vez, converte a entalpia dos gases de combustão que saem da câmara de combustão, em energia mecânica, que pode ser transformada em energia elétrica, acoplando-se à turbina um gerador (Silva, 1997).

As turbinas a gás podem ser classificadas de acordo com a sua forma construtiva e aplicação, da seguinte forma:

- **Turbinas Aeroderivadas:** desenvolvidas originalmente para propulsão aérea, têm menores dimensões e peso. Estas turbinas são de capacidade limitada e apropriadas a atender instalações de pequeno e médio porte. Em ciclo aberto, turbinas aeroderivadas estão disponíveis, em geral, até a capacidade de 40 MWe (Smith, 1995) e possuem partida rápida e facilidade de transporte. Além disso, operam a temperaturas mais elevadas, o que proporciona um maior rendimento e menor durabilidade em relação às turbinas estacionárias ou *heavy duty*. As turbinas aeroderivadas se adaptam melhor aos sistemas que apresentam variações de carga.
- **Turbinas Industriais:** são mais robustas e, para a mesma potência, possuem dimensões maiores que as aeroderivadas. As turbinas industriais podem queimar componentes mais pesados, tendo maior flexibilidade quanto à escolha do tipo de combustível a ser empregado. Além disso, são mais simples, mais resistentes a ambientes agressivos e têm maior vida útil. Turbinas industriais são encontradas no mercado com capacidade acima de 240 MWe.
- **Microturbinas:** são equipamentos com potências entre 30 e 100 kW, pouco eficientes, porém capazes de gerar energia elétrica de alta qualidade. Operam em rotações elevadas, na faixa de 6.000 a 10.000 rpm.

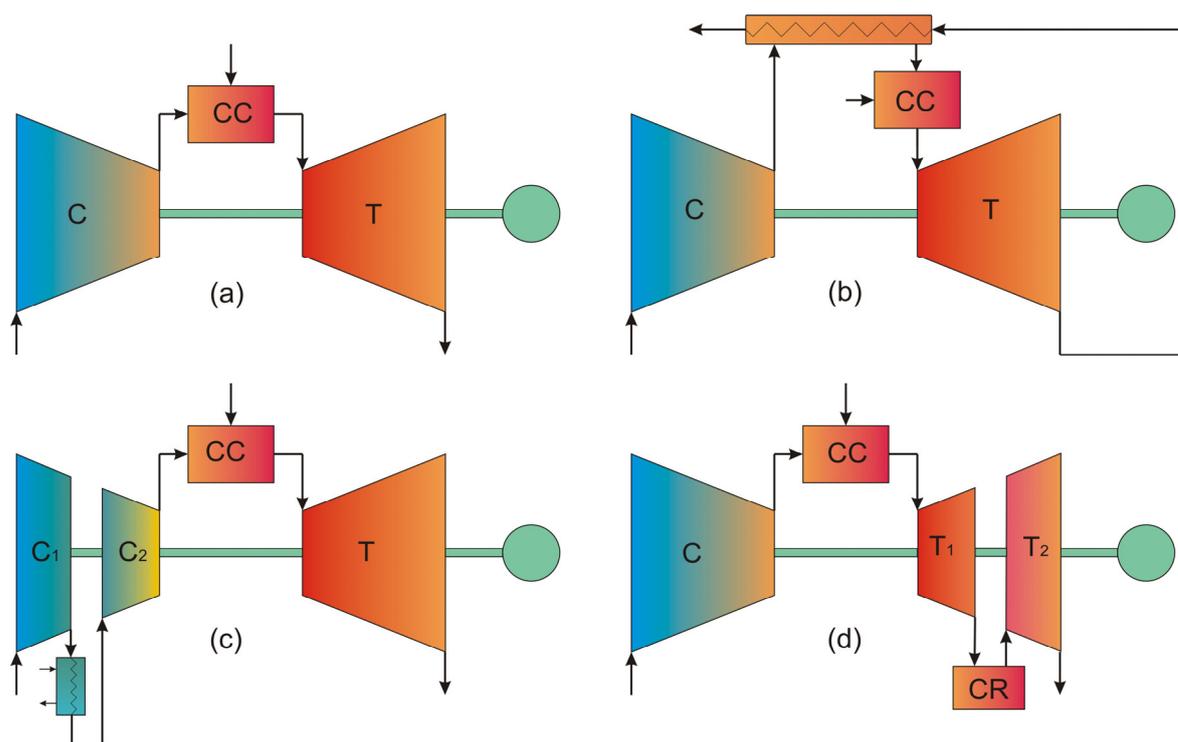
As turbinas a gás podem ainda ser classificadas de acordo com o arranjo físico de seus componentes, conforme segue:

- **Turbinas de Eixo Único:** são as mais empregadas, devido aos seus menores custos e sua forma compacta, o que lhes garante uma elevada geração de energia elétrica por espaço ocupado pelo equipamento. A turbina de eixo único disponibiliza parte de sua potência diretamente ao compressor de ar e o restante para a produção de eletricidade. A sua principal desvantagem é a alta sensibilidade apresentada diante de pequenas variações na temperatura atmosférica. Outra desvantagem é a pequena faixa de velocidades de operação.

- **Turbinas de Duplo Eixo:** no equipamento de dois eixos, sobre um deles encontram-se os primeiros estágios da turbina, que acionam independentemente o compressor de ar, enquanto os demais estágios da turbina acionam o eixo de potência externa. Neste tipo de equipamento, os dois eixos podem apresentar diferentes rotações.

Entre os ciclos de operação das turbinas a gás podem ser citados os seguintes:

- **Ciclo Aberto Simples:** trata-se do ciclo Brayton simples, onde ocorre compressão adiabática, combustão isobárica, expansão adiabática e resfriamento isobárico. No caso de a turbina a gás operar em ciclo aberto (Figura 3.9a), os gases não são reciclados e a entrada do compressor e a saída da turbina estão à pressão atmosférica.
- **Ciclo Regenerativo:** neste ciclo, um trocador de calor é usado para aproveitar os gases de exaustão da turbina e pré-aquecer o ar na saída do compressor (Figura 3.9b). Esta configuração não é muito utilizada em sistemas de cogeração, pois, nela, reduz-se a quantidade líquida de calor útil disponibilizada pelo sistema (calor dos gases de exaustão).
- **Ciclo com Resfriamento Intermediário:** neste ciclo, são utilizados compressores de mais de um estágio, removendo-se calor entre estes estágios (Figura 3.9c). O uso de compressores de vários estágios reduz o trabalho do equipamento, aumentando a eficiência termodinâmica do ciclo.
- **Ciclo com Reaquecimento:** neste ciclo, calor é disponibilizado entre as turbinas, de forma a aumentar a temperatura de entrada dos gases no rotor da turbina (Figura 3.9d). Aproveita-se, neste caso, o excesso de oxigênio contido nos gases de exaustão.



C: compressor; T: turbina; CC: câmara de combustão; RC: câmara de reaquecimento.

Figura 3.9: Ciclos de sistemas de geração baseados em turbinas a gás.

### 3.2.2. Caldeiras de Recuperação

São equipamentos utilizados para aproveitar a energia dos gases de exaustão de máquinas térmicas na geração de vapor, onde ocorre ou não, conforme o modo de operação da caldeira, a queima adicional de combustível. Quando as temperaturas destes gases são superiores a  $900^{\circ}\text{C}$  as transferências de calor são feitas principalmente por radiação. Em se tratando da exaustão de turbinas a gás com temperaturas entre  $400^{\circ}\text{C}$  e  $600^{\circ}\text{C}$ , as trocas térmicas são realizadas principalmente por convecção.

Estes equipamentos podem gerar vapor dentro de uma ampla gama de pressões para aplicações em processo industriais, tipicamente entre 0,5 a 20 MPa ou em chillers de absorção, que demandam pressões do vapor entre 0,1 e 0,8 MPa.

A caldeira de recuperação é o elemento fundamental numa planta de cogeração, influenciando decisivamente nos custos de implementação e operação. A Figura 3.10 mostra um exemplo deste equipamento.

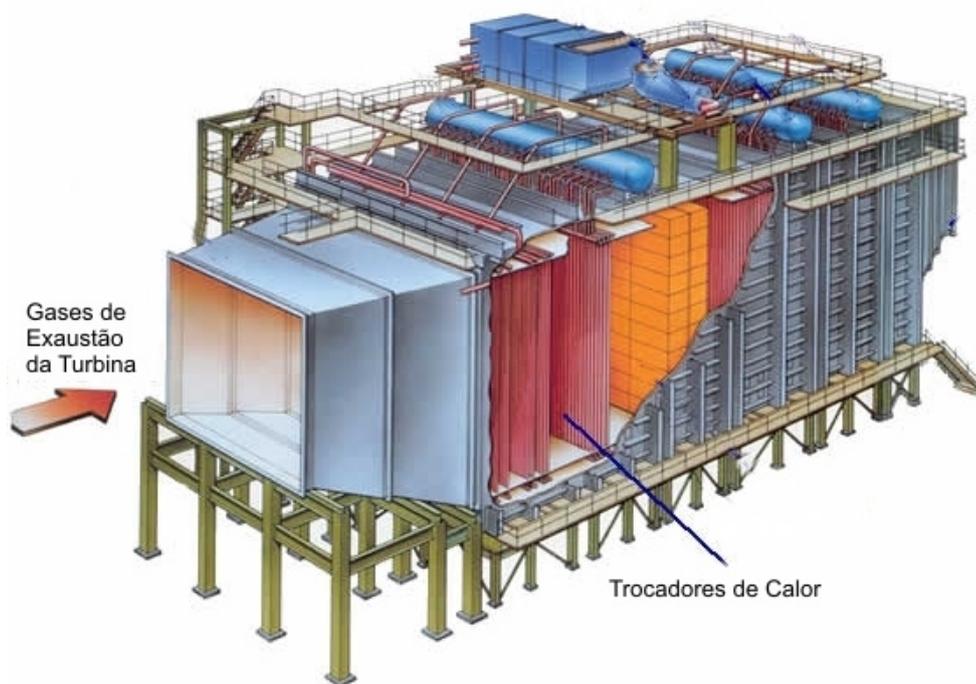


Figura 3.10: Exemplo de uma caldeira de recuperação.

As caldeiras de recuperação podem ser classificadas de acordo com a disposição de sua superfície de troca de calor, modo de circulação, modo de recuperação de calor, número de níveis de pressão e forma de arranjo dos tubos.

Com relação à disposição de sua superfície de troca de calor, as caldeiras de recuperação podem ser:

- **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 superfície de troca disposta ao longo do plano vertical. Ocupa uma área menor no plano horizontal, porém grandes áreas de troca requerem reforços estruturais, aumentando o custo de investimento inicial.

As caldeiras de recuperação podem operar nos seguintes modos de circulação:

- **Circulação 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.

- **Circulação 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.

No que diz respeito ao modo de recuperação de calor, as caldeiras de recuperação podem operar nos seguintes modos:

- **Sem queima suplementar:** utilizando somente gases quentes da turbina, consegue-se uma quantidade menor de vapor gerado, mas uma eficiência maior.
- **Com queima suplementar:** aumentando-se a quantidade de vapor gerado, maior potência no ciclo Rankine, porém diminui-se a eficiência e aumenta-se o custo operacional pelo maior consumo de combustível.

Vale destacar que a queima suplementar ocorre em função de razões não mutuamente exclusivas, entre as quais:

- Quando o calor do sistema de geração de energia elétrica é insuficiente para atender os requisitos da carga térmica do processo à jusante do sistema de cogeração;
- É também bastante empregada em sistemas baseados no ciclo combinado para fornecer vapor à turbina a vapor;
- A queima suplementar na caldeira de recuperação confere ainda uma maior flexibilidade ao sistema de cogeração, possibilitando ao mesmo percorrer a curva de carga térmica do usuário do sistema, sem sobre-dimensionamento da turbina a gás;
- Barclay (1995) considera que a temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação não deve ser inferior a 147°C, para que os componentes destes gases não se condensem e danifiquem o equipamento. Assim, quando a temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira é menor do que 147°C utiliza-se a queima suplementar;
- A caldeira operando em modo de queima suplementar garante o atendimento da demanda térmica do processo à jusante do sistema de cogeração, mesmo quando este sistema se encontra fora de operação.

Assim, a caldeira de recuperação é super dimensionada, funcionando também como um equipamento de geração de vapor.

Com relação ao número de níveis de pressão, as caldeiras de recuperação, podem ser de:

- **Um nível de pressão:** possui projeto de simples execução, construção, mas possui menor capacidade de recuperação de calor e menor versatilidade de aplicação.
- **Dois ou três níveis de pressão:** maior capacidade de recuperação, pois minimiza as irreversibilidades e aumenta a eficiência do ciclo Rankine, porém maior complexidade na execução do projeto.

As caldeiras de recuperação também podem ser classificadas de acordo com o arranjo dos tubos como:

- **Caldeiras Flamotubulares:** nestas caldeiras o gás escoia 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.

Normalmente as caldeiras são constituídas de: um economizador, um gerador de vapor ou evaporador e um superaquecedor (Figura 3.11). A água de alimentação percorre a caldeira de recuperação nesta mesma seqüência, enquanto que os gases de exaustão na saída da turbina ou motor a gás seguem em contra-corrente.

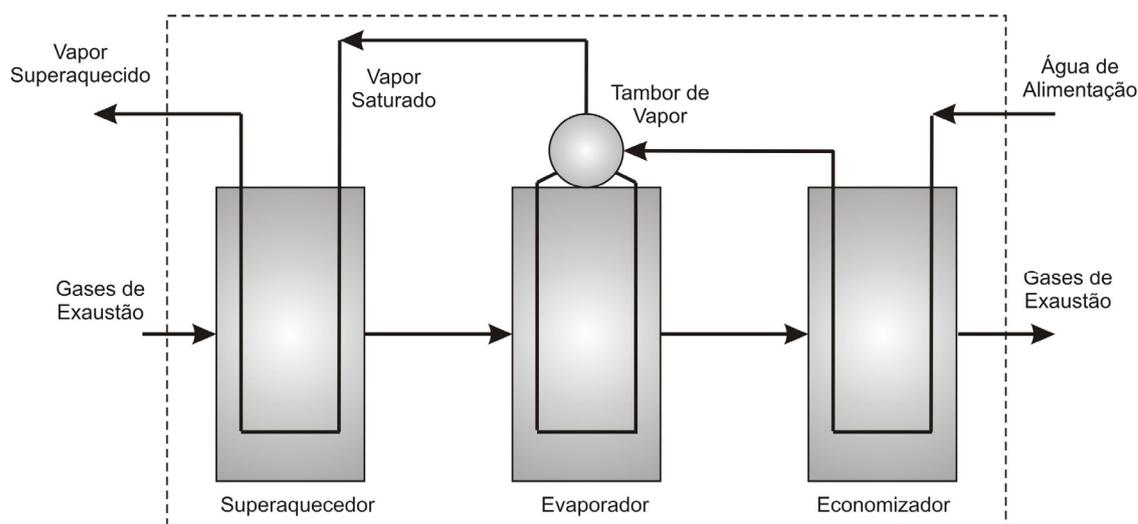


Figura 3.11: Esquema construtivo de uma caldeira de recuperação.

A diferença de temperatura entre os gases de exaustão e a água de alimentação da caldeira é reduzida no economizador, onde a água a baixa temperatura entra em contato indireto com os gases de exaustão de menor temperatura, que já cederam calor no superaquecedor e no gerador de vapor. Assim, o economizador aumenta a eficiência da caldeira elevando a temperatura da água que entra no gerador de vapor.

O evaporador, por sua vez, é o trocador de calor responsável pela produção do vapor saturado. No evaporador existe um tambor de vapor (*steam-drum*), que tem a função de garantir a geração de vapor saturado. Geralmente, utiliza-se como especificação o valor de *pinch point*, definido como a diferença mínima de temperaturas entre as correntes de gás e água na caldeira de recuperação. O *pinch point* ocorre na seção de saída do gás do evaporador e corresponde à diferença entre a temperatura do gás e a temperatura de saturação da água à pressão de operação do evaporador. Sob o ponto de vista puramente termodinâmico, seria desejável o mínimo valor de *pinch point* para o aumento da transferência de calor e redução das irreversibilidades. Entretanto, isso implicaria em grandes áreas de troca de calor e custo elevado, inviabilizando sua aplicação.

Caso seja necessária a geração de vapor superaquecido, este será produzido no superaquecedor que, quando existe, é o primeiro a tomar contato com os gases de exaustão da turbina a gás.

A Figura 3.12 mostra as variações de temperatura dos gases de exaustão e do vapor ao longo da caldeira de recuperação (Tolmasquim *et al.*, 1999).

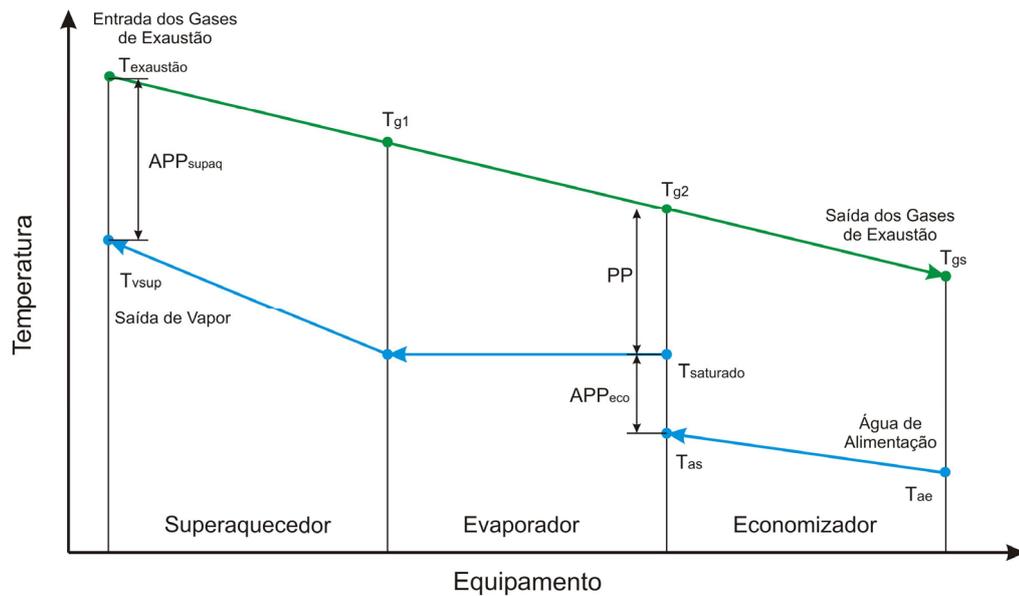


Figura 3.12: Diagrama esquemático da caldeira de recuperação de calor.

De acordo com Tolmasquim *et al.* (1999), os principais parâmetros que definem a economicidade da caldeira de recuperação de calor, tendo como base a Figura 3.12, são:

- A temperatura e a pressão do vapor na condição de operação;
- A perda de carga através do recuperador de calor, cujo valor típico se situa entre 2,5 e 3,7 kPa, é que reduz a eficiência da máquina térmica;
- O *pinch point* ( $PP$ ), que corresponde à diferença entre a temperatura dos gases de exaustão saindo do gerador de vapor ( $T_{g2}$ ) e a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação ( $T_{saturado}$ );
- O *approach* no economizador ( $APP_{eco}$ ), que é a diferença entre a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação ( $T_{saturado}$ ) e a temperatura da água saindo do economizador ( $T_{as}$ );
- O *approach* no superaquecedor ( $APP_{supaq}$ ), que é a diferença entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão ( $T_{exaustão}$ ) e a temperatura de saída do vapor superaquecido na pressão de operação ( $T_{vsup}$ ).

O *pinch point*, o *approach* do economizador e o *approach* do superaquecedor afetam o dimensionamento do equipamento. Pequenos valores do *pinch point* e do

*approach* do superaquecedor exigem grandes áreas de transferência de calor e elevados investimentos, enquanto que o *approach* do economizador é tipicamente determinado para evitar a vaporização da água de alimentação antes do evaporador. Pode-se considerar que as faixas apresentadas na Tabela 3.6 resultam em um dimensionamento tecnicamente satisfatório das caldeiras de recuperação (Babcock e Wilcox, 1992).

Tabela 3.6: Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação.

Parâmetro	Faixa Satisfatória (°C)
<i>Pinch Point</i>	11 a 28
$APP_{eco}$	6 a 17
$APP_{supaq}$	22 a 33

Apesar da indicação da Tabela 3.6, menores ou maiores valores podem ser apropriados. Por exemplo, uma boa caldeira fogo tubular tem o *pinch point* entre 20 e 35°C, enquanto que uma boa caldeira aquatubular tem o *pinch point* entre 5 e 15°C, conforme Gomes (1999) e Kim e Ro (2000).

### 3.2.3. Sistemas de Refrigeração

Primeiramente, convém apresentar o ciclo de refrigeração de maior rendimento, ou de rendimento ideal, que constitui o limite superior de todos os outros ciclos de refrigeração: o ciclo de Carnot (Figura 3.13). Neste ciclo, o calor é transferido de uma temperatura baixa para uma outra mais alta, com aporte de energia externa (ou trabalho). O ciclo de Carnot é constituído de dois processos isotérmicos, nos quais se absorve calor ( $Q_2$ ) a uma temperatura mais baixa ( $T_2$ ) e se rejeita calor ( $Q_1$ ) a uma temperatura mais alta ( $T_1$ ), e por dois processos adiabáticos. Durante o ciclo, o sistema recebe uma quantidade de trabalho ( $W$ ). Uma vez que, no ciclo, a variação da energia interna é nula, da Primeira Lei da Termodinâmica, obtém-se:

$$W = Q_1 - Q_2 \quad (3.1)$$

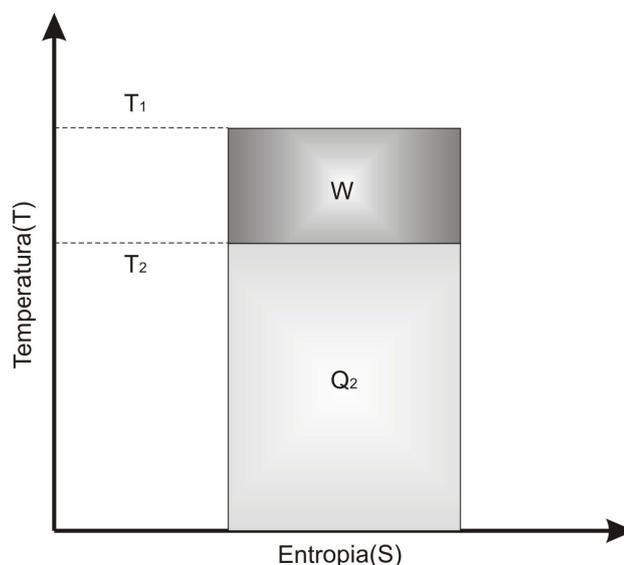


Figura 3.13: Ciclo de refrigeração de Carnot.

No ciclo ideal de Carnot, a quantidade de calor retirada do meio ambiente ou absorvida pelo refrigerante no ciclo ( $Q_2$ ) corresponde à multiplicação entre ( $T_2$ ) e a variação da entropia ( $\Delta S$ ). A rejeição de calor no ciclo ( $Q_1$ ) ocorre na maior temperatura ( $T_1$ ), equivalendo à multiplicação entre esta temperatura e a mesma variação da entropia. Assim, o Coeficiente de Performance do Ciclo ( $COP$ ), definido como a razão entre a quantidade de calor removida do meio ambiente ( $Q_2$ ) e o trabalho realizado para este fim ( $W$ ) pode ser escrito como:

$$COP = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{para qualquer refrigerador}) \quad (3.2)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (\text{para o Ciclo de Carnot}) \quad (3.3)$$

Logo, à medida que a temperatura do refrigerador ( $T_2$ ) diminui e a temperatura do calor rejeitado ( $T_1$ ) aumenta, maior é a quantidade de trabalho ( $W$ ) que se deve introduzir no sistema. Como o ciclo de Carnot é reversível, as etapas adiabáticas são também isentrópicas. E é por isso que se trata de um ciclo ideal, onde o rendimento da máquina é máximo. Se as transformações não fossem isentrópicas, ou se fossem irreversíveis, a quantidade de trabalho injetada no sistema para se obter a mesma retirada de calor seria maior.

Os sistemas de refrigeração mais utilizados são os sistemas por compressão a vapor e por absorção, sendo os mesmos destacados a seguir.

### 3.2.3.1. Sistemas de Refrigeração por Compressão a Vapor

Em relação aos ciclos reais, o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais comumente empregado nos setores de consumo de energia (Tolmasquim *et al.*, 2000). Neste ciclo, o trabalho de compressão do fluido é realizado por um compressor, enquanto que o calor é retirado do meio ambiente em um evaporador (Figura 3.14). O *COP* deste ciclo é dado pela Equação (3.2), sendo irreversíveis as transformações que nele ocorrem, o que significa que a sua eficiência de remoção de calor é menor do que a do ciclo ideal Carnot.

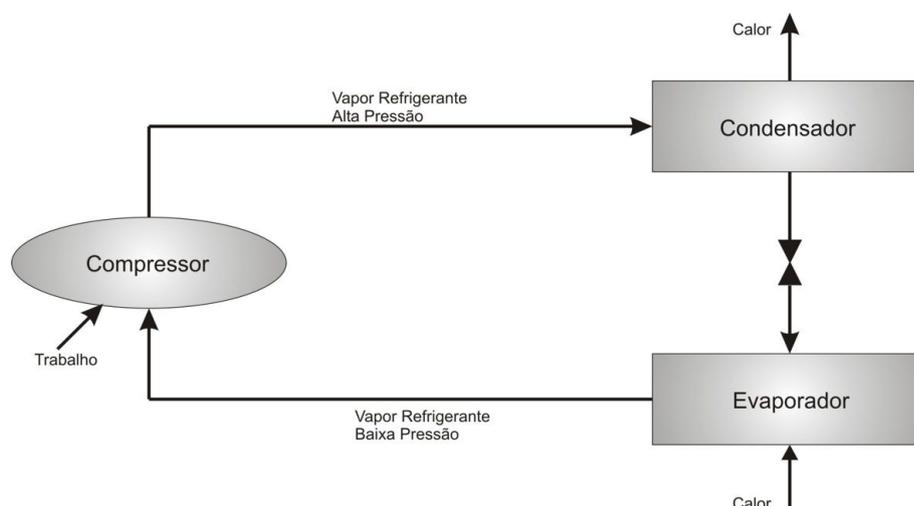


Figura 3.14: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

### 3.2.3.2. Sistemas de Refrigeração por Absorção

Refrigeração pelo sistema de compressão de vapor pode ser um método eficiente, no entanto, a fonte energética é a energia elétrica que é uma energia cara. Uma quantidade relativamente grande de trabalho é requerida porque na compressão o vapor passa por uma grande variação no volume específico.

Se recursos fossem disponíveis para a elevação de pressão do refrigerante sem considerável variação no seu volume específico, a quantidade de energia elétrica requerida poderia ser reduzida significativamente. Isto pode ser feito através da utilização de um ciclo de refrigeração por absorção, onde o vapor refrigerante é

absorvido por um líquido.

O ciclo de refrigeração por absorção é similar ao ciclo de compressão de vapor nas etapas de condensação, expansão e evaporação do refrigerante. Na etapa de elevação de pressão do fluido refrigerante é que estão as principais diferenças entre os dois ciclos. Enquanto o ciclo de refrigeração por compressão utiliza um compressor para elevar a pressão do refrigerante, o ciclo de refrigeração por absorção utiliza uma máquina mais complexa, denominada “Chiller”, que é constituída de um gerador de vapor (regenerador), trocador de calor, bomba de solução e absorvedor para a mesma função. Esta máquina utiliza duas substâncias, o refrigerante (fluido primário) e o solvente (fluido secundário), que é pouco volátil em relação ao fluido primário.

Embora seja necessária apenas uma pequena quantidade de trabalho no ciclo de absorção para acionar a bomba de solução, é requerida uma quantidade de calor de alimentação maior do que o trabalho de alimentação do ciclo de compressão mecânica de vapor. Se o calor é suficientemente barato, o ciclo de absorção pode ser economicamente atrativo. O calor pode ser fornecido diretamente da combustão de um combustível fóssil ou de fontes de calor alternativas como energia geotérmica, energia solar, cogeração e calor não aproveitado no processo/indústria.

Chillers de absorção não utilizam CFC's ou HCFC's, refrigerantes que contribuem para a depreciação da camada de ozônio e para o aquecimento global. Além disso, podem fornecer “saídas” (produtividade) comparáveis com as dos chillers elétricos, mas com reduzida emissão de  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}_2$  e  $\text{NO}_x$ .

Em relação às misturas empregadas nos ciclos de refrigeração por absorção, numerosos experimentos e estudos teóricos analisaram o desempenho destes ciclos com uso das misturas Água-Brometo de Lítio ( $\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$ ) e Amônia-Água ( $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ ) no absorvedor (Eisa, 1991; Kaushic *et al.*, 1991 e Silva, 1997).

Sistemas baseados na mistura amônia-água aproveitam-se da capacidade da água de absorver a amônia e, depois, dessorvê-la devido ao aumento da temperatura; tais sistemas são normalmente usados para refrigeração, isto é, a temperaturas abaixo de  $0^\circ\text{C}$  (Langreck, 2000).

Sistemas baseados na mistura água-brometo de lítio, por sua vez, prestam-se apenas ao condicionamento ambiental e resfriamento de água. A utilização da solução de  $\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$  como líquido de mistura em sistemas de refrigeração por

absorção limita a temperatura do evaporador a um mínimo de 4°C (Nogueira e Alkmin, 1996). Tais sistemas aproveitam o fato de que o brometo de lítio é extremamente higroscópico.

Na Figura 3.15, é apresentado um diagrama esquemático simplificado de um sistema de refrigeração por absorção. Este sistema opera em um simples estágio, sendo composto por um regenerador, um absorvedor, trocadores de calor, válvulas de expansão, um evaporador a baixa pressão, uma bomba e, finalmente, um condensador a alta pressão. Considera-se que apenas refrigerante puro escoo através do condensador, da válvula de expansão 1 e do evaporador. Esses três componentes podem ser idênticos àqueles utilizados no sistema de compressão mecânica de vapor.

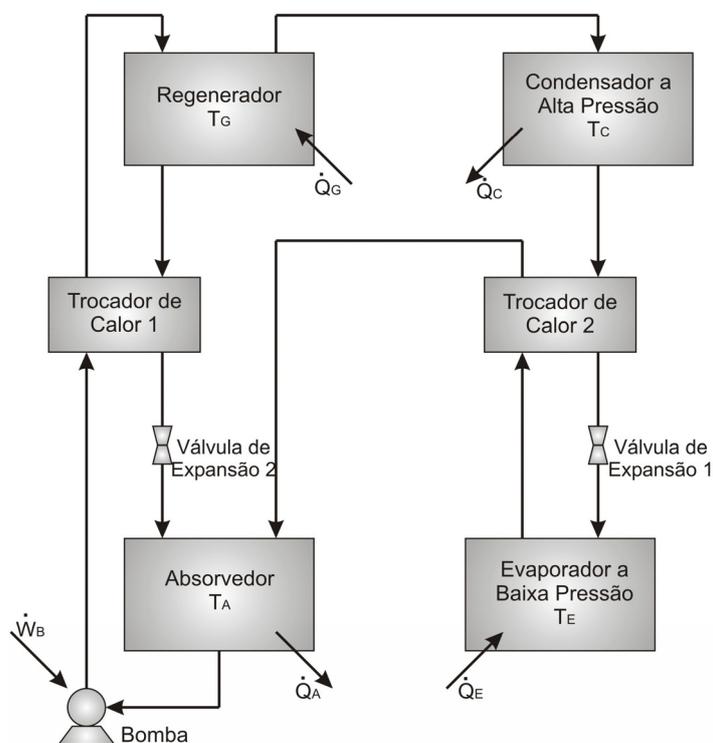


Figura 3.15: Diagrama esquemático do sistema de refrigeração por absorção.

No entanto, o sistema por absorção água-amônia, onde o absorvente (água) é volátil, necessita de um retificador na saída do regenerador para aumentar a concentração de amônia no vapor que entra no condensador (Figura 3.16). O vapor que deixa o regenerador pode conter de 5 a 10% de vapor de água (Kuehn *et al.*, 1998). Através da utilização do retificador, a concentração de amônia no vapor que entra no condensador pode atingir mais que 99%.

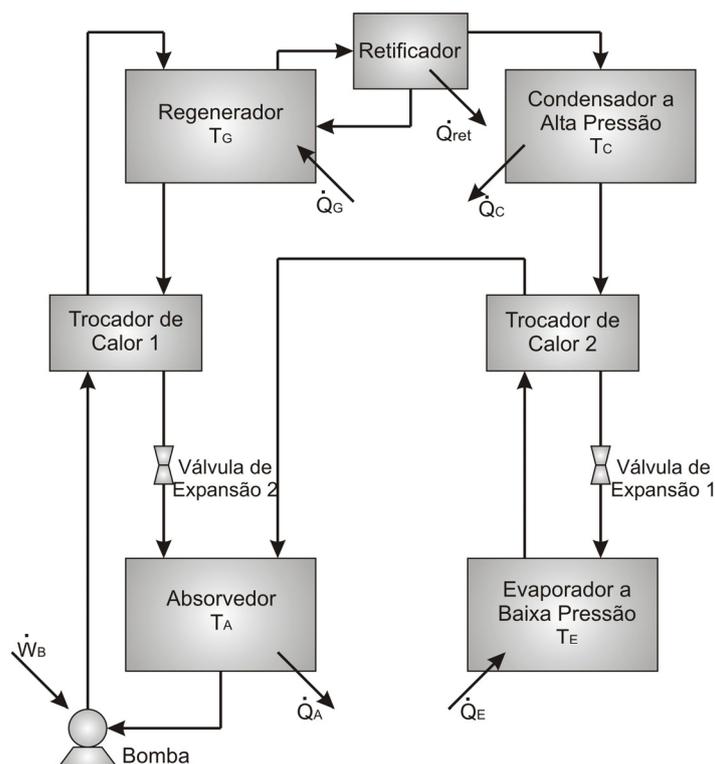


Figura 3.16: Sistema de refrigeração por absorção água-amônia.

A solução líquida forte contendo uma grande concentração de amônia deixa o absorvedor e é bombeada até a pressão do condensador. A solução é pré-aquecida no trocador de calor para reduzir o calor requerido no regenerador. No regenerador, através do aporte de calor de uma fonte quente, vapor é enviado ao retificador e o líquido absorvente regenerado ao absorvedor. O absorvente, antes de chegar ao absorvedor, passa no trocador de calor em contra-corrente com a solução líquida que chega ao regenerador e é estrangulado até a pressão do evaporador em uma válvula de expansão. Como o vapor refrigerante produzido no regenerador possui certa quantidade do absorvente (a água), o vapor entra no retificador, onde é produzida uma solução líquida fraca com uma baixa concentração de amônia em sua parte inferior e praticamente vapor puro de amônia na parte superior. O vapor de amônia é então enviado para o condensador, que condensa o refrigerante para líquido saturado ou subresfriado. O líquido é então resfriado no trocador de calor antes de entrar na válvula de expansão. A amônia que deixa a válvula de expansão entra no evaporador, onde a fase líquida evapora-se para absorver a carga de refrigeração sobre o sistema ( $Q_E$ ). Mais adiante, o refrigerante é aquecido no trocador de calor anterior para ser absorvido pela solução líquida fraca no

absorvedor. A solução forte que deixa o absorvedor está pronta para começar outro ciclo.

O desempenho deste ciclo de refrigeração por absorção, medido através do seu coeficiente de performance (*COP*), corresponde a:

$$COP_{\text{absorção}} = \frac{\dot{Q}_E}{(\dot{Q}_G + \dot{W}_B)} \quad (3.4)$$

No entanto, a taxa de trabalho utilizada na bomba é muito pequena quando comparada à requerida por um ciclo de compressão de vapor de mesma capacidade, e mesmo à potência térmica ( $\dot{Q}_G$ ) demandada pelo regenerador no ciclo de refrigeração por absorção (Smith e Van Ness, 1980). Assim, tem-se que:

$$COP_{\text{absorção}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (3.5)$$

Ora, estando a fonte fria a temperatura  $T_E$  e as vizinhanças de que se retira calor a temperatura  $T_C$ , a taxa mínima de trabalho que é necessária para operar o refrigerador equivale ao do ciclo de Carnot:

$$\dot{W}_{\text{Carnot}} = \dot{Q}_E \frac{T_C - T_E}{T_E} \quad (3.6)$$

Quando se utiliza uma fonte de calor à temperatura  $T_G$ , para realizar este trabalho, idealmente a mínima taxa de calor ( $\dot{Q}_{G(\text{ideal})}$ ) que esta fonte deve introduzir no sistema equivale a:

$$\dot{Q}_{G(\text{ideal})} = \dot{W}_{\text{Carnot}} \frac{T_G}{T_G - T_C} \quad (3.7)$$

Combinando as Equações (3.6) e (3.7) e considerando que  $T_C = T_A$ , obtém-se a taxa mínima de calor requerida da fonte quente e o coeficiente de performance máximo do ciclo de refrigeração por absorção, em função das temperaturas ambiente, da fonte quente e da fonte fria, como sendo, respectivamente:

$$\dot{Q}_{G(ideal)} = \dot{Q}_E \frac{T_C - T_E}{T_E} \frac{T_G}{T_G - T_C} \quad (3.8)$$

$$COP_{ideal} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_{G(ideal)}} = \frac{T_E (T_G - T_C)}{T_G (T_C - T_E)} \quad (3.9)$$

Este valor é o valor máximo do *COP* do ciclo de absorção. De fato, sendo as transformações irreversíveis, deve-se multiplicar esse número por um fator entre 0 e 1 para caracterizar o desvio do ciclo em relação ao ciclo ideal. Este fator normalmente situa-se em torno de 0,6 (Silva, 1997 e Langreck, 2000).

Deste modo, verifica-se que no ciclo por absorção o trabalho da máquina elétrica (compressor) é substituído pelo aporte de calor da fonte quente, que pode ser o calor aproveitado de um sistema de cogeração operando em regime *topping*. Deste modo, apenas uma pequena quantidade de energia elétrica, utilizada pela bomba, que correspondente a cerca de 2% da energia total empregada no ciclo por absorção (Langreck, 2000), é necessária para a operação deste ciclo. A recuperação de calor rejeitado pelo sistema de cogeração e o seu uso na geração de frio, além de configurar um melhor aproveitamento da energia, tem também o saldo positivo de reduzir as emissões térmicas do processo demandante de energia (Wu, 1993).

Ciclos de refrigeração por absorção têm ainda outras vantagens sobre os ciclos de refrigeração por compressão (Dincer e Dost, 1996):

- Operação silenciosa;
- Alta confiabilidade e elevada vida útil;
- Economia de eletricidade, já que substituem o compressor do ciclo por compressão de vapor por uma máquina térmica, cuja demanda energética pode ser atendida pelo consumo de gás natural e/ou resíduos de processo industrial;
- Facilidade de instalação e controle;
- Maior capacidade de atender cargas térmicas variáveis.

Estas vantagens acabam também por justificar as típicas aplicações de ciclos por absorção, que se dão quando:

- O fornecimento de eletricidade é incerto ou bastante oneroso;
- Existe a possibilidade da utilização de resíduos de baixo custo para geração de vapor;
- Baixos custos da manutenção e alta confiabilidade da operação se mostram importantes;
- A refrigeração demanda temperaturas abaixo de  $-60^{\circ}\text{C}$ .

Além dessas aplicações, existe também a possibilidade do uso do ciclo de refrigeração por absorção para a redução da temperatura do ar na entrada do compressor de uma turbina a gás. Isto aumenta a eficiência de geração elétrica da turbina; dependendo do tipo de turbina este aumento pode ficar entre 1 e 2% da eficiência, quando o ar entra a  $0^{\circ}\text{C}$ , ao invés de  $30^{\circ}\text{C}$ , no equipamento (Langreck, 2000). Trata-se esta de uma aplicação bastante interessante para locais de clima quente, podendo o ciclo de refrigeração por absorção operar em conjunto com a turbina, que lhe fornece vapor e cuja eficiência de geração elétrica é por ele incrementada. No entanto, neste caso, devido ao investimento adicional no ciclo de refrigeração por absorção, os benefícios econômicos do aumento da eficiência da turbina somente serão percebidos para grandes capacidades e operações contínuas do sistema de cogeração.

Vale ainda destacar a diferença de performance entre um ciclo por absorção de simples efeito e outro de múltiplos efeitos. No ciclo de absorção, a etapa de geração de vapor é chamada de estágio ou efeito, conforme a temperatura da fonte de calor que propicia a liberação de vapor.

O ciclo de simples efeito é aquele em que o fornecimento de energia térmica para a geração de vapor é efetuado por um único reservatório térmico a uma única temperatura.

Ciclos de múltiplos efeitos, geralmente, são empregados quando a temperatura da fonte quente não é alta o suficiente para garantir o atendimento da demanda de frio no nível desejado. Como a troca de calor é sempre mais eficiente quanto menor for a diferença de temperatura entre os fluidos, dois ou mais estágios elevam o desempenho dos ciclos de absorção (Tolmasquim *et al.*, 1999). Neste caso, o vapor do refrigerante gerado no primeiro estágio é condensado a alta temperatura no segundo estágio pela solução que retorna do primeiro estágio e, assim, sucessivamente.

Uma comparação direta entre as performances dos ciclos de refrigeração por compressão a vapor e por absorção mascara algumas vantagens deste último, cujo *COP* pode ser cinco vezes menor que o do ciclo por compressão, quando se trata de um equipamento de absorção de simples efeito, e cerca de três vezes menor, quando se trata de um equipamento de absorção de duplo efeito. Para o *COP* dos ciclos por compressão a vapor, o denominador da expressão é a potência elétrica na forma de trabalho fornecida ao compressor. A substituição destes ciclos por ciclos por absorção representa, portanto, uma economia de eletricidade e, também, um melhor aproveitamento energético quando há resíduos térmicos recuperáveis.

Os chillers de absorção podem ser classificados segundo o seu fluido de trabalho, número de estágios e ainda segundo a fonte fornecedora de calor.

Segundo o fluido de trabalho, existem dois tipos de chillers:

- **Amônia-Água ( $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ):** onde a amônia é o fluido refrigerante e a água é o fluido absorvedor. A aplicação deste par torna-se possível porque ambos os fluidos apresentam boas características de transferência de calor e de solubilidade.
- **Água-Brometo de Lítio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ):** onde a água é o fluido refrigerante e o brometo de lítio é o fluido absorvedor. Neste sistema de absorção podem ocorrer problemas de cristalização, o trocador de calor poderá ser bloqueado e a circulação parar, interrompendo o funcionamento do chiller. Para retomar a circulação é necessário aquecer extremamente o trocador a fim de dissolver o sal cristalizado.

Segundo o número de estágios, as unidades de resfriamento por absorção podem ser de simples estágio ou de múltiplos estágios. A aplicação de chillers de múltiplos estágios possibilita:

- melhorar o desempenho (*COP*) do sistema, pela utilização de fontes de calor de temperatura mais elevada;
- aumentar sua capacidade de refrigeração, pelo aumento da diferença de temperatura entre evaporador e condensador.

Por exemplo, um ciclo de absorção de duplo estágio tem o funcionamento semelhante ao de simples estágio, no entanto com a presença de dois geradores.

Neste sistema, o vapor refrigerante formado no gerador de alta temperatura é usado como fonte de calor de baixa temperatura.

Segundo a fonte de calor, o fornecimento de energia térmica ao gerador pode ser feito por:

- água quente;
- vapor;
- queima direta de um combustível no chiller.

## Capítulo 4 - Fundamentos da Análise Termodinâmica

### 4.1. Introdução

Para a análise termodinâmica de sistemas são aplicadas as equações de conservação da massa, conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e o balanço de exergia baseado nas duas leis anteriores considerando um volume de controle para cada um dos equipamentos que compõem a planta a ser analisada. A análise exérgica é útil para a avaliação de desempenho dos componentes e do sistema em seu conjunto. É importante também para quantificar as irreversibilidades termodinâmicas verificadas nos diversos processos.

### 4.2. Análise Energética

#### 4.2.1. Aspectos Gerais da Primeira Lei da Termodinâmica

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

$$\sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (4.2)$$

sendo:

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

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

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

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

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

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

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

#### 4.2.2. Aspectos Gerais da Segunda Lei da Termodinâmica

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

$$\dot{S}_{ger,v.c.} + \sum \left( \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = 0 \quad (4.3)$$

sendo:

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

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

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

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

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

A Equação (4.3) mostra que a taxa na qual a entropia é transferida para fora do volume de controle deve ser igual à soma da taxa na qual a entropia entra no volume de controle, da taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor e da taxa de geração de entropia devida às irreversibilidades.

### 4.3. Análise Exergética

#### 4.3.1. Introdução à Análise Exergética

A análise energética (primeira lei da termodinâmica) não contabiliza a qualidade da energia que está se perdendo e nem onde ocorrem as

irreversibilidades dos processos, ou seja, não identifica onde e porque elas aparecem. Assim, apesar da análise energética continuar tendo sua validade, através de sua aplicação conjunta com a análise exergética pode-se analisar melhor os sistemas térmicos, complementando as informações e permitindo o cálculo tanto do valor termodinâmico de um fluxo, em termos do trabalho mecânico que poderia ser extraído dele, como das ineficiências e perdas termodinâmicas reais dos processos dos sistemas.

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

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

#### **4.3.2. Histórico da Análise Exergética**

A origem do conceito de exergia foi objeto de intensos debates. Haywood (1974) fez um estudo crítico do desenvolvimento histórico deste conceito e menciona as contribuições de Tait, Maxwell, Gibbs, Kelvin, Gouy e Stodola.

Em 1873, Gibbs (*apud* Garagatti Arriola, 2000) foi possivelmente o primeiro pesquisador a fornecer uma base analítica para a determinação da exergia, aquela que denominava a energia utilizável de um corpo em um meio. Seu tratamento difícil e abstrato não teve continuidade nos EUA até que Keenan (1932) apresentou os resultados de Gibbs em uma forma mais simples e prática, ampliando o conceito de exergia de um fluxo. No período entre ambos, somente se destacou a aplicação de análises exergéticas em turbinas a vapor por Darriues em 1930. O desenvolvimento e aplicação do conceito de exergia se detiveram com a segunda Guerra Mundial. Em 1948, Obert realizou uma análise exergética dos processos de combustão. Em 1944, Birnic quantificou a irreversibilidade por equipamentos individuais de uma central termoelétrica e Thring fez a primeira utilização explícita da exergia do calor, utilizando o termo "*Virtue of Energy*". A primeira referência do uso do termo exergia se atribui a Rant em 1955. Em 1960, Bosnjakovic apresentou uma análise exergética de uma planta de potência em seu livro *Termodinâmica Técnica*. Em 1961, Trepp examinou as perdas de exergia em máquinas de refrigeração em uma conferência

de engenharia criogênica em Michigan. Em 1962, Baehr apresentou seus resultados analíticos comparando diagramas de fluxo de exergia com diagramas de energia calculados pelo balanço entálpico. Finalmente, Gaggioli, em 1963, generalizou sua aplicação ao estudo dos processos energéticos em seu livro de Termodinâmica.

O desenvolvimento das técnicas de análise exérgica que hoje se utilizam e suas aplicações práticas a todos os tipos de processos industriais reais alcançaram na Europa um elevado amadurecimento em 1965. Os autores que contribuíram para tal situação foram os seguintes: Szargut, Nesselman, Bach e Broddyanski.

A partir dos anos 80 dentre os principais autores que contribuíram com estes estudos podem-se destacar os seguintes: Bejan, Moran, Kotas, Szargut, Le Goff, Von Spakovsky, El-Sayed, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero, Lozano, Evans e Tribus.

### 4.3.3. Exergia

Vários autores criaram uma definição para o termo “exergia”, sendo que a seguir serão apresentadas algumas delas:

Riekert (*apud* Szargut *et al.*, 1988) afirmou 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 processo reversíveis, sendo que o calor trocado resulta apenas de interações com o meio a uma temperatura  $T_0$ .

Gaggioli (1983) definiu a exergia como uma propriedade que mede a capacidade máxima de causar mudança. Segundo ele, esta capacidade existe porque a substância não está em total estado de equilíbrio com o meio.

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

Szargut *et al.* (1988) descreveu a exergia como sendo 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 interações apenas com os componentes do meio ambiente.

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

A exergia é sempre medida comparando-se um estado inicial a um estado de equilíbrio. Podem ser definidos dois estados de equilíbrio:

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

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, temperatura, potencial químico, energia cinética e potencial, não existindo, portanto, a possibilidade de execução de trabalho por interação entre as várias partes. O ambiente pode ser modelado por duas abordagens:

- As substâncias que formam o meio ambiente de referência são escolhidas coincidindo com as substâncias do sistema analisado;
- Todos os sistemas são analisados com um único estado de referência, podendo este estado escolhido 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 foi definido um ambiente padrão com o qual é possível calcular a exergia de qualquer composto químico. Além disso, eles calcularam a exergia de muitos compostos químicos e as apresentaram em forma de tabelas.

#### 4.3.4. Componentes da Exergia

Como a exergia é função de propriedades de dois estados, uma vez fixado o ambiente de referência, pode-se utilizar este como referência para calcular a exergia

de qualquer outro estado. A variação de exergia entre dois estados será independente do processo seguido para alcançar um a partir do outro. Isto permite por sua vez definir uma trajetória composta por vários processos para separar a variação total de exergia no somatório de vários termos. Szargut *et al.* (1988), Kotas (1985) e outros propõem a seguinte relação para o cálculo da exergia:

$$\bar{b}_t = \bar{b}_{fis} + \bar{b}_{qui} \quad (4.4)$$

sendo:

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

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

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

$$\bar{b}_{fis} = (\bar{h} - \bar{h}_o) - T_o(\bar{s} - \bar{s}_o) \quad (4.5)$$

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

$$\bar{b}_{qui} = \sum (\mu_i - \mu_{o,i}) x_i \quad (4.6)$$

onde:

$\mu_{o,i}$  : potencial químico da substância no ambiente de referência  $i$  (kJ/kmol);

$\mu_i$  : potencial químico da substância  $i$  no estado inativo restrito (kJ/kmol);

$x_i$  : fração molar do componente  $i$  na mistura.

Para uma solução ideal de substâncias puras a exergia química é dada por (Bejan *et al.*, 1996):

$$\bar{b}_{qui} = \sum_k x_i \bar{b}_{qui;k} + \bar{R} T_0 \sum_i (x_i \ln x_i) \quad (4.7)$$

O primeiro termo representa a soma das parcelas das exergias químicas dos componentes  $k$ . O valor da exergia química dos componentes em estado puro pode ser encontrado em tabelas (Szargut *et al.*, 1988). O segundo termo é devido à geração de entropia associada ao próprio fato de realizar a mistura e depende da concentração de cada substância presente na mesma.

Para calcular a exergia específica do gás natural ( $\bar{b}_{qui,gn}$ ) utiliza-se a Equação (4.4). A parte correspondente a exergia química é calculada pela Equação (4.7).

A Tabela 4.1 mostra os valores da exergia química para os principais componentes do gás natural (Szargut *et al.*, 1988) a  $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $P_0 = 1 \text{ atm}$ .

Tabela 4.1: Exergia química dos principais componentes do gás natural.

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

#### 4.3.5. Análise Exergética de Plantas Térmicas

A combinação entre a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. Considere o sistema da Figura 4.1, o qual, em certo instante, pode estar em contato térmico com um número de reservatórios de temperatura de temperaturas  $T_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ). A atmosfera, representada pelo reservatório térmico a  $P_0$  e  $T_0$ , tem um papel especial na instalação. A taxa de transferência de trabalho ( $\dot{W}$ ) representa a combinação de todos os modos possíveis de transferência de trabalho ( $P dV/dt$ ,  $\dot{W}_{mecânico}$ ,  $\dot{W}_{elétrico}$ ,  $\dot{W}_{magnético}$ ).

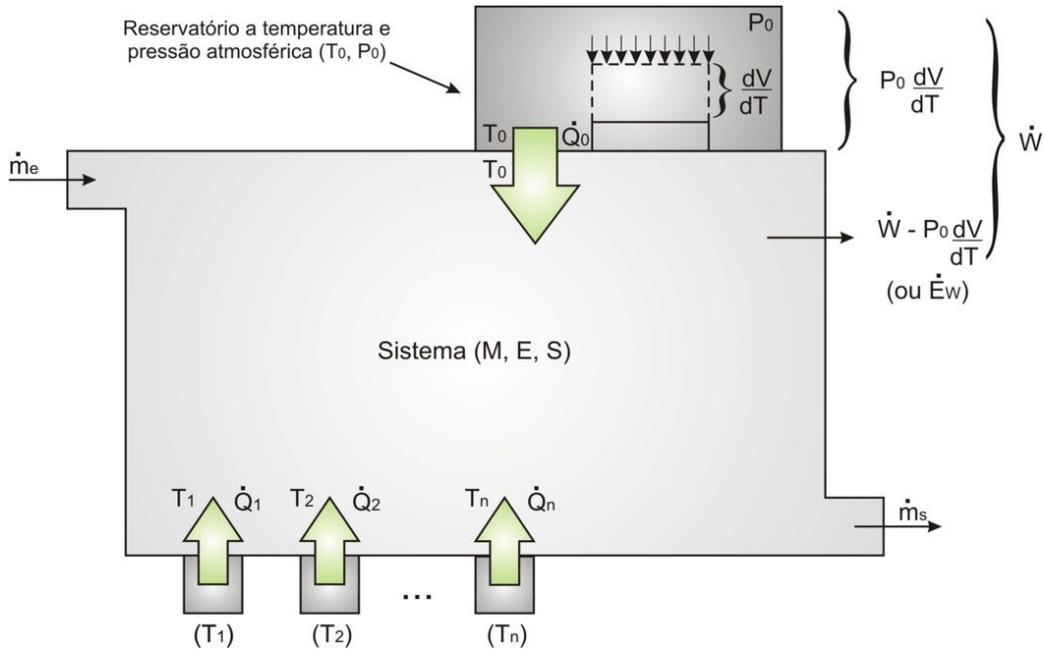


Figura 4.1: Sistema em contato com a atmosfera e n reservatórios térmicos.

Com referência ao sistema aberto definido na Figura 4.1, e desprezando as mudanças de energia cinética e potencial, pode-se escrever a primeira e a segunda lei da seguinte forma:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_e \dot{m} h - \sum_s \dot{m} h \quad (4.8)$$

$$\dot{S}_{ger} = \frac{dS}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_e \dot{m} s + \sum_s \dot{m} s \geq 0 \quad (4.9)$$

Eliminando  $\dot{Q}_0$  das equações (4.8) e (4.9), encontra-se que a taxa de transferência de trabalho ( $\dot{W}$ ) depende explicitamente do grau de irreversibilidade termodinâmica do sistema ( $\dot{S}_{ger}$ ), como segue:

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.10)$$

Assim, Equação (4.10) pode ser expressa como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.11)$$

Pois,

$$\dot{W}_{rev} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) \quad (4.12)$$

Pode-se fazer a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real, que é o trabalho perdido ou taxa de exergia destruída:

$$\dot{W}_{perdido} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (4.13)$$

sendo:

$\dot{W}_{perdido} = T_0 \dot{S}_{ger}$ : teorema do trabalho perdido de “Gouy-Stodola”;

$\dot{W}_{perdido}$ : taxa de exergia perdida (irreversibilidade,  $\dot{I}$ ).

Em casos onde o reservatório de pressão atmosférica  $P_0$  troca trabalho com o sistema (Figura 4.1), a parte de  $\dot{W}$  que é transferida para a atmosfera é  $P_0 dV/dt$ , enquanto que o restante constitui a taxa de trabalho útil (taxa de exergia), como mostrado abaixo:

$$\dot{W}_{util} = \dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \quad (4.14)$$

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

$$\dot{W}_{util} = -\frac{d}{dt}(E + P_0 V - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_e \dot{m}(h - T_0 s) - \sum_s \dot{m}(h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.15)$$

Vale a pena analisar cada termo da Equação (4.15). O termo  $T_0 \dot{S}_{ger}$ , como já mencionado, é a irreversibilidade. Já o termo  $d/dt(E + P_0 V - T_0 S)$  representa a variação temporal da grandeza  $(E + P_0 V - T_0 S)$ , que está associada à massa

instantânea no interior do volume de controle. Existe o termo  $\sum_{i=1}^n (1 - T_0/T_i) \dot{Q}_i$  que é o máximo trabalho, ou a disponibilidade, que se pode obter a partir dos fluxos de calor  $\dot{Q}_i$  a partir dos reservatórios a  $T_i$ , em relação ao meio ambiente a  $T_0$ .

São encontrados também termos do tipo  $\sum \dot{m}(h - T_0 s)$ , tanto para os fluxos de massa que entram como para os que saem. O conjunto desses termos é o fluxo líquido de exergia devido aos fluxos de massa através do volume de controle.

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

Para os processos que envolvem transferência de calor, a seleção da superfície de controle é muito importante para a determinação das perdas exergéticas associadas ao termo de transferência de calor na equação do balanço exergético e da exergia destruída ou irreversibilidade (Bejan *et al.*, 1988).

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

#### 4.3.6. Irreversibilidade Gerada nos Equipamentos

Um importante parâmetro a ser observado na análise exergética é a irreversibilidade em cada equipamento e, conseqüentemente, em todo o sistema. As irreversibilidades são determinadas através da aplicação do balanço de exergia, descrito na Equação (4.15), em cada volume de controle definido no sistema.

A irreversibilidade mostra o quanto de exergia é destruído em cada equipamento do ciclo, ou seja, mostra o quanto o equipamento é eficiente em aproveitar a exergia que nele é introduzida.

$$\dot{i} = \dot{W}_{rev} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{ger} \quad (4.16)$$

#### 4.4. Eficiência Energética e Exergética

De maneira geral o termo “eficiência” define um parâmetro que mede o desempenho de um sistema ou um equipamento. A eficiência energética é uma relação entre a energia efetivamente usada e a que é fornecida ao sistema.

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 é definida como sendo a relação entre o efeito desejado, o aumento da entalpia do vapor, e a energia necessária para obter tal efeito, calculada na base do poder calorífico do combustível.

Para a avaliação de ciclos termodinâmicos, utiliza-se o rendimento baseado na primeira lei da termodinâmica, o qual, de maneira geral, pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\text{energia produzida}}{\text{energia fornecida}} \quad (4.17)$$

A eficiência racional exergética, segundo Kotas (1985) e Szargut *et al.* (1988), é definida pela razão entre um efeito desejado (como, por exemplo, o trabalho gerado em uma turbina ou aumento da exergia do vapor numa caldeira) e o insumo (variação da exergia do vapor na turbina ou exergia do combustível consumido na caldeira) necessário para se conseguir o efeito desejado, de maneira geral pode ser escrita da seguinte forma:

$$\psi = \frac{\text{produtos}}{\text{insumos}} \quad (4.18)$$

#### 4.5. Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos

##### 4.5.1. Considerações

Para a análise termodinâmica são admitidas como hipóteses gerais:

- Operação em regime permanente na condição de operação da instalação;
- Ar atmosférico, combustível e produtos de combustão são tratados como uma mistura de gases ideais;
- Energias cinética e potencial dos gases são desprezadas;
- Processos adiabáticos em todos os equipamentos que fazem parte dos ciclos, exceto para os trocadores de calor para os quais um parâmetro de eficiência define a quantidade de calor transferida ao meio.

A seguir será apresentada a modelagem matemática dos equipamentos que compõem as plantas estudadas, bem como o equacionamento utilizado para o tratamento dos processos termodinâmicos. Para a solução dos sistemas de equações será utilizado o programa EES<sup>®</sup> (*Engineering Equation Solver*), desenvolvido por Klein e Alvarado (1995).

#### 4.5.2. Compressor do Conjunto Turbina a Gás

O compressor, em uma turbina a gás, tem a função de fornecer ar a alta pressão para a câmara de combustão. Desta forma o compressor (Figura 4.2) recebe o fluxo de ar  $\dot{n}_{ar}$  à temperatura  $T_e$  e pressão  $P_e$  e também o fluxo de trabalho  $\dot{W}_c$ , fornecendo como produto o ar à temperatura  $T_s$  e pressão  $P_s$ .

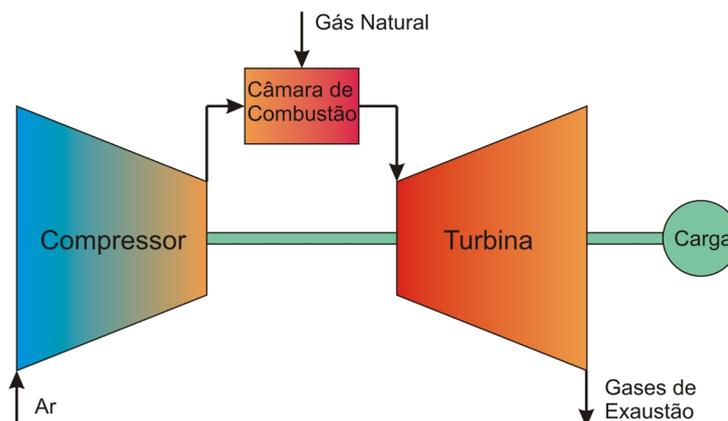


Figura 4.2: Esquema do conjunto turbina a gás.

As equações relativas ao compressor, descritas a seguir, permitem definir o estado termodinâmico do ar na saída do equipamento. Os parâmetros que definem o compressor a ser empregado são a razão de compressão e a eficiência isoentrópica.

A partir da definição do estado termodinâmico na entrada do compressor e da razão de compressão, pode-se determinar a pressão do ar na saída através da Equação (4.19). Com isso, obtém-se a entalpia isentrópica na saída do compressor e, uma vez definida a eficiência isentrópica do compressor, chega-se à entalpia real do ar na saída do compressor por meio da Equação (4.20), definindo assim o estado termodinâmico neste ponto.

$$P_s = RP P_e \quad (4.19)$$

$$\eta_c = \frac{\bar{h}_{s;iso} - \bar{h}_e}{\bar{h}_s - \bar{h}_e} \quad (4.20)$$

sendo:

$\eta_c$ : eficiência isentrópica do compressor;

$\bar{h}_e$ : entalpia na entrada do compressor (kJ/kmol);

$\bar{h}_s$ : entalpia na saída do compressor (kJ/kmol);

$\bar{h}_{s;iso}$ : entalpia isentrópica na saída do compressor (kJ/kmol);

$P_e$ : pressão na entrada do compressor (kPa);

$P_s$ : pressão na saída do compressor (kPa);

$RP$ : razão de pressão do compressor.

Como existe apenas um fluxo de entrada e um fluxo de saída, pelo princípio da continuidade, sabemos que estes fluxos são iguais. Assim, denota-se o fluxo de ar através do compressor por  $\dot{n}_{ar}$ . Além disso, a composição do ar na entrada e na saída do compressor é igual, pois no processo de compressão não ocorre reações químicas.

Através do balanço de energia, calcula-se a potência consumida pelo compressor:

$$\dot{W}_c = \dot{n}_{ar} (\bar{h}_s - \bar{h}_e) \quad (4.21)$$

O fluxo de exergia na entrada e saída do compressor é:

$$\dot{B}_i = \dot{n}_{ar} [(\bar{h}_i - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_i - \bar{s}_0)] \quad (4.22)$$

sendo:

$\bar{h}_i$ : entalpia no ponto  $i$  (kJ/kmol);

$\bar{h}_0$ : entalpia de referência a  $T_0$  e  $P_0$  (kJ/kmol);

$T_0$ : temperatura do ambiente de referência (298,15 K);

$\bar{s}_i$ : entropia no ponto  $i$  (kJ/kmol K);

$\bar{s}_0$ : entropia de referência a  $T_0$  e  $P_0$  (kJ/kmol K).

A eficiência pela segunda lei ( $\psi_c$ ) e a geração de irreversibilidades ( $i_c$ ) no processo de compressão são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_c = \frac{\dot{B}_s - \dot{B}_e}{\dot{W}_c} \quad (4.23)$$

$$i_c = \dot{W}_c - (\dot{B}_s - \dot{B}_e) \quad (4.24)$$

sendo:

$\dot{B}_s$ : fluxo de exergia do ar saindo do compressor (kW);

$\dot{B}_e$ : fluxo de exergia do ar entrando no compressor (kW).

#### 4.5.3. Câmara de Combustão do Conjunto Turbina a Gás

Para a análise da câmara de combustão considera-se um volume de controle em torno dela, sendo que os fluidos de entrada são o ar proveniente do compressor e o gás natural que é injetado à mesma pressão do ar.

O modelo admite a hipótese de combustão completa com excesso de ar, sendo que os produtos de combustão que deixam a câmara são  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$  e  $\text{N}_2$ , pois a dissociação do dióxido de carbono pode ser desprezada devido à temperatura dos gases de exaustão na saída da câmara de combustão ser baixa. A quantidade de excesso de ar na combustão depende da temperatura desejada para os gases de combustão que alimentará a turbina. A composição do gás natural utilizada (Tabela

4.2) é a do gás natural proveniente do gasoduto Bolívia-Brasil. A Tabela 4.3 mostra algumas das propriedades do gás natural boliviano. Considera-se também que o ar é constituído por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, em base volumétrica, o que conduz à conclusão de que para cada mol de oxigênio envolvido no processo de combustão, tem-se também 3,76 moles de nitrogênio.

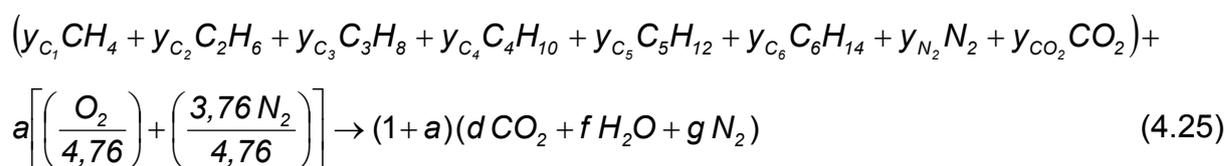
Tabela 4.2: Composição química do gás natural em base molar.

Substância	Fórmula	Fração molar (%)
Metano	CH <sub>4</sub>	88,045
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6,682
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,905
Iso-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,288
N-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,457
Iso-Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,142
N-Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,111
Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,143
Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>	1,446
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	0,781

Tabela 4.3: Propriedades do gás natural boliviano.

Propriedade	Valor
Poder calorífico inferior (kJ/m <sup>3</sup> )	36.454
Densidade Relativa	0,6425
Fator de Compressibilidade (Z)	0,9975
Índice de WOBBE (kJ/m <sup>3</sup> )	50.308
Peso molecular (g/mol)	18,5684

A equação estequiométrica para a combustão do gás natural é a seguinte:



sendo:

$a$ : razão molar ar/combustível.

Os coeficientes  $y$  são os valores das frações molares das respectivas substâncias. Na Tabela 4.4 é mostrado os valores das incógnitas ( $a, d, f, g$ ) da Equação (4.25).

Tabela 4.4: Valores das incógnitas da equação estequiométrica.

Incógnita	a	d	f	g
Valor	10,360	0,100	0,185	0,720

No caso da combustão completa com excesso de ar ( $X\%$ ), tem-se a seguinte equação para a combustão do gás natural:

$$\left(y_{C_1}CH_4 + y_{C_2}C_2H_6 + y_{C_3}C_3H_8 + y_{C_4}C_4H_{10} + y_{C_5}C_5H_{12} + y_{C_6}C_6H_{14} + y_{N_2}N_2 + y_{CO_2}CO_2\right) + a\left(1 + \frac{X}{100}\right)\left[\left(\frac{O_2}{4,76}\right) + \left(\frac{3,76N_2}{4,76}\right)\right] \rightarrow \left[1 + a\left(1 + \frac{X}{100}\right)\right](mCO_2 + nH_2O + rN_2 + qO_2) \quad (4.26)$$

No processo de combustão admite-se que são conhecidas as condições termodinâmicas de entrada do ar e do gás natural, a temperatura dos gases que deixam a câmara e a eficiência de combustão. Considerando que o processo de combustão seja adiabático e não envolve trabalho ou variações de energia cinética ou potencial, utiliza-se a equação seguinte para calcular o excesso de ar necessário para que se atinja a temperatura desejada dos gases de combustão na saída da câmara:

$$\sum_i (\dot{n}_i \bar{h}_i)_{reagentes} = \sum_j (\dot{n}_j \bar{h}_j)_{produtos} \quad (4.27)$$

sendo:

$\bar{h}$  : entalpia específica molar (kJ/kmol);

$\dot{n}$  : número de moles do componente químico (kmol/s).

O fator  $f_{teor}$  é a relação combustível-ar ideal para um processo de combustão completa que ocorre adiabaticamente para atingir a temperatura desejada dos gases de exaustão neste processo (temperatura adiabática de chama).

Na câmara de combustão real a combustão é incompleta e o equipamento não é adiabático, sendo necessário mais combustível para que se atinja a temperatura desejada. Assim, define-se a relação combustível-ar real ( $f_{real}$ ) e, para contabilizar estas perdas, utiliza-se a eficiência de combustão ( $\eta_{comb}$ ) que é a razão entre a relação combustível/ar teórica ( $f_{teor}$ ) e a relação combustível/ar real ( $f_{real}$ ) para a mesma elevação de temperatura dos gases entre a entrada e a saída da câmara de combustão, como segue (Van Wylen *et al.*, 1995):

$$\eta_{comb} = \frac{f_{teor}}{f_{real}} \quad (4.28)$$

Portanto, através da Equação (4.28), da relação combustível/ar teórico ( $f_{teor}$ ) e da eficiência de combustão ( $\eta_{comb}$ ), obtém-se a relação real ar/combustível ( $f_{real}$ ) e, dessa forma, calcula-se o fluxo de massa de ar necessário para que se atinja a temperatura de saída da câmara. Com os dados anteriores disponíveis é possível estabelecer a composição dos gases de exaustão e, assim, calcular suas propriedades termodinâmicas.

A entalpia dos produtos de combustão é calculada através da fração molar de seus componentes e da pressão e temperatura em que eles se encontram, por:

$$\bar{h}_{gases}(T,P) = \sum y_i \bar{h}_i(T,P) \quad (4.29)$$

sendo:

$y_i$ : fração molar do componente  $i$  nos gases de combustão (%);

$\bar{h}_{gases}(T,P)$ : entalpia específica dos gases de combustão a  $T$  e  $P$  (kJ/kmol);

$\bar{h}_i(T,P)$ : entalpia específica do componente  $i$  nos gases de combustão a  $T$  e  $P$  (kJ/kmol).

A conservação de massa na câmara é dada por:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn} \quad (4.30)$$

No que diz respeito à perda de carga na câmara de combustão, pode-se afirmar que é proveniente do atrito viscoso e turbulência e da elevação da temperatura dos gases, com a conseqüente redução de sua densidade, aumento da velocidade média e da quantidade de movimento do fluxo de gases. Foi considerada uma perda de carga de 2% da pressão de entrada (Cohen *et al.*, 1996).

Para os cálculos da exergia dos gases de combustão, considerou-se apenas a exergia física, como mostrado a seguir:

$$\bar{b}_i = (\bar{h}_i - \bar{h}_{0,i}) - T_0(\bar{s}_i - \bar{s}_{0,i}) \quad (4.31)$$

A eficiência pela segunda lei ( $\psi_{cc}$ ) e a taxa de geração de irreversibilidades ( $\dot{i}_{cc}$ ) no processo de combustão são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{cc} = \frac{\dot{n}_{gases} \bar{b}_{s,gases}}{\dot{n}_{ar} \bar{b}_{e,ar} + \dot{n}_{gn} \bar{b}_{e,gn}} \quad (4.32)$$

$$\dot{i}_{cc} = \dot{n}_{ar} \bar{b}_{e,ar} + \dot{n}_{gn} \bar{b}_{e,gn} - \dot{n}_{gases} \bar{b}_{s,gases} \quad (4.33)$$

sendo:

$\bar{b}_{s,gases}$  : exergia dos gases que saem da câmara de combustão (kJ/kmol);

$\bar{b}_{e,ar}$  : exergia do ar que entra na câmara de combustão (kJ/kmol);

$\bar{b}_{e,gn}$  : exergia do gás natural que entra da câmara de combustão (kJ/kmol).

#### 4.5.4. Expansor do Conjunto Turbina a Gás

Conhecendo a potência produzida no expansor, o fluxo de massa dos gases de exaustão e as pressões de entrada e de saída no expansor, define-se o estado termodinâmico de entrada através da determinação do excesso de ar necessário para atingir uma temperatura na entrada do equipamento tal que, após a expansão, a temperatura na saída seja o valor característico definido pelo fabricante. A

temperatura de saída é obtida através da pressão e da entalpia neste ponto, sendo que a entalpia é calculada pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{\text{exp}} = \dot{n}_{\text{gases}} (\bar{h}_e - \bar{h}_s) \quad (4.34)$$

sendo:

$\dot{W}_{\text{exp}}$  : potência produzida no expensor (kW);

$\dot{n}_{\text{gases}}$  : fluxo de gases de exaustão (kmol/s);

$\bar{h}_e$  : entalpia dos gases de exaustão na entrada do expensor (kJ/kmol);

$\bar{h}_s$  : entalpia dos gases de exaustão na saída do expensor (kJ/kmol).

A eficiência isoentrópica deste componente ( $\eta_{\text{exp};\text{iso}}$ ) é dada por:

$$\eta_{\text{exp};\text{iso}} = \left( \frac{\bar{h}_e - \bar{h}_s}{\bar{h}_e - \bar{h}_{s;\text{iso}}} \right) \quad (4.35)$$

A potência mecânica gerada pela turbina a gás ( $\dot{W}_{\text{TG}}$ ) é dada pela potência gerada na expansão dos gases ( $\dot{W}_{\text{exp}}$ ) menos a potência utilizada pelo compressor de ar ( $\dot{W}_c$ ). Assim:

$$\dot{W}_{\text{TG}} = \dot{W}_{\text{exp}} - \dot{W}_c \quad (4.36)$$

A eficiência pela segunda lei ( $\psi_{\text{exp}}$ ) e a taxa de geração de irreversibilidades no processo de expansão dos gases de combustão ( $\dot{i}_{\text{exp}}$ ) são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{\text{exp}} = \frac{\dot{W}_{\text{exp}}}{\dot{n}_{\text{gases}} (\bar{b}_e - \bar{b}_s)} \quad (4.37)$$

$$\dot{i}_{exp} = \dot{n}_{gases} (\bar{b}_e - \bar{b}_s) - \dot{W}_{exp} \quad (4.38)$$

sendo:

$\bar{b}_s$  : exergia dos gases que sai do expansor (kJ/kmol);

$\bar{b}_e$  : exergia dos gases que entra do expansor (kJ/kmol).

#### 4.5.5. Gerador Elétrico

A turbina a gás está ligada diretamente ao gerador elétrico. Um valor de eficiência de geração elétrica ( $\eta_g$ ) é adotado para considerar as perdas da ligação com o gerador que pode ser efetuada através de um conjunto de engrenagens. Assim, a potência elétrica produzida pelo conjunto turbina a gás ( $\dot{W}_{TG;ele}$ ) é dada por:

$$\dot{W}_{TG;ele} = \eta_g \dot{W}_{TG} \quad (4.39)$$

#### 4.5.6. Caldeira de Recuperação

A caldeira de recuperação recebe da turbina a gás o fluxo de gases de exaustão que é utilizado na geração de vapor. A água de alimentação da caldeira de recuperação é composta pelo fluxo de retorno de condensado do processo e da água de reposição que é necessária devido às perdas decorrentes da não reutilização do condensado de alguns equipamentos e à injeção de vapor em alguns processos.

Para a análise da caldeira de recuperação, considera-se um volume de controle para cada equipamento que a compõe para se determinar o perfil de temperatura ao longo do equipamento. A caldeira de recuperação considerada no presente estudo é composta por um evaporador e um economizador (Figura 4.3), dispensando o superaquecedor, pois o produto deste equipamento é vapor saturado à pressão de 100 lbf/in<sup>2</sup> (689,5 kPa). Estes equipamentos são modelados como trocadores de calor de contra corrente sem mistura dos fluidos (Figura 4.4).

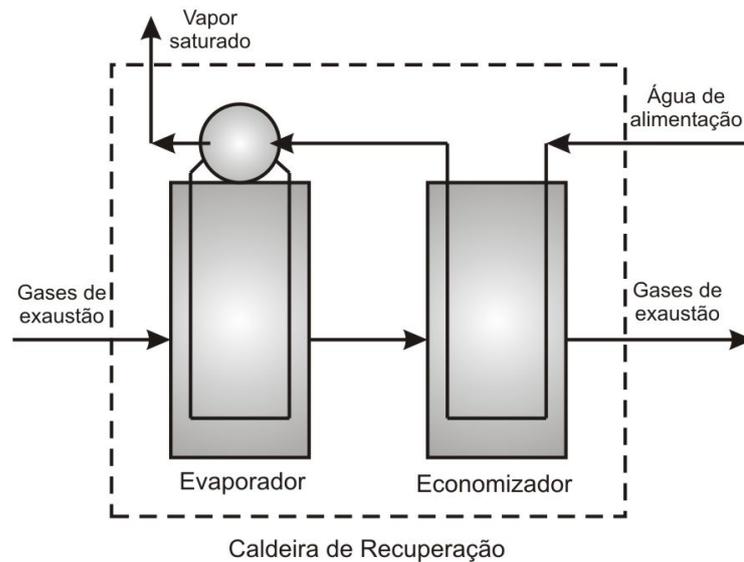


Figura 4.3: Esquema de recuperação de calor para a produção de vapor.

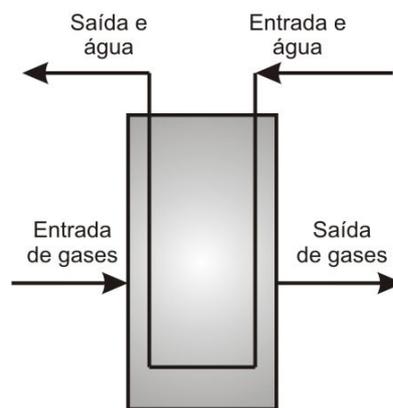


Figura 4.4: Esquema dos equipamentos modelados como trocadores de calor.

Considerando-se um coeficiente ( $\zeta_{TC}$ ) devido às perdas de calor para o meio, o balanço de energia no economizador e no evaporador é dado da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{\text{água}} (h_{s_{\text{água}}} - h_{e_{\text{água}}}) = \zeta_{TC} \dot{m}_{\text{gases}} (h_{e_{\text{gases}}} - h_{s_{\text{gases}}}) \quad (4.40)$$

Na caldeira de recuperação é fundamental a verificação das restrições associada ao *pinch point* e ao *approach* (Figura 4.5).

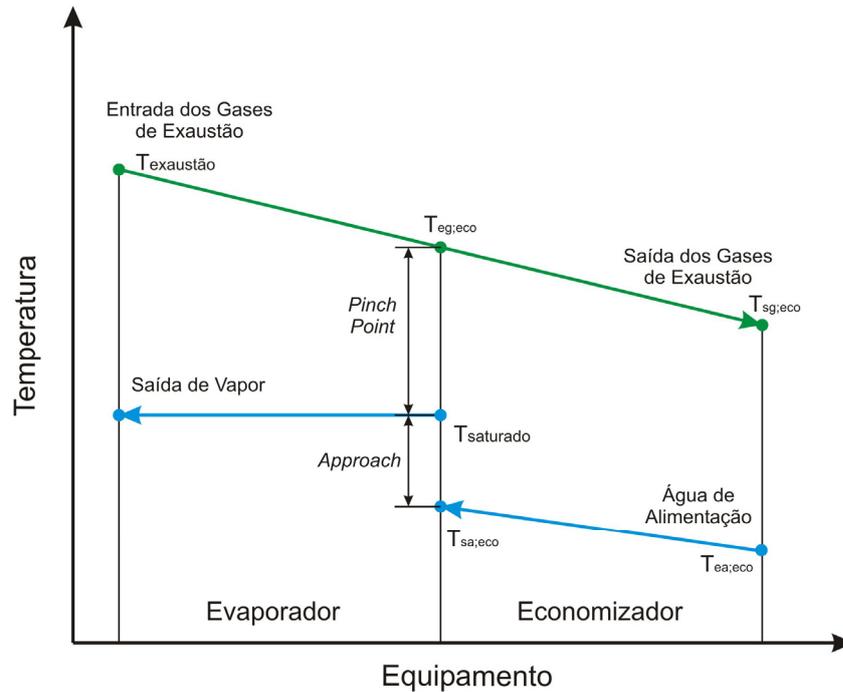


Figura 4.5: Temperaturas na caldeira com a aplicação do *approach* e *pinch point*.

O *pinch point* e o *approach* são introduzidos no equacionamento da caldeira de recuperação no evaporador através da temperatura de saturação do vapor em uma dada pressão, conforme segue:

$$T_{e,vapor} = T_{sat,vapor} - APP \quad (4.41)$$

$$T_{s,gases} = PP + T_{s,vapor} \quad (4.42)$$

sendo:

$T_{e,vapor}$  : temperatura do vapor na entrada do evaporador (°C);

$T_{sat,vapor}$  : temperatura de saturação do vapor a dada pressão (°C);

$APP$  : *approach* (°C);

$T_{s,gases}$  : temperatura dos gases na saída do evaporador (°C);

$PP$  : *pinch point* (°C);

$T_{s,vapor}$  : temperatura do vapor na saída do evaporador (°C).

A eficiência pela segunda lei para cada trocador de calor ( $\psi_{TC}$ ) e a taxa de irreversibilidade ( $\dot{i}_{TC}$ ) são dadas, respectivamente, por:

$$\psi_{TC} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} (b_{s;\acute{a}gua} - b_{e;\acute{a}gua})}{\dot{m}_{gases} (b_{e;gases} - b_{s;gases})} \quad (4.43)$$

$$\dot{i}_{TC} = \dot{m}_{gases} (b_{e;gases} - b_{s;gases}) - \dot{m}_{\acute{a}gua} (b_{s;\acute{a}gua} - b_{e;\acute{a}gua}) \quad (4.44)$$

A eficiência para caldeiras de recuperação ( $\eta_{CR}$ ) é calculada segundo a relação mostrada abaixo:

$$\eta_{CR} = \frac{\dot{Q}_{CR}}{\dot{m}_{gases} (h_{e;gases} - h_{s;gases})} = \frac{\dot{m}_{vapor} (h_{s;vapor} - h_{e;\acute{a}gua})}{\dot{m}_{gases} (h_{e;gases} - h_{s;gases})} \quad (4.45)$$

onde:

$\dot{Q}_{CR}$ : calor transferido para a água pela caldeira (kW);

$\dot{m}_{gases}$ : fluxo de gases de exaustão na caldeira de recuperação (kg/s);

$h_{e;gases}$ : entalpia de entrada dos gases de exaustão na caldeira (kJ/kg).

A eficiência exergética da caldeira de recuperação ( $\psi_{CR}$ ) é calculada pela relação entre o fluxo de exergia do vapor produzido menos o fluxo de exergia da água que entra na caldeira e a diferença entre os fluxos de exergia dos gases de exaustão que entra e sai na caldeira.

$$\psi_{CR} = \frac{\dot{m}_{vapor} b_{vapor} - \dot{m}_{\acute{a}gua} b_{\acute{a}gua}}{\dot{m}_{gases} (b_{e;gases} - b_{s;gases})} \quad (4.46)$$

#### 4.5.7. Caldeira Convencional a Lenha

Nos casos 1, 2 e 4, as caldeiras que produzem o vapor demandado pelo frigorífico utilizam como combustível a lenha. Para a análise termodinâmica deste equipamento, considera-se que existe uma troca de calor entre a taxa de calor

produzida pela queima da lenha e o fluxo de água através da caldeira. Assim, definido uma eficiência  $\eta_{cald}$  para esta troca de calor, tem-se o seguinte balanço térmico na caldeira:

$$\dot{m}_{\acute{a}gua} (h_s - h_e)_{\acute{a}gua} = \eta_{cald} \dot{m}_{lenha} PCI_{lenha} \quad (4.47)$$

sendo:

$\dot{m}_{\acute{a}gua}$  : fluxo de água através da caldeira (kg/s);

$\dot{m}_{lenha}$  : taxa de lenha queimada na caldeira (kg/s);

$h_s$  : entalpia do vapor na saída da caldeira (kJ/kg);

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

$PCI_{lenha}$  : poder calorífico inferior da lenha (kJ/kg).

#### 4.5.8. Refrigeração por Absorção

A planta de refrigeração por absorção é composta por vários equipamentos, como mostrado na Figura 4.6. Assim, para a análise termodinâmica desta planta, aplica-se em cada equipamento os balanços de massa conjuntamente com a primeira e segunda leis da termodinâmica.

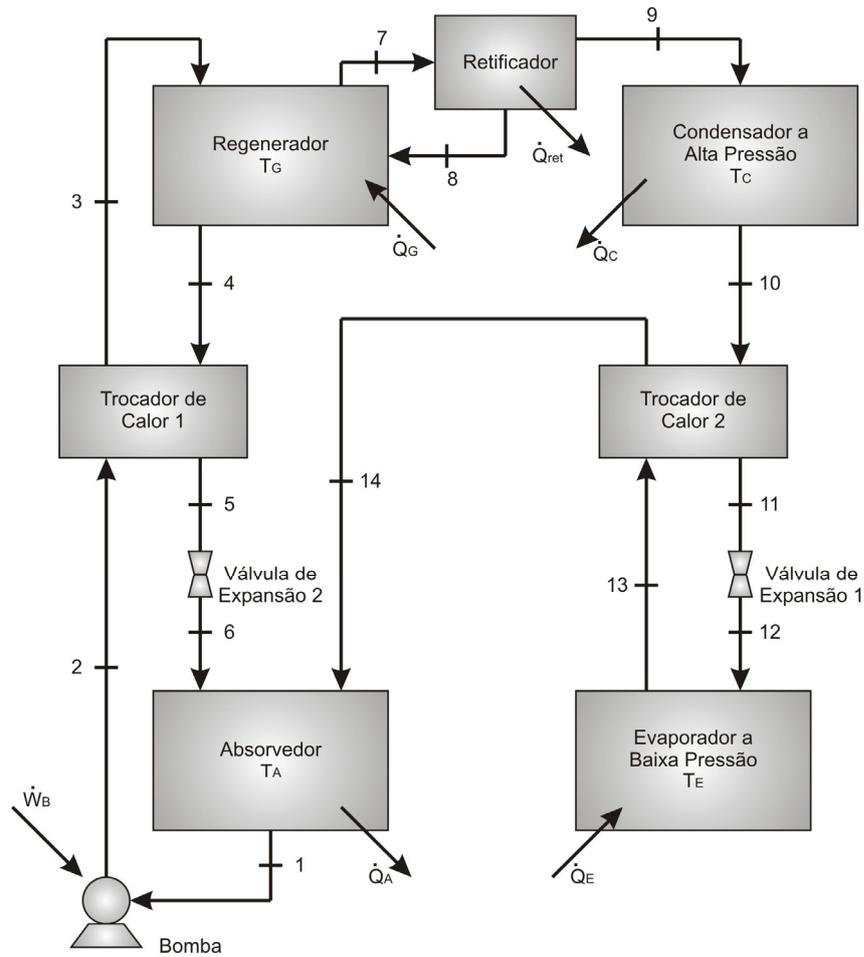


Figura 4.6: Esquema da planta de refrigeração por absorção amônia-água.

As perdas de pressão dentro dos equipamentos e nas tubulações foram desprezadas na planta de refrigeração por absorção. Portanto, o equacionamento para cada equipamento encontra-se a seguir.

Regenerador:

$$\dot{Q}_G = \frac{\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_8 h_8}{\eta_G} \quad (4.48)$$

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_7 - \dot{m}_3 - \dot{m}_8 = 0 \quad (4.49)$$

$$\dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_7 X_7 - \dot{m}_3 X_3 - \dot{m}_8 X_8 = 0 \quad (4.50)$$

sendo:

$X$  : concentração de amônia na mistura amônia-água.

Condensador:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10}) \quad (4.51)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.52)$$

Evaporador:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}) \eta_E \quad (4.53)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (4.54)$$

Absorvedor:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.55)$$

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} - \dot{m}_1 = 0 \quad (4.56)$$

$$\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{14} X_{14} - \dot{m}_1 X_1 = 0 \quad (4.57)$$

Retificador:

$$\dot{Q}_{ret} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_9 h_9 \quad (4.58)$$

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_9 = 0 \quad (4.59)$$

$$\dot{m}_7 X_7 - \dot{m}_8 X_8 - \dot{m}_9 X_9 = 0 \quad (4.60)$$

Coeficiente de Performance do Ciclo de Refrigeração:

$$COP_{\text{absorção}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (4.61)$$

#### 4.5.9. Refrigeração por Compressão

Na refrigeração por compressão, os compressores utilizados para elevar a pressão do refrigerante e as bombas são modelados da mesma maneira que o compressor da turbina a gás, como descrito anteriormente na seção 4.5.2. No condensador, são considerados conhecidos os estados termodinâmicos de entrada e saída e que equipamento libera uma quantidade de calor  $\dot{Q}_{\text{cond}}$ , como mostrado na Figura 4.7. Assim:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{amônia}} (h_e - h_s)_{\text{amônia}} \quad (4.62)$$

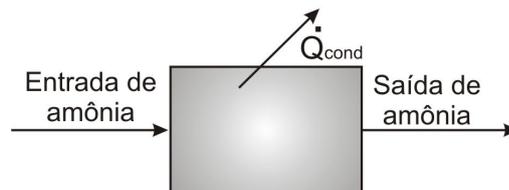


Figura 4.7: Esquema do condensador da planta de refrigeração por compressão.

De maneira semelhante ao condensador, no evaporador existe um fluxo de amônia, mas o fluxo de calor é no sentido oposto, resultando na seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{amônia}} (h_s - h_e)_{\text{amônia}} \quad (4.63)$$

Todas as válvulas de expansão foram modeladas como sendo isoentálpicas. As válvulas na entrada dos separadores de líquidos são do tipo bóia para controlar o nível dentro dos separadores. O reservatório de amônia e os separadores de líquidos foram considerados adiabáticos, resultando na seguinte equação de balanço de energia:

$$\sum (\dot{m}_e h_e) = \sum (\dot{m}_s h_s) \quad (4.64)$$

Nesta planta de refrigeração o coeficiente de performance é dado pela razão entre a potência de refrigeração produzida ( $\dot{Q}_{evap}$ ) e a soma das potências consumidas pelos compressores e bombas ( $\dot{W}$ ), como segue:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (4.65)$$

#### 4.5.10. Processo Industrial

Os digestores do processo industrial foram modelados como trocadores de calor. A corrente de vapor que entra no digestor troca calor ( $\dot{Q}_{dig}$ ) no interior do mesmo e depois retorna para realimentar a caldeira. O esquema termodinâmico dos digestores está na Figura 4.8 e a equação de balanço de energia é a seguinte:

$$\dot{Q}_{dig} = \dot{m}_{vapor} (h_e - h_s)_{vapor} \quad (4.66)$$

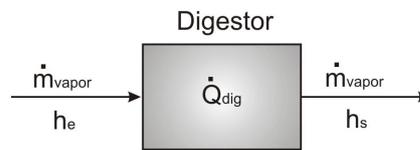


Figura 4.8: Esquema termodinâmico dos digestores.

O trocador de calor do processo industrial é um trocador de contra corrente, como mostrado na Figura 4.9. Considerando-se um coeficiente ( $\zeta_{TC}$ ) devido às perdas de calor para o meio, o balanço de energia no trocador de calor é dado por:

$$\dot{m}_{vapor} (h_{e_{vapor}} - h_{s_{vapor}}) = \zeta_{TC} \dot{m}_{\acute{a}gua} (h_{s_{\acute{a}gua}} - h_{e_{\acute{a}gua}}) \quad (4.67)$$



Figura 4.9: Esquema termodinâmico do trocador de calor.

## Capítulo 5 - Fundamentos da Análise Termoeconômica e Econômica

### 5.1. Introdução a Termoeconomia

O crescente interesse sobre economia de energia conduziu ao desenvolvimento de técnicas de análise baseadas na segunda lei da termodinâmica, particularmente no conceito de exergia. O balanço de exergia de uma instalação permite alocar e calcular as irreversibilidades no processo e identificar quais unidades e por quais motivos estas influenciam na eficiência global. Estas informações, embora úteis, não são suficientes. Segundo Lozano e Valero (1993), ao tentar atingir uma economia efetiva de energia na instalação, três fatores adicionais devem ser considerados:

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

A percepção destes fatores levou ao surgimento de metodologias que relacionam a geração de irreversibilidade em um equipamento isolado com o restante dos equipamentos, através da definição do conceito de custo exergético. Concomitantemente, conjugam-se as análises termodinâmica e econômica, relacionando-se o custo monetário e o custo exergético, em um conjunto de metodologias às quais se denomina Termoeconomia (Cerqueira, 1999).

Para realizar uma análise termoeconômica é necessário trilhar por alguns passos que já foram avançados por vários autores. Tsatsaronis (1993) diz que para

se fazer uma completa análise termoeconômica deve-se fazer uma análise exergética detalhada, realizar uma análise econômica dos subsistemas, obter os custos exergéticos e avaliar os custos termoeconômicos de cada subsistema.

De acordo com Tsatsaronis (1993) e Bejan *et al.* (1996), a análise termoeconômica tem os seguintes objetivos:

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

## 5.2. Histórico da Termoeconomia

Keenan (1932) foi o primeiro a utilizar a exergia como critério de alocação de custos, sugerindo que os custos deveriam ser repartidos entre os produtos (potência elétrica e calor útil) de uma planta de cogeração de maneira proporcional a sua exergia.

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

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

para cada equipamento podem ser determinados os custos econômicos unitários dos diferentes fluxos.

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

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

Tsatsaronis (1982) sistematizou a idéia de utilizar os custos exergéticos para analisar os distintos fluxos de uma instalação e para otimizar os equipamentos que compõem a instalação.

Valero *et al.* (1986) desenvolveram uma metodologia unificadora e compacta para o cálculo de custos e outras aplicações da termoeconomia.

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

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

### **5.3. Metodologias 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 a sua implementação 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 vertente estabelece que a otimização é parte integrante e fundamental da divisão dos custos. O uso da exergia justifica-se pela possibilidade de se dividir instalações complexas em partes que possam ser otimizadas separadamente. A segunda vertente utiliza a

alocação dos custos médios dos produtos, externos e internos dos componentes do sistema, satisfazendo alguns objetivos, como determinar o custo atual dos produtos ou serviços, propiciar bases racionais para a fixação dos preços dos produtos e serviços, fornecer um meio de alocar e controlar os gastos e fornecer informações a partir das quais decisões operacionais podem ser estabelecidas e avaliadas.

Na primeira vertente podem ser destacadas as metodologias de Otimização Termoeconômica, desenvolvida por El-Sayed e Evans (1970), e de Análise Funcional Termoeconômica, proposta por Frangopoulos (1983) e na segunda vertente as metodologias da Exergoeconomia, desenvolvida em uma série de trabalhos publicados por Tsatsaronis e seus colaboradores (Tsatsaronis e Winhold, 1985; Tsatsaronis, 1993; Tsatsaronis e Pisa, 1994 e Bejan *et al.*, 1996), e da Teoria do Custo Exergético, difundida por Lozano e Valero (1993). Estas metodologias serão descritas brevemente a seguir, sendo que a Teoria do Custo Exergético, metodologia adotada no presente trabalho, será abordada com maiores detalhes.

### **5.3.1. Otimização Termoeconômica**

El-Sayed e Evans (1970) introduziram o conceito de decomposição de sistemas térmicos complexos, com o objetivo de permitir a otimização do 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, etc.

### **5.3.2. 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. Cada unidade tem um único produto (função) que determina sua relação com as demais unidades e com o ambiente. As unidades podem representar um equipamento ou um conjunto de

equipamentos ou podem ser também unidades virtuais. Dentre as unidades virtuais podem ser citadas as junções (onde os produtos de várias unidades são reunidos) e as ramificações (onde um único produto é distribuído para outras unidades). Unidades virtuais são utilizadas quando diferentes unidades fornecem (consomem) um mesmo recurso, tal como ocorre, por exemplo, quando vários geradores de vapor são utilizados pra fornecer exergia térmica para uma central elétrica, ou quando os componentes de um único gerador são tomados individualmente (economizadores, evaporador, superaquecedores). Os produtos podem representar correntes (materiais ou não), mas podem também representar encargos devido a serviços como a dessulfurização dos gases de uma caldeira.

Partindo-se de uma função objetivo busca-se minimizar o custo total de produção de uma planta térmica, como segue:

$$\min C = \sum_{i=1}^n Z_i + \sum_{k=1}^{l+m} Co_k \quad (5.1)$$

sendo:

$l$ : número de insumos oriundos do ambiente;

$m$ : número de produtos supridos pelo sistema ao ambiente;

$n$ : número total de equipamentos da planta;

$Z_i$ : custo total de cada equipamento (incluindo custo de aquisição, operação, manutenção e amortização) (R\$);

$Co$ : preço dos insumos (R\$).

À equação da função objetivo somam-se as equações de balanços de custos em cada unidade considerada no sistema térmico, condições de igualdade entre os custos nas saídas de todas as unidades de distribuição. Busca-se a minimização da função objetivo e, para isto, Frangopoulos (1983) utiliza os multiplicadores de Lagrange para conseguir esta otimização.

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

Aplicações da Análise Funcional são encontradas em Frangopoulos (1988), na otimização do projeto de uma planta de potência com turbina a gás, e em Frangopoulos *et al.* (1996), na otimização dos parâmetros de operação no sistema de cogeração em ciclo combinado em uma refinaria.

Silveira e Horta Nogueira (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) introduz 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 de Engenharia e utilizando os conceitos de “*environomics analysis*”, analisaram dois sistemas de diminuição de emissões de NO<sub>x</sub>, num sistema de ciclo combinado. Os sistemas de diminuição de emissões são: a injeção de vapor/água na câmara de combustão e a utilização de um catalizador de redução seletiva.

### **5.3.3. Exergoeconomia**

Tal como as outras metodologias, a Exergoeconomia requer, em um primeiro passo, uma avaliação energética, exérgica e econômica do sistema considerado. Destas análises resultam a identificação e determinação dos fluxos exérgicos, energéticos e materiais e dos custos associados à aquisição e manutenção dos equipamentos que constituem o sistema. Estas informações são utilizadas para construir os balanços de custos para cada unidade.

O segundo passo da metodologia consiste em definir se serão utilizadas correntes de exergia totais ou parciais (térmica, mecânica e química), o que depende basicamente do propósito do estudo. A utilização de correntes de exergia totais leva a uma estrutura produtiva mais simples, enquanto que a consideração de correntes parciais, além de ser necessária em certos sistemas, fornece um resultado mais detalhado.

No terceiro passo, as equações auxiliares são estabelecidas através de duas vertentes metodológicas, a do custo médio e a do custo específico. Ambas as vertentes têm em comum o tratamento dado ao custo dos insumos utilizados e das perdas. Para o primeiro, considera-se simplesmente o custo de aquisição do insumo. Para as perdas, três procedimentos são estabelecidos de acordo com o objetivo de análise. Estes procedimentos são:

- Para calcular os custos dos produtos do sistema, o método mais simples é assumir que o custo das perdas é zero;
- Para entender o processo de formação de custos e a distribuição dos custos nos sistema, o custo das perdas é calculado normalmente, para ser utilizado como subsídio na escolha de procedimentos de redução de perdas. Este custo deve, ao final do procedimento, ser distribuído aos diversos produtos;
- Para otimizar o sistema, o custo das perdas é igualado a zero, exceto quando uma corrente deixa o sistema através de uma unidade. Neste caso o custo da perda deve ser distribuído aos diversos produtos. A distribuição dos custos de perdas entre os produtos dos sistemas é geralmente feita proporcionalmente ao conteúdo exergético dos produtos.

#### **5.3.4. Análise do Custo Exergético**

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

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

Em uma análise termoeconômica, um custo é associado com cada fluxo de exergia. Considerando a produção de um processo ( $\dot{P}$ ) e as fontes consumidas ( $\dot{F}$ ), ambos sendo avaliados em termos de sua exergias, e a destruição de exergia ou irreversibilidades do processo ( $\dot{I}$ ), utilizando o Teorema Gouy-Stodola, a seguinte equação deve ser satisfeita:

$$\dot{F} - \dot{P} = \dot{I} \geq 0 \quad (5.2)$$

A eficiência termodinâmica real ( $\psi$ ) é dada por:

$$\psi = \frac{\dot{P}}{\dot{F}} \leq 1 \quad (5.3)$$

O inverso da eficiência assim definida representará o custo exergético unitário do produto ( $k_p$ ), dado por:

$$k_p = \frac{1}{\psi} = \frac{\dot{F}}{\dot{P}} \geq 1 \quad (5.4)$$

O objetivo da otimização energética deve ser no sentido de minimizar o custo exergético unitário dos produtos funcionais.

Segundo Lozano e Valero (1993), após determinar as relações conceituais entre a segunda lei, a eficiência e o custo exergético, a aplicação da teoria de sistemas permite:

- Diminuir a irreversibilidade ou ineficiências de um sistema, não importando sua complexidade (análise exergética);
- Calcular os custos exergéticos de seus fluxos internos e produtos finais (controle de custos);
- Avaliar precisamente o impacto sobre o consumo de combustível causado pela operação incorreta de qualquer uma das unidades do sistema.

A avaliação final de qualquer processo deve ser realizada em termos monetários, incorporando todas as fontes utilizadas no custo dos fluxos internos e produtos. Sistemas industriais com processo de transformação de energia são determinados por dois ambientes inter-relacionados que são o ambiente físico, que é composto pelo ambiente de referência, energia e matéria prima, e o ambiente econômico, caracterizado pelos preços de mercado, junto com a depreciação e despesas de operação e manutenção.

Quando se analisa o processo de formação de custo dos fluxos internos e produtos de um sistema, examinando somente o ambiente físico, a variável relevante é o custo exergético, que informa o montante real de exergia que é necessário para produzi-los. Quando o ambiente econômico é considerado, a perspectiva é ampliada pela introdução do preço de mercado do combustível utilizado e dos custos referentes à depreciação e à manutenção da instalação necessária para o processo produtivo, definindo assim, o custo exergoeconômico (custo monetário).

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

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

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

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

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

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

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

A resolução do sistema de equações envolve o uso de equações complementares, de modo a distribuir custos entre os produtos. Os dois últimos postulados 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 compressão. Eles propõem quatro métodos:

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

#### 5.3.4.1. Custo Exergético e Custo Exergético Unitário

O custo exergético de um fluxo de exergia é igual à quantidade de exergia necessária para produzir este fluxo. A determinação do custo exergético é fundamental na análise termoeconômica de processos industriais. Através da

determinação do custo exergético, quantifica-se as irreversibilidades dos subsistemas e os seus reflexos pertinentes na composição dos fluxos considerados como produto.

De acordo com os postulados formulados por Lozano e Valero (1993), custo exergético é uma propriedade conservativa. Assim:

$$\sum_e Cex_i - \sum_s Cex_j = 0 \quad (5.5)$$

Definindo o custo exergético unitário ( $k$ ) como sendo a razão entre o custo exergético ( $Cex$ ) e o fluxo de exergia ( $\dot{B}$ ), ou seja, a relação entre os fluxos de exergia do insumo e de exergia do produto, pode-se então escrever a seguinte equação:

$$\sum_e k_i \dot{B}_i - \sum_s k_j \dot{B}_j = 0 \quad (5.6)$$

Caso não exista uma avaliação externa, o custo exergético de um insumo que entra no subsistema ou volume de controle é igual ao seu próprio fluxo de exergia:

$$Cex_{insumo} = \dot{B}_{insumo} \quad (k_{insumo} = 1) \quad (5.7)$$

Aos fluxos de perdas externas devem-se atribuir custos exergéticos nulos, pois não haverá utilização posterior:

$$Cex_{perda} = 0 \quad (k_{perda} = 0) \quad (5.8)$$

Caso exista na unidade um fluxo de saída que é parcela do insumo desta unidade, então o custo exergético unitário deste fluxo é igual ao custo exergético unitário do insumo da unidade:

$$\frac{Cex_{parc.insumo}}{\dot{B}_{parc.insumo}} = \frac{Cex_{insumo}}{\dot{B}_{insumo}} \quad (k_{parc.insumo} = k_{insumo}) \quad (5.9)$$

### 5.3.4.2. Custo Exergoeconômico

Para fluxos de matéria entrando e saindo com taxas associadas de transferência de exergia ( $\dot{B}_e$  e  $\dot{B}_s$ ), potência ( $\dot{W}$ ), e taxa de transferência de exergia associada com a transferência de calor ( $\dot{B}_Q$ ), temos os seguintes custos exergoeconômicos:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{B}_e = c_e (\dot{m}_e b_e) \quad (5.10)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{B}_s = c_s (\dot{m}_s b_s) \quad (5.11)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (5.12)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{B}_Q \quad (5.13)$$

onde  $c_e$ ,  $c_s$ ,  $c_w$  e  $c_Q$  denotam os custos médios por unidade de exergia (R\$/kJ).

A análise de custo exergoeconômico envolve os balanços de custos usualmente formulados para cada componente separadamente. Um balanço de custo aplicado para o n-ésimo componente do sistema mostra que a soma das taxas de custos associadas com todos os fluxos de exergia de saída é igual à soma das taxas de custos de todos os fluxos de exergia de entrada mais o preço apropriado devido ao investimento de capital ( $\dot{Z}_{IC_n}$ ) e despesas de operação e manutenção ( $\dot{Z}_{OM_n}$ ). A soma dos dois últimos termos é denotada por  $\dot{Z}_n$ . Conseqüentemente, para um componente que recebe uma transferência de calor e gera potência, resulta a seguinte equação:

$$\sum_s \dot{C}_{s_n} + \dot{C}_{w_n} = \dot{C}_{Q_n} + \sum_e \dot{C}_{e_n} + \dot{Z}_n \quad (5.14)$$

Esta equação indica simplesmente que o custo total dos fluxos de saída de exergia é igual à despesa total para obtê-los: o custo dos fluxos de exergia que entram mais o capital e outros custos. Note que, quando um componente recebe

potência (como em um compressor ou uma bomba), o termo  $\dot{C}_{w_n}$  muda com seu sinal positivo para o lado direito desta expressão. Caso exista uma transferência de calor do componente, o termo  $\dot{C}_{Q_n}$  aparece com sinal positivo no lado esquerdo da expressão.

Introduzindo-se as expressões de taxa de custo, Equações (5.10) a (5.13), na Equação (5.14), obtém-se:

$$\sum_s (c_s \dot{B}_s)_n + c_{w_n} \dot{W}_n = c_{Q_n} \dot{B}_{Q_n} + \sum_e (c_e \dot{B}_e)_n + \dot{Z}_n \quad (5.15)$$

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

As variáveis da Equação (5.15) são os custos particionados por unidade de exergia para os fluxos de exergia associados com o n-ésimo componente ( $c_{e_n}$ ,  $c_{s_n}$ ,  $c_{w_n}$  e  $c_{Q_n}$ ). Na análise de um componente, pode ser assumido que os custos por unidade de exergia são conhecidos para todos os fluxos de entrada. Se os custos que saem dos componentes são conhecidos, ou se uma corrente incorporar o sistema, o custo desta corrente será o seu custo de compra. Conseqüentemente, as variáveis desconhecidas a serem calculadas pelo balanço de custos para o n-ésimo componente são os custos por unidade de exergia dos fluxos que saem ( $c_{s_n}$ ) e, se a potência ou calor útil são gerados naquele componente, o custo por unidade de exergia associado como a transferência de potência ( $c_{w_n}$ ) ou calor ( $c_{Q_n}$ ).

#### 5.4. Estimativa do Capital Total Investido

Ao contrário dos custos do combustível e custos de operação e manutenção, que são contínuos ou repetitivos na realidade, um custo de investimento é um custo único. O capital necessário para comprar o terreno, construir todas as instalações necessárias, e comprar e instalar os equipamentos requeridos para um sistema é

chamado de investimento de capital fixo. O capital total investido (*CTI*) é a soma do investimento de capital fixo e de outros gastos, que consiste nos custos de partida da instalação, capital de giro e juros incorridos durante a construção.

Segundo Bejan *et al.* (1996), o capital total investido pode ser estimado como descrito a seguir:

### a) Custo dos Equipamentos Adquiridos (CEA)

Estimar o custo dos equipamentos adquiridos é o primeiro passo em qualquer estimativa de custo. O tipo de equipamento e seu tamanho, a faixa de operação e os materiais utilizados na sua fabricação devem ser determinados para que se possam estimar os custos. Segundo Bejan *et al.* (1996), a precisão das estimativas de custo depende do montante e da qualidade das informações e do tempo disponíveis para realizar essas estimativas.

A melhor estimativa para o custo dos equipamentos adquiridos pode ser obtida diretamente através da cotação junto a vendedores. Para grandes projetos, as cotações junto aos vendedores devem ser feitas pelo menos para os equipamentos mais caros. Os custos dos equipamentos também podem ser estimados através de valores dos custos de aquisição passadas, de consultas com profissionais experientes na área ou de cálculos utilizando bancos de dados específicos geralmente mantidos por companhias de engenharia.

Outra forma de se fazer esta estimativa é através da extrapolação a partir de preços de equipamentos conhecidos. A conversão de custo em relação à capacidade ou tamanho do equipamento pode ser feita comparando-se equipamentos iguais e apenas de tamanho ou capacidade diferentes, de acordo com a seguinte correlação (Bejan *et al.*, 1996):

$$C_y = C_x \left( \frac{S_y}{S_x} \right)^\alpha \quad (5.16)$$

onde:

$C_y$ : custo do equipamento “y” que se deseja determinar;

$C_x$ : custo do equipamento “x” conhecido;

$S_y$ : variável de conversão (capacidade) do equipamento “y”;

$S_x$  : variável de conversão (capacidade) do equipamento “x”;

$\alpha$  : fator de escala em função do tipo de equipamento (Bejan *et al.*, 1996).

O ponto desfavorável em relação a esta metodologia é o fato de cada componente ser caracterizado por apenas um parâmetro associado a sua capacidade, sendo desprezada a qualidade do equipamento e o nível de tecnologia usado na sua construção.

### **b) Custo de Instalação dos Equipamentos Adquiridos**

O custo de instalação abrange o frete e seguro para o transporte, custos de mão de obra, descarga, manejo, fundação e todos os outros dispêndios com construções diretamente relacionadas com a instalação do equipamento.

Em geral, os custos de instalação variam de 20 a 90% do custo do equipamento adquirido. De acordo com Bejan *et al.* (1996), na ausência de outras informações, um valor típico de 45% pode ser utilizado.

### **c) Custo das Tubulações**

O custo para tubulações inclui os custos de material e mão de obra para a completa instalação de toda a tubulação utilizada no sistema. Esse custo geralmente varia de 10 a 70% do custo dos equipamentos adquiridos.

### **d) Custo do Controle e Instrumentação**

O fator utilizado pra calcular estes custos tende a aumentar à medida que o grau de automatização aumenta e decresce com o aumento do custo total. Segundo Bejan *et al.* (1996), uma faixa típica dos valores do fator do custo para controle e instrumentação é de 6 a 40% do custo do equipamento adquirido. Para plantas convencionais de potência a vapor, a faixa de 6 a 10% é aplicada. Na ausência de outras informações, o valor de 20% pode ser assumido para este fator.

### **e) Custo dos Materiais e Equipamentos Elétricos**

Este custo, que inclui materiais e mão de obra para instalação de subestações, linhas de distribuição, centro de controle, iluminação, entre outros, é geralmente da ordem de 10 a 15% do custo dos equipamentos adquiridos, sendo o valor de 11% o mais usual.

**f) Custo do Terreno**

O custo do terreno depende fortemente da localização. Caso tenha que ser comprado um terreno, o custo pode ser até 10% do custo dos equipamentos adquiridos.

**g) Custo do Trabalho Estrutural e Arquitetônico**

Esta categoria inclui o custo total para toda a construção, incluindo serviços, custos com pavimentação, cercas, paisagismo, entre outros. O custo para esta categoria, considerando uma nova instalação em um local já existente é em torno de 20% do custo dos equipamentos adquiridos (Peters e Timmerhaus, 1991).

**h) Custo das Instalações Auxiliares**

O custo de instalações auxiliares inclui todos os custos para fornecimento de utilidades requeridas para operar o sistema tais como combustível, água, vapor (assumindo que estas utilidades não são geradas no processo principal do sistema). De acordo com Bejan *et al.* (1996), o custo total das instalações auxiliares pode variar de 30 a 100% dos custos dos equipamentos adquiridos. Na ausência de informação específica utiliza-se um valor de 65% do custo dos equipamentos adquiridos.

**i) Custo da Engenharia e Supervisão**

O investimento de capital em engenharia e supervisão inclui o custo para o desenvolvimento do projeto detalhado da planta e os custos associados com maquetes, administração, supervisão e inspeção de obras, viagens e serviços de consultoria. Um valor típico para este custo é por volta de 30% do custo dos equipamentos adquiridos ou 8% dos custos diretos totais da planta.

**j) Custo da Construção Civil**

Esta parcela inclui todas as despesas necessárias ao processo de construção da planta, tais como operações e instalações temporárias, ferramentas, equipamentos, seguro, entre outros. Nesta categoria também se inclui o lucro do construtor. O custo para construção, incluindo o lucro do construtor, é de aproximadamente 15% do custo direto total.

### I) Custos Imprevistos

As estimativas de custos são baseadas em suposições para custos e produtividade, que podem variar significativamente dos valores reais. Além disso, acontecimentos imprevisíveis, como o clima, mudanças de preços repentinas e paradas não programadas, podem afetar os custos reais. Todas essas incertezas e riscos são considerados através de um fator de imprevistos, que normalmente varia entre 5 e 20% do capital total investido.

### m) Custo de Partida

Estes custos estão associados a diversos processos que ocorrem após o encerramento da construção da planta e antes do início de sua operação definitiva, tais como: pequenos ajustes no projeto, materiais, equipamentos e mão de obra utilizados no processo de partida da instalação. Estes custos podem variar de 5 a 12% do capital total investido fixo.

A Tabela 5.1 mostra uma lista geral dos itens a serem considerados na estimativa do capital total investido para um novo sistema, segundo Bejan *et al.* (1996).

Tabela 5.1: Especificação do capital total investido.

<b>INVESTIMENTO DE CAPITAL FIXO (ICF)</b>	
<b>Custos diretos (CD)</b>	
Custo do equipamento adquirido (CEA)	100%
Instalação do equipamento adquirido	20 a 90% CEA
Tubulação	10 a 70% CEA
Instrumentação e controle	6 a 40% CEA
Materiais e equipamentos elétricos	10 a 15% CEA
Terreno	0 a 10% CEA
Trabalho estrutural e arquitetônico	15 a 90% CEA
Instalações auxiliares	30 a 100% CEA
<b>Custos indiretos (CI)</b>	
Engenharia e supervisão	25 a 75% CEA
Construção civil	15% CD
Imprevistos	5 a 20% ICF
<b>OUTROS GASTOS</b>	
Custos de partida da instalação	5 a 12 % do ICF

## Capítulo 6 - Resultados e Discussões

### 6.1. Resultados da Análise Termodinâmica

#### 6.1.1. Análise Termodinâmica do Caso 1

Os dados apresentados na Tabela 6.1 são considerações estabelecidas de acordo com as características de funcionamento das plantas de vapor e de refrigeração do Frigorífico FRIBOI de Campo Grande (MS).

Tabela 6.1: Características de funcionamento das plantas do caso 1.

Planta de vapor	
Eficiência isentrópica da bomba da caldeira ( $\eta_{bomba}$ )	70%
Poder calorífico inferior da lenha ( $PCI_{lenha}$ )	10.467 kJ/kg
Perda de carga na caldeira ( $\phi_{cald}$ )	15%
Eficiência da caldeira 1 ( $\eta_{cald1}$ )	75%
Eficiência da caldeira 2 ( $\eta_{cald2}$ )	75%
Horas anuais de funcionamento da planta de vapor	4.400 horas/ano
Densidade da lenha ( $\rho_{lenha}$ )	280 kg/m <sup>3</sup>
Planta de refrigeração	
Subresfriamento na saída do condensador ( $T_{subr}$ )	5°C
Varição de temperatura entre separador e compressor ( $PT$ )	5°C
Temperatura de condensação no condensador ( $T_{cond}$ )	35°C
Eficiência isentrópica da bomba do regime -10/35 ( $\eta_{iso,alta}$ )	70%
Potência de refrigeração requerida no regime -10/35 ( $\dot{Q}_{evap,alta}$ )	1.956 kW
Eficiência isentrópica da bomba do regime -35/-10 ( $\eta_{iso,baixa}$ )	70%
Potência de refrigeração requerida no regime -35/-10 ( $\dot{Q}_{evap,baixa}$ )	1.025 kW
Potência líquida individual de compressão em C1 a C6 ( $\dot{W}_{c,alta}$ )	84 kW
Potência líquida individual de compressão em C7 ( $\dot{W}_{booster1}$ )	84 kW
Potência líquida individual de compressão em C8 ( $\dot{W}_{booster2}$ )	291 kW
Potência líquida individual de compressão em C9 ( $\dot{W}_{c,baixa}$ )	194 kW
Horas anuais de funcionamento da planta de refrigeração	7.000 horas/ano

Na Tabela 6.2 são mostrados os fluxos de massa e os estados termodinâmicos em cada ponto da planta de vapor mostrada na Figura 6.1. Já a Tabela 6.3 mostra os fluxos de massa e os estados termodinâmicos dos pontos da planta de refrigeração mostrada na Figura 6.2.

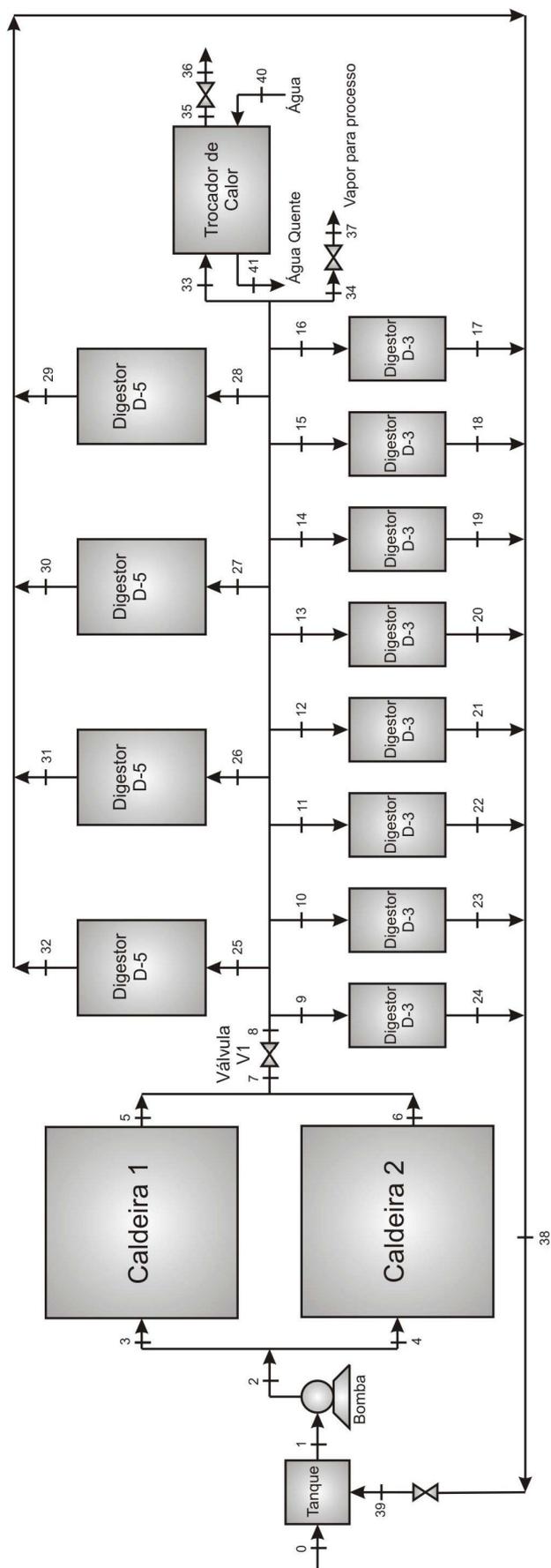


Figura 6.1: Planta para geração de vapor nos casos 1, 2 e 4.

Tabela 6.2: Estados termodinâmicos da planta de vapor dos casos 1, 2 e 4.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)
0	0,889	101,3	25,0	104,8	0,367	0,0
1	2,778	101,3	69,3	290,0	0,946	12,5
2	2,778	811,2	69,4	291,0	0,947	13,3
3	2,778	811,2	69,4	291,0	0,947	13,3
4	0,000	811,2	69,4	291,0	0,947	13,3
5	2,778	689,5	164,4	2.762,7	6,713	765,7
6	0,000	689,5	164,4	2.762,7	6,713	765,7
7	2,778	689,5	164,4	2.762,7	6,713	765,7
8	2,778	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
9	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
10	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
11	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
12	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
13	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
14	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
15	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
16	0,139	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
17	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
18	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
19	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
20	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
21	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
22	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
23	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
24	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
25	0,194	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
26	0,194	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
27	0,194	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
28	0,194	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
29	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
30	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
31	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
32	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
33	0,694	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
34	0,194	540,0	159,4	2.762,7	6,820	733,8
35	0,694	540,0	90,0	377,3	1,192	26,4
36	0,694	101,3	90,1	377,3	1,193	26,0
37	0,194	101,3	143,3	2.762,7	7,575	508,7
38	1,889	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
39	1,889	101,3	90,0	377,1	1,193	26,0
40	4,238	202,7	25,0	104,9	0,367	0,1
41	4,238	202,7	95,0	398,1	1,250	30,0



Tabela 6.3: Estados termodinâmicos das plantas de refrigeração dos casos 1 a 4.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)
1	2,865	290,9	-10,0	1.434,1	5,479	-194,9
2	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
3	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
4	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
5	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
6	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
7	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
8	0,274	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
9	0,948	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
10	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
11	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
12	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
13	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
14	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
15	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
16	0,274	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
17	0,948	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
18	2,865	1.353,9	138,3	1.753,0	5,721	51,8
19	2,865	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,4
20	2,865	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,4
21	2,865	290,9	-10,0	325,7	1,267	-47,5
22	1,477	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
23	1,477	425,0	-9,9	133,5	0,537	-21,9
24	1,477	290,9	-10,0	133,5	0,537	-21,9
25	1,477	290,9	0,0	1.458,1	5,569	-197,6
26	0,810	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
27	0,810	92,9	-35,0	133,2	0,560	-29,2
28	0,738	92,9	-35,0	21,3	0,090	-1,1
29	0,738	200,0	-34,9	21,6	0,091	-1,1
30	0,738	92,9	-35,0	21,6	0,091	-1,1
31	0,738	92,9	-30,0	1.409,8	5,920	-350,7
32	0,810	92,9	-35,0	1.398,8	5,875	-348,0
33	0,810	290,9	78,0	1.638,3	6,150	-190,5

Para a produção de vapor a empresa consome 13.853,3 toneladas de lenha por ano, ou seja, 49.476,2 m<sup>3</sup> de lenha por ano. A planta de refrigeração estudada neste caso apresentou um coeficiente de performance de 2,78, consumindo uma potência elétrica de 1.073 kW. Na Tabela 6.4 são apresentadas as eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica ( $\eta$  e  $\psi$ ), as potências consumidas

( $\dot{W}_{cons}$ ), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ( $\dot{Q}$ ) e as taxas de irreversibilidades ( $\dot{i}$ ) nos principais equipamentos das plantas do caso 1.

Tabela 6.4: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 1.

Equipamentos	$\eta$	$\psi$	$\dot{W}_{cons}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{i}$ (kW)
<b>Ciclo de vapor</b>					
Bomba	0,70	0,74	2,9	-	0,8
Caldeira 1	0,75	0,23	-	6.866,0	7.064,0
Digestores D3	0,75	-	-	248,5	82,8
Digestores D5	0,75	-	-	347,9	116,0
Trocador de Calor	0,75	0,26	-	1.242,0	364,7
<b>Ciclo de refrigeração</b>					
Compressores C1 a C7	0,75	0,81	84,0	-	16,0
Compressor C8	0,75	0,81	291,0	-	55,6
Compressor C9	0,62	0,66	194,0	-	66,4
Condensador Evaporativo	-	-	-	4.089,0	-
Evaporador -10°C	-	-	-	1.956,0	-
Evaporador -35°C	-	-	-	1.025,0	-

A caldeira é o equipamento com maior geração de irreversibilidade (7.064 kW) devido à grande diferença entre as temperaturas dos produtos de combustão (queima de lenha) e o fluido de trabalho (água) e também devido à perda de pressão que ocorre no equipamento.

### 6.1.2. Análise Termodinâmica do Caso 2

A configuração analisada no caso 2 é idêntica a do caso 1, acrescida de uma planta de refrigeração (Figura 6.3) instalada para suprir a demanda de refrigeração devido ao aumento na produção de carne, uma vez que o frigorífico passará a abater 2.500 bovinos por dia. Além disso, será necessário que a planta de vapor opere 24 horas por dia em vez de 14 horas como atualmente (caso 1).

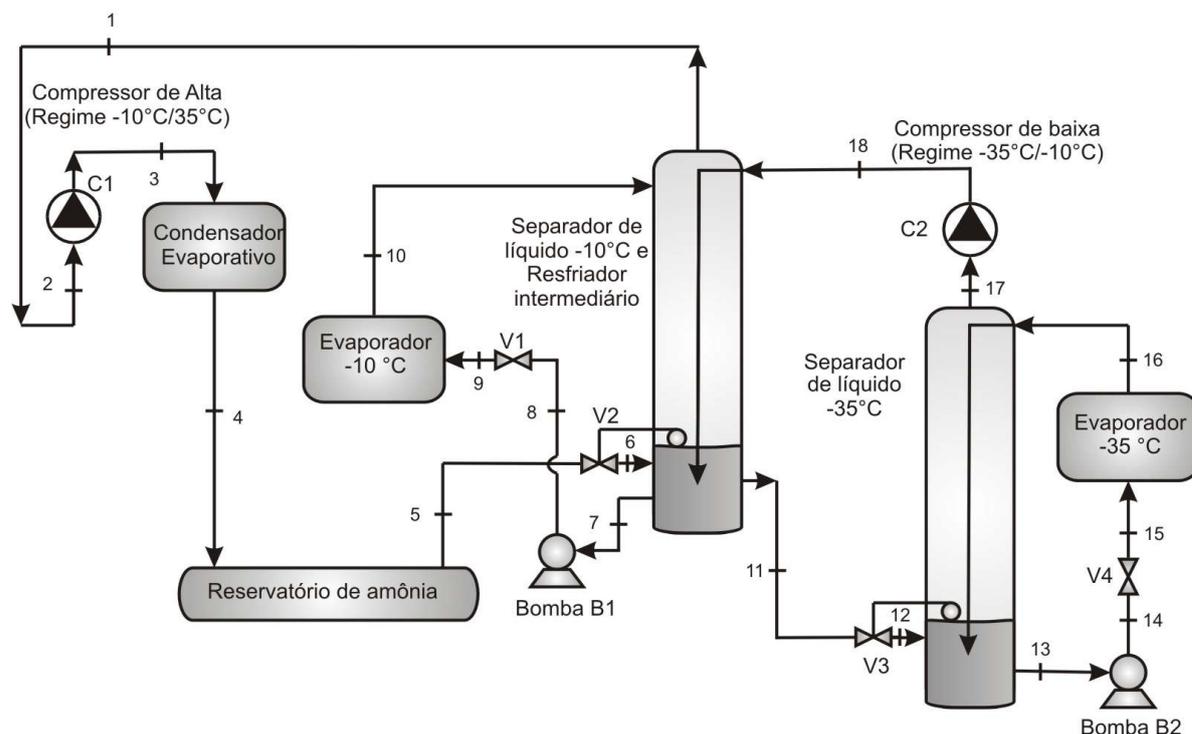


Figura 6.3: Planta para produção de refrigeração adicional nos casos 2 e 3.

Na Tabela 6.5 estão as características de operação da planta adicional de refrigeração da Figura 6.3 e na Tabela 6.6 estão os fluxos de massa e os estados termodinâmicos de cada ponto da planta. As eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica ( $\eta$  e  $\psi$ ), as potências consumidas ( $\dot{W}_{cons}$ ), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ( $\dot{Q}$ ) e as taxas de irreversibilidades ( $\dot{I}$ ) nos principais equipamentos da planta adicional de refrigeração estão na Tabela 6.7.

Tabela 6.5: Características da planta adicional de refrigeração dos casos 2 e 3.

Parâmetro	Valor
Subresfriamento na saída do condensador ( $T_{subr}$ )	5°C
Variação de temperatura entre separador e compressor ( $PT$ )	5°C
Temperatura de condensação no condensador ( $T_{cond}$ )	35°C
Eficiência isentrópica da bomba do regime -10/35 ( $\eta_{iso,alta}$ )	70%
Potência de refrigeração requerida no regime -10/35 ( $\dot{Q}_{evap,alta}$ )	1.304 kW
Eficiência isentrópica da bomba do regime -35/-10 ( $\eta_{iso,baixa}$ )	70%
Potência de refrigeração requerida no regime -35/-10 ( $\dot{Q}_{evap,baixa}$ )	683,3 kW
Potência líquida individual de compressão em C1 ( $\dot{W}_{C1}$ )	586,3 kW
Potência líquida individual de compressão em C2 ( $\dot{W}_{C2}$ )	129,3 kW

Tabela 6.6: Estados termodinâmicos da planta de refrigeração dos casos 2 e 3.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)
1	1,910	290,9	-10,0	1.434,1	5,479	-195,0
2	1,910	290,9	-5,0	1.446,2	5,525	-196,4
3	1,910	1.353,9	138,4	1.753,1	5,722	51,8
4	1,910	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,5
5	1,910	1.353,9	30,0	325,7	1,210	-30,5
6	1,910	290,9	-10,0	325,7	1,267	-47,5
7	0,984	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
8	0,984	425,0	-9,9	133,5	0,537	-22,0
9	0,984	290,9	-10,0	133,5	0,537	-22,0
10	0,984	290,9	0,0	1458,1	5,569	-197,7
11	0,540	290,9	-10,0	133,2	0,536	-21,9
12	0,540	92,9	-35,0	133,2	0,560	-29,2
13	0,492	92,9	-35,0	21,3	0,090	-1,1
14	0,492	200,0	-35,0	21,5	0,091	-1,1
15	0,492	92,9	-35,0	21,5	0,091	-1,1
16	0,492	92,9	-30,0	1409,8	5,920	-350,7
17	0,540	92,9	-35,0	1398,8	5,875	-348,1
18	0,540	290,9	78,0	1638,3	6,150	-190,6

Foi considerado que esta planta adicional possui as mesmas características da planta de refrigeração atualmente em operação no frigorífico. Assim, esta planta possui um coeficiente de performance igual a 2,78. Como neste caso a planta a vapor deve operar 24 horas por dia, o consumo anual de lenha passa a ser de 22.039,4 toneladas por ano, ou seja, 78.712,2 m<sup>3</sup>/ano.

Tabela 6.7: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades na planta adicional de refrigeração dos casos 2 e 3.

Equipamentos	$\eta$	$\psi$	$\dot{W}_{cons}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$i$ (kW)
Compressor C1	0,75	0,81	586,3	-	112,1
Compressor C2	0,62	0,66	129,3	-	44,3
Condensador Evaporativo	-	-	-	2.723,0	-
Evaporador -10°C	-	-	-	1.304,0	-
Evaporador -35°C	-	-	-	683,3	-

### 6.1.3. Análise Termodinâmica do Caso 3

No caso 3 escolheu-se uma turbina da marca Alstom Power, modelo Typhoon 5.05, que tem capacidade de produção de potência de 5.044 kW. Essa

potência é suficiente para suprir todas as necessidades do frigorífico quando este operar 24 horas por dia, ou seja, o mesmo se torna auto-suficiente em energia elétrica.

Além da instalação da turbina a gás, instala-se também uma caldeira de recuperação de um nível de pressão para a produção de vapor necessário para o funcionamento da planta, eliminando-se, assim, as caldeiras a lenha.

Assim, a empresa deixa de comprar lenha e energia elétrica e passa a comprar apenas gás natural. A Tabela 6.8 mostra os dados característicos de operação da planta e na Tabela 6.9 estão os fluxos de massa e os estados termodinâmicos em cada ponto da planta do caso 3, que é mostrada na Figura 6.4.

Tabela 6.8: Dados característicos de operação da planta do caso 3.

<b>Turbina a gás</b>	
Eficiência isentrópica do compressor ( $\eta_{cp,iso}$ )	87%
Fluxo de massa dos gases de exaustão na turbina ( $\dot{m}_{gases}$ )	19,54 kg/s
Razão de compressão do compressor da turbina a gás ( $r_{cp}$ )	14,7
Potência líquida produzida pela turbina a gás ( $\dot{W}_{elet}$ )	5.044 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expensor ( $T_3$ )	1.110°C
Temperatura do ambiente de referência ( $T_0$ )	25°C
Eficiência de combustão ( $\eta_{cc}$ )	80%
Perda de carga na câmara de combustão ( $\phi_{cc}$ )	2%
Pressão do ambiente de referência ( $P_0$ )	101,325 kPa
Eficiência do gerador elétrico ( $\eta_{ger}$ )	95%
<b>Caldeira de recuperação</b>	
<i>Approach</i> (APP)	15°C
<i>Pinch point</i> (PP)	25°C
Eficiência de troca de calor do evaporador ( $\eta_{eva}$ )	75%
Perda de pressão dos gases de exaustão no evaporador ( $\phi_{eva}$ )	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador ( $\phi_{eva,v}$ )	2%
Eficiência de troca de calor do economizador ( $\eta_{eco}$ )	75%
Perda de pressão dos gases de exaustão no economizador ( $\phi_{eco}$ )	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador ( $\phi_{eco,v}$ )	2%
Eficiência da bomba de alimentação da caldeira de recuperação ( $\eta_{b1}$ )	70%

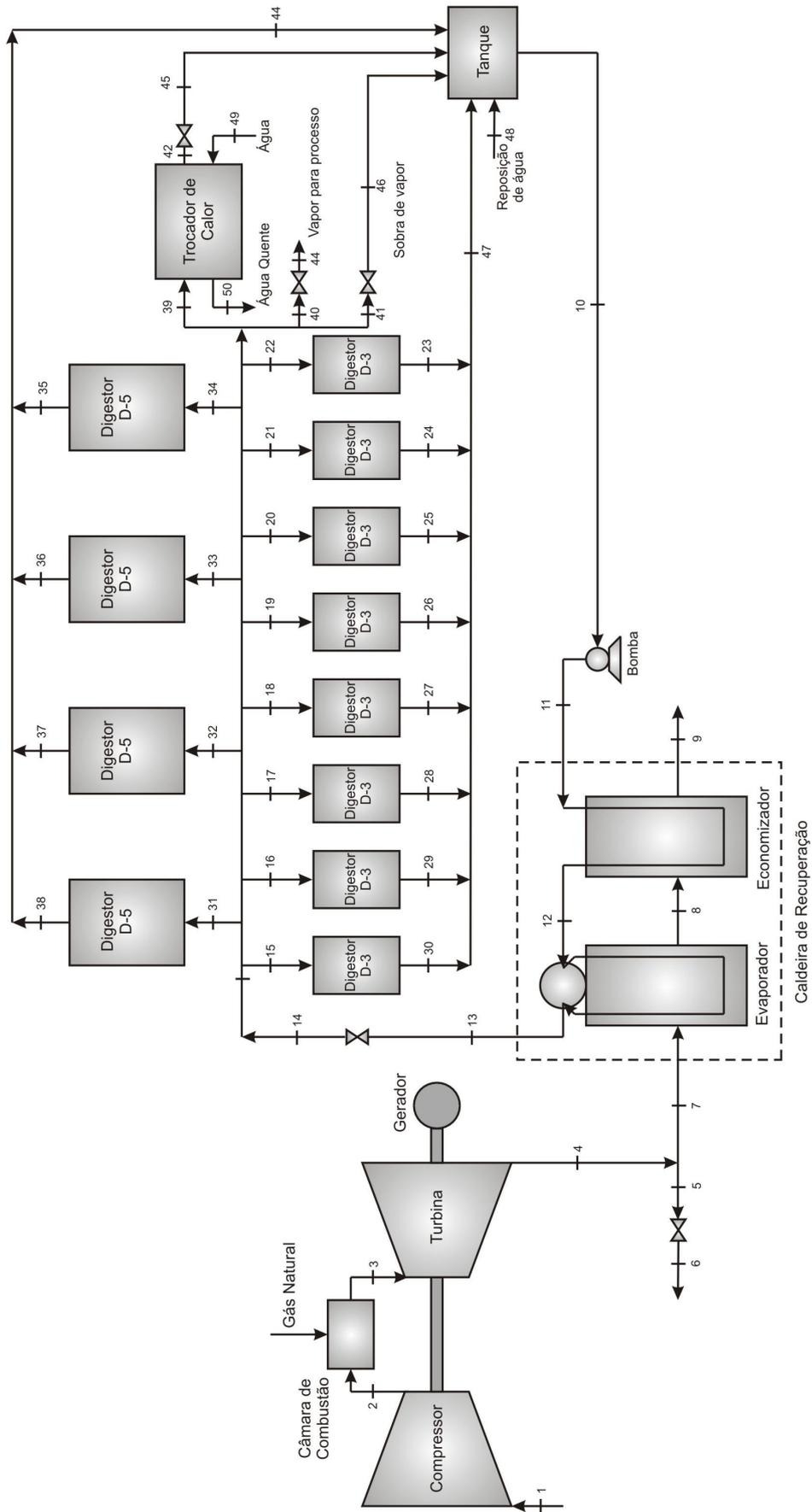


Figura 6.4: Planta para geração de eletricidade e vapor no caso 3.

Tabela 6.9: Estados termodinâmicos da planta de eletricidade e vapor do caso 3.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)
1	19,177	101,3	25,0	0,0	6,881	0,0
2	19,177	1.489,5	405,3	394,7	6,956	372,4
3	19,540	1.459,7	1.110,0	307,1	7,992	1.042,4
4	19,540	102,3	571,4	-352,0	8,167	331,1
5	0,000	102,3	571,4	-352,0	8,167	331,1
6	0,000	101,3	571,4	-352,0	8,170	330,2
7	19,540	102,3	571,3	-352,0	8,167	331,1
8	19,540	101,8	189,4	-779,0	7,499	103,4
9	19,540	101,3	164,3	-805,7	7,441	93,9
10	2,934	294,2	118,1	495,9	1,507	51,0
11	2,934	717,9	118,2	496,5	1,508	51,5
12	2,934	703,6	149,4	629,7	1,835	87,1
13	2,934	689,5	164,4	2.762,7	6,713	765,7
14	2,934	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
15	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
16	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
17	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
18	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
19	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
20	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
21	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
22	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
23	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
24	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
25	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
26	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
27	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
28	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
29	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
30	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
31	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
32	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
33	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
34	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
35	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
36	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
37	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
38	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
39	0,694	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
40	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
41	0,156	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9
42	0,694	540,0	100,0	419,4	1,307	34,4
43	0,194	101,3	143,3	2.762,7	7,575	508,7
44	0,778	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
45	0,694	294,2	100,0	419,4	1,307	34,2
46	0,156	294,2	150,6	2.762,7	7,091	653,1
47	1,111	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2
48	0,194	294,2	25,0	105,0	0,367	0,2
49	5,555	202,7	25,0	105,0	0,367	0,0
50	5,555	202,7	95,0	397,9	1,249	30,0

A Tabela 6.10 apresenta as eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica ( $\eta$  e  $\psi$ ), as potências consumidas ( $\dot{W}_{cons}$ ) e produzidas ( $\dot{W}_{prod}$ ), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ( $\dot{Q}$ ) e as taxas de irreversibilidades ( $i$ ) nos principais equipamentos da planta para geração de eletricidade e vapor no caso 3 (Figura 6.4).

Tabela 6.10: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 3.

Equipamentos	$\eta$	$\psi$	$\dot{W}_{cons}$ (kW)	$\dot{W}_{prod}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$i$ (kW)
<b>Conjunto turbina a gás</b>						
Compressor	0,87	0,94	7.570	-	-	429
Câmara de combustão	0,80	0,82	-	-	6.648	4.549
Expansor	0,82	0,93	-	12.879	-	1.021
Gerador	0,95	-	-	5.044	-	265
Conjunto total	0,39	0,45	-	5.044	-	6.264
<b>Conjunto caldeira de recuperação</b>						
Evaporador	0,75	0,45	-	-	6.258,0	2.460
Economizador	0,75	0,57	-	-	390,6	1.915
Conjunto total	0,57	0,32	-	-	6.648,6	4.375

A Figura 6.5 mostra a variação da eficiência do conjunto turbina a gás e da potência elétrica líquida produzida em função da temperatura do ar na entrada do compressor (temperatura ambiente) para o caso 3.

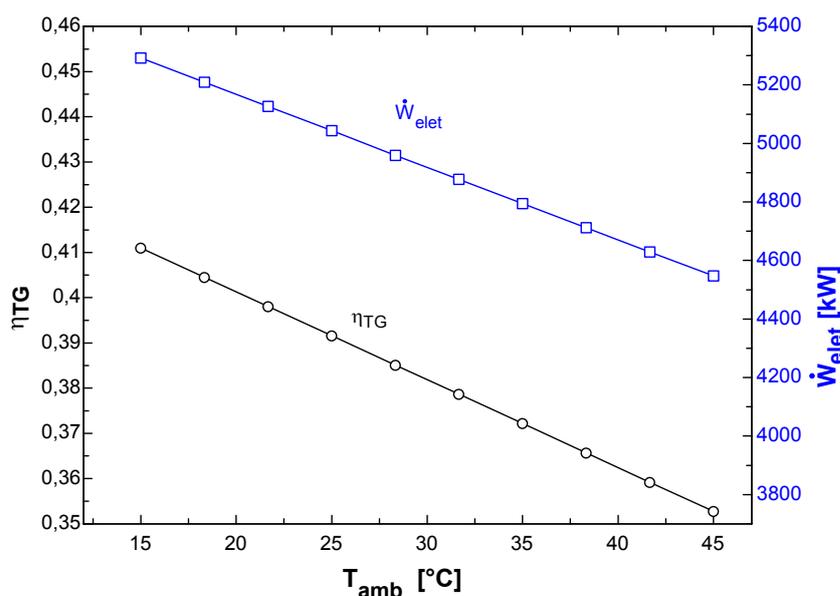


Figura 6.5: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 3.

Observando a Figura 6.5 nota-se que, com o aumento da temperatura ambiente, a potência elétrica líquida produzida na turbina e a eficiência da turbina a gás diminuem. Este comportamento se deve ao fato de que 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 na potência líquida produzida na turbina a gás. A variação da temperatura ambiente de 25°C para 35°C, diminui a potência líquida produzida de 5.044 kW para 4.795 kW (perda de 5%).

A Figura 6.6 mostra a variação da temperatura dos gases na saída da turbina e da potência elétrica líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 3.

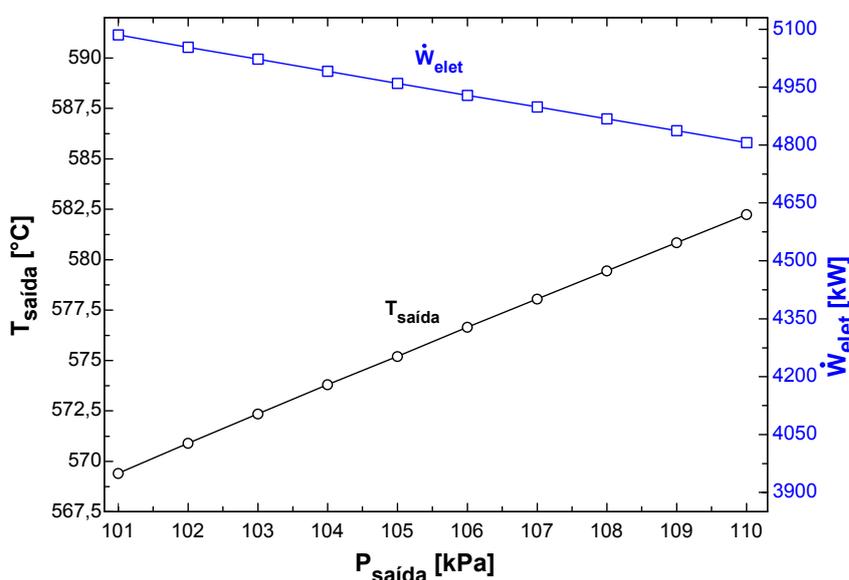


Figura 6.6: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 3.

Os gases resultantes da combustão são expandidos até a pressão de saída da turbina. Com o aumento desta pressão, a potência produzida no expansor é diminuída e os gases de exaustão na saída da turbina se encontram em um estado de maior entalpia e, conseqüentemente, a uma temperatura mais elevada. A maior energia dos gases que deixam a turbina a gás é aproveitada na caldeira de recuperação, porém de forma menos efetiva se comparado com o aproveitamento na turbina a gás, devido às menores eficiências dos componentes da caldeira de recuperação em relação aos componentes da turbina a gás.

O processo industrial requer vapor saturado à pressão de 689,50 kPa. Mantendo essas propriedades, nas Figuras 6.7 e 6.8 são analisadas, respectivamente, as influências do *pinch point* e do *approach* sobre o fluxo de vapor produzido na caldeira.

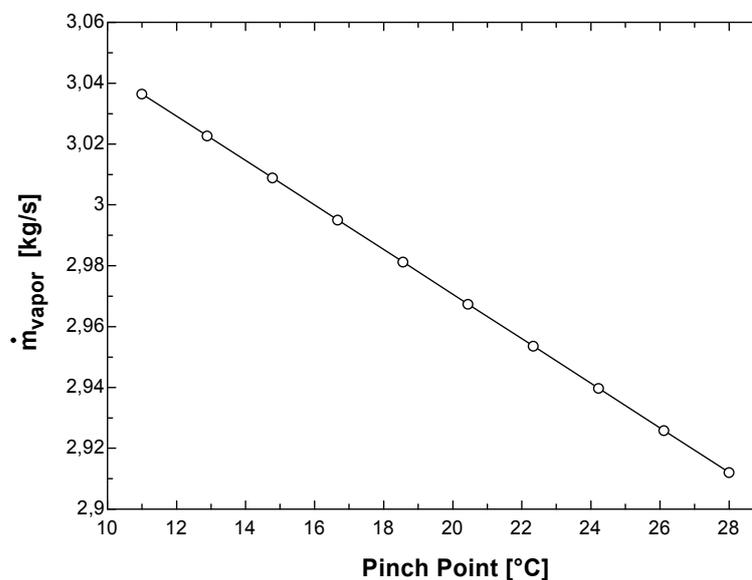


Figura 6.7: Influência do *pinch point* sobre o fluxo de vapor produzido na caldeira.

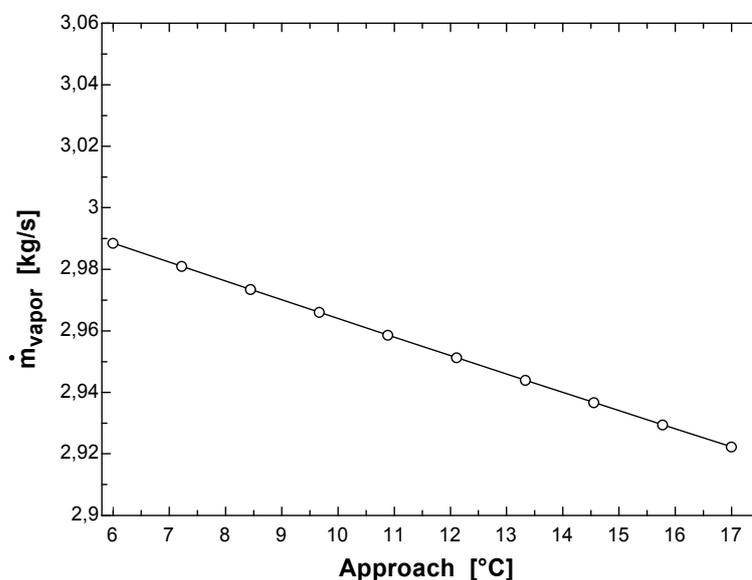


Figura 6.8: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída.

O *pinch point* e o *approach* são importantes parâmetros de otimização do ciclo a vapor, pois afetam diretamente a quantidade de vapor gerada na caldeira de

recuperação. Observa-se nas Figuras 6.7 e 6.8 que a diminuição desses parâmetros resulta no aumento da produção de vapor, mas, em contrapartida, esta diminuição significa um aumento na área de troca de calor da caldeira de recuperação e, conseqüentemente, um aumento dos custos de investimento.

#### **6.1.4. Análise Termodinâmica do Caso 4**

Neste caso, foi utilizada uma turbina a gás modelo GT10 do fabricante Hitachi Zosen que tem capacidade de produção de 4.100 kW, uma vez que a demanda de energia elétrica na planta de refrigeração é mantida igual a do caso 1 e a demanda das demais instalações é aumentada em 2/3. Isso acontece porque, para abater 2.500 bovinos por dia, a planta de refrigeração deste caso é composta pela planta da Figura 6.2 e pelos chillers de absorção, que são alimentados pelos gases de exaustão da turbina a gás (Figura 6.9) e não por energia elétrica como os compressores da planta de refrigeração adicional do caso 2.

Conforme mencionado anteriormente, no caso 4 a planta de vapor é igual a do caso 2 (Figura 6.1), ou seja, são utilizadas as caldeiras existentes (a lenha) para a produção de vapor para processo industrial.

Na Figura 6.9 é mostrada a planta que, juntamente com as plantas das Figuras 6.1 e 6.2, suprem todas as necessidades de eletricidade, vapor e refrigeração da empresa no caso 4. Na Tabela 6.11 são apresentadas as características de funcionamento da turbina a gás e dos chillers de absorção.

Vale destacar que para calcular as propriedades da mistura amônia-água foi utilizada uma correlação publicada no *ASHRAE Handbook of Fundamentals* (1989), implementada em rotina do programa de simulação EES.



Tabela 6.11: Características da turbina a gás e dos chillers de absorção do caso 4.

<b>Turbina a gás</b>	
Eficiência isentrópica do compressor ( $\eta_{cp,iso}$ )	87%
Fluxo de gases de exaustão na turbina ( $\dot{m}_{gases}$ )	16,3 kg/s
Razão de compressão ( $r_{cp}$ )	10,2
Potência líquida produzida ( $\dot{W}_{elet}$ )	4.100 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expansor ( $T_3$ )	1.053°C
Eficiência de combustão ( $\eta_{cc}$ )	80%
Perda de carga na câmara de combustão ( $\phi_{cc}$ )	2%
Temperatura do ambiente de referência ( $T_0$ )	25°C
Pressão do ambiente de referência ( $P_0$ )	101,325 kPa
Eficiência do gerador elétrico ( $\eta_{ger}$ )	95%
<b>Chillers de absorção</b>	
Eficiência isentrópica das bombas ( $\eta_b$ )	70%
Efetividade dos trocadores de calor ( $\eta_b$ )	85%
Temperatura de condensação ( $T_{cond}$ )	30°C
Diferença de concentração de amônia entre os pontos 13 e 14 ou 27 e 28	0,1
Potência de refrigeração do chiller de -35°C ( $\dot{Q}_{refrig35}$ )	683,3 kW
Potência de refrigeração do chiller de -10°C ( $\dot{Q}_{refrig10}$ )	1.304 kW

Na Tabela 6.12 são mostrados os fluxos de massa e os estados termodinâmicos em cada ponto da planta mostrada na Figura 6.9, bem como a concentração de amônia nos pontos dos chillers. Os coeficientes de performance dos chillers de -35°C e -10°C obtidos neste caso são 0,22 e 0,38, respectivamente.

A Tabela 6.13 apresenta as eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica ( $\eta$  e  $\psi$ ), as potências consumidas ( $\dot{W}$ ), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ( $\dot{Q}$ ) e as taxas de irreversibilidades ( $\dot{I}$ ) nos principais equipamentos das plantas da Figura 6.9.

A Figura 6.10 mostra a variação da eficiência do conjunto turbina a gás e da potência elétrica líquida produzida em função da temperatura do ar na entrada do compressor (temperatura ambiente) para o caso 4.

A Figura 6.11 mostra a variação da temperatura dos gases na saída da turbina e da potência elétrica líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 4.

Tabela 6.12: Estados termodinâmicos da planta de eletricidade e refrigeração do caso 4.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)	$X$
<b>Turbina a Gás</b>							
1	15,997	101,3	25,0	0,0	6,881	0,0	-
2	15,997	1.033,5	337,4	322,0	6,948	301,9	-
3	16,300	1.012,8	1.053,0	235,8	8,046	954,2	-
4	16,300	101,3	576,6	-345,0	8,177	334,1	-
5	0,064	101,3	576,6	-345,0	8,177	334,1	-
6	16,236	101,3	576,6	-345,0	8,177	334,1	-
7	7,703	101,3	576,6	-345,0	8,177	334,1	-
8	7,703	101,3	150,0	-820,0	7,406	89,1	-
9	8,533	101,3	576,6	-345,0	8,177	334,1	-
10	8,533	101,3	150,0	-820,0	7,406	89,1	-
<b>Chiller de Absorção (-35°C)</b>							
11	4,670	82,3	30,0	-45,8	0,388	-151,2	0,269
12	4,670	1.155,4	30,2	-44,1	0,389	-149,5	0,269
13	4,670	1.155,4	112,6	315,3	1,436	183,7	0,269
14	4,101	1.155,4	141,7	495,5	1,798	354,9	0,169
15	4,101	1.155,4	47,3	86,2	0,681	-26,5	0,169
16	4,101	82,3	47,6	86,2	0,685	-26,6	0,169
17	1,368	1.155,4	141,7	1.906,3	5,743	1.667,1	0,705
18	0,800	1.155,4	69,2	72,9	0,842	-43,9	0,502
19	0,569	1.155,4	69,2	1.405,3	4,638	1.193,7	0,990
20	0,569	1.155,4	30,0	134,5	0,507	26,1	0,990
21	0,569	1.155,4	-18,5	-90,7	-0,302	-178,9	0,990
22	0,569	82,3	-37,2	-90,7	-0,283	-179,3	0,990
23	0,569	82,3	-35,0	1.110,6	4,778	895,4	0,990
24	0,569	82,3	13,6	1.335,8	5,656	1.098,7	0,990
<b>Chiller de Absorção (-10°C)</b>							
25	8,050	137,4	30,0	-76,4	0,347	-180,8	0,339
26	8,050	1.155,4	30,2	-74,8	0,348	-179,2	0,339
27	8,050	1.155,4	98,6	227,0	1,245	100,2	0,339
28	6,978	1.155,4	124,1	381,4	1,582	246,2	0,239
29	6,978	1.155,4	44,6	33,3	0,606	-77,5	0,239
30	6,978	137,4	44,8	33,3	0,610	-77,6	0,239
31	1,548	1.155,4	124,1	1.715,5	5,395	1.484,9	0,840
32	0,476	1.155,4	69,2	72,9	0,842	-43,9	0,502
33	1,072	1.155,4	69,2	1.405,3	4,638	1193,7	0,990
34	1,072	1.155,4	30,0	134,5	0,507	26,1	0,990
35	1,072	1.155,4	5,0	16,3	0,100	-81,9	0,990
36	1,072	137,4	-26,9	16,3	0,139	-82,9	0,990
37	1,072	137,4	-10,0	1.232,9	5,040	1.011,2	0,990
38	1,072	137,4	22,5	1.351,1	5,459	1.119,0	0,990

Tabela 6.13: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 4.

Equipamentos	$\eta$	$\psi$	$\dot{W}_{cons}$ (kW)	$\dot{W}_{prod}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$i$ (kW)
<b>Turbina a gás</b>						
Compressor	0,87	0,94	5.152	-	-	321
Câmara de combustão	0,80	0,79	-	-	-	4.078
Expansor	0,84	0,94	-	9.466	-	641
Gerador	0,95	-	-	4.100	-	214
Conjunto total	0,43	0,44	-	4.100	-	5.254
<b>Chiller de absorção -35°C</b>						
Bomba	0,70	0,97	8,02	-	-	0,20
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	1.678	7,74
Regenerador	0,85	-	-	-	3.110	-
Retificador	-	-	-	-	1.751	-
Condensador	-	-	-	-	722,9	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	128,1	0,97
Evaporador	-	-	-	-	683,3	-
Absorvedor	-	-	-	-	1.327	-
<b>Chiller de absorção -10°C</b>						
Bomba	0,70	0,97	13,38	-	-	0,33
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	2.429	10,18
Regenerador	0,85	-	-	-	3.455	-
Retificador	-	-	-	-	1.114	-
Condensador	-	-	-	-	1.362	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	126,7	0,32
Evaporador	-	-	-	-	1.304	-
Absorvedor	-	-	-	-	2.296	-

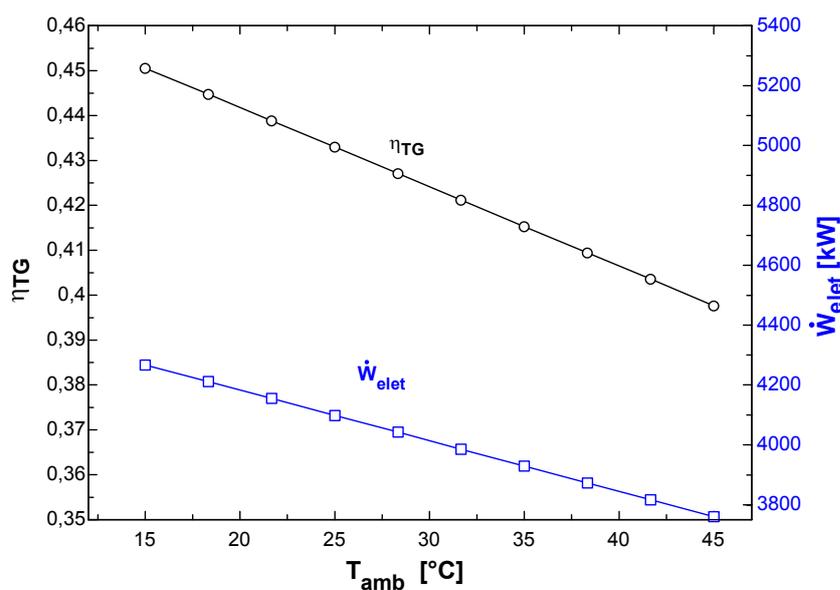


Figura 6.10: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 4.

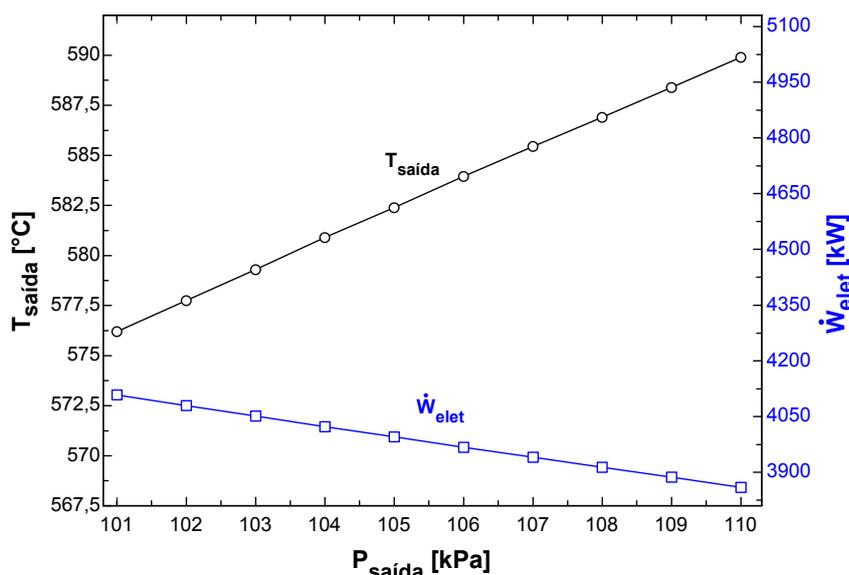


Figura 6.11: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 4.

Os comportamentos mostrados nas Figuras 6.10 e 6.11 são semelhantes ao do caso 3. Porém, para esta turbina, a variação da temperatura ambiente de 25°C para 35°C, diminui a potência líquida produzida de 4.100 kW para 3.930 kW (perda de 4,1%).

### 6.1.5. Análise Termodinâmica do Caso 5

Neste caso utilizou-se uma turbina a gás modelo MF-111 do fabricante Mitsubishi que tem capacidade de produção de 15.450 kW. Os gases de exaustão desta turbina são suficientes para alimentar os chillers de absorção que suprem as necessidades de refrigeração do frigorífico e, também, a caldeira de recuperação que produz o vapor demandado pelo processo industrial. O frigorífico necessita de 2.735,5 kW de energia elétrica para funcionar 24 horas por dia, pois toda a refrigeração é produzida pelos chillers de absorção alimentados pelos gases de exaustão da turbina a gás. Assim, o restante da energia elétrica produzida na turbina a gás (12.714,5 kW) é comercializado junto à concessionária, ou seja, o frigorífico passa a funcionar como produtor de energia elétrica.

Na Figura 6.12 é mostrada a planta de trigeriação estudada neste caso e na Tabela 6.14 estão as características de funcionamento da turbina a gás, da caldeira de recuperação e dos chillers de absorção.

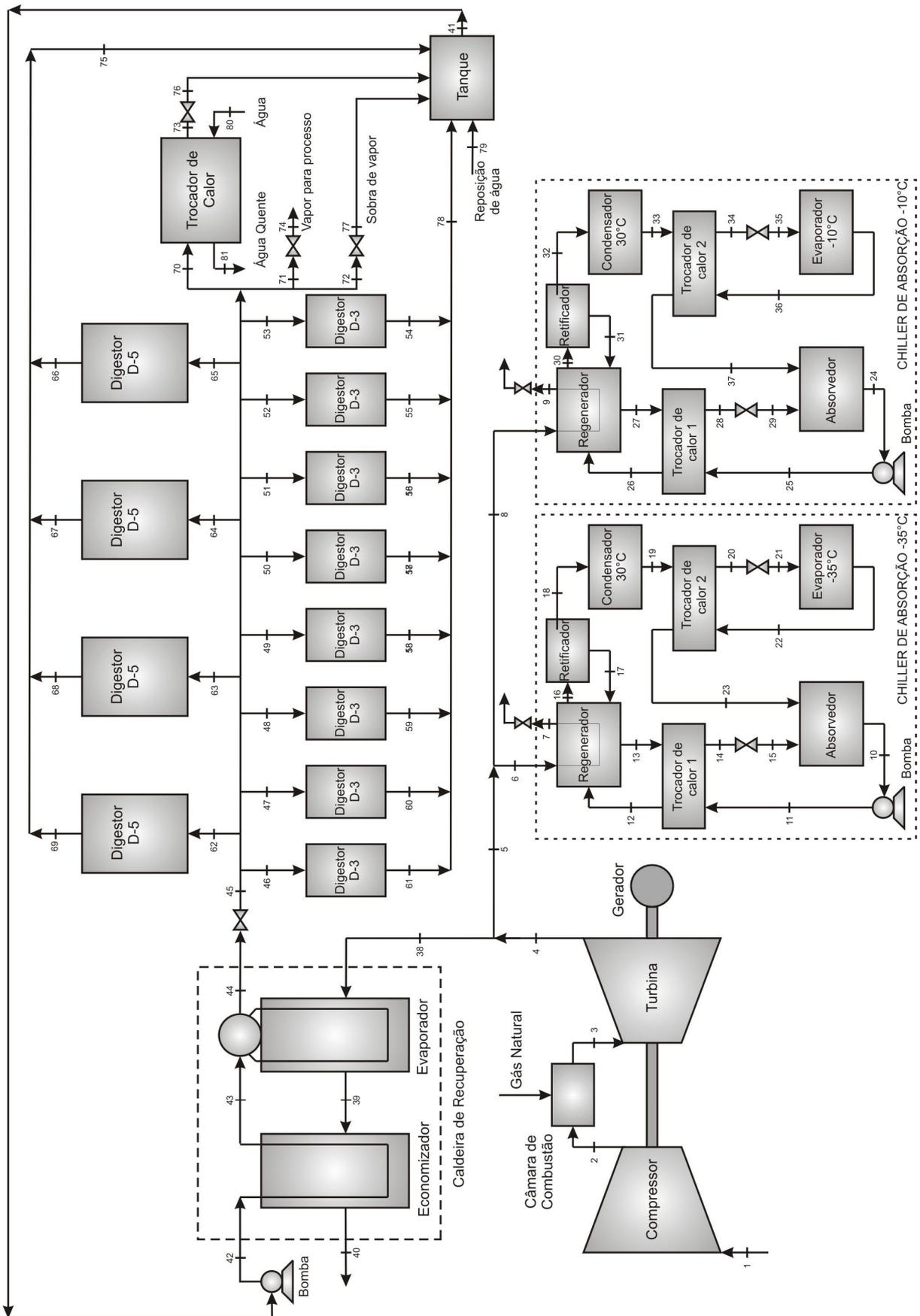


Figura 6.12: Planta para geração de eletricidade vapor e refrigeração do caso 5.

Tabela 6.14: Características da turbina a gás, da caldeira de recuperação e dos chillers de absorção do caso 5.

<b>Turbina a gás</b>	
Eficiência isentrópica do compressor ( $\eta_{cp;iso}$ )	87%
Fluxo de gases de exaustão na turbina ( $\dot{m}_{gases}$ )	55,4 kg/s
Razão de compressão ( $r_{cp}$ )	15,0
Potência líquida produzida ( $\dot{W}_{elet}$ )	15.450 kW
Temperatura dos gases de exaustão na entrada do expansor ( $T_3$ )	1.160°C
Eficiência de combustão ( $\eta_{CC}$ )	80%
Perda de carga na câmara de combustão ( $\phi_{CC}$ )	2%
Temperatura do ambiente de referência ( $T_0$ )	25°C
Pressão do ambiente de referência ( $P_0$ )	101,325 kPa
Eficiência do gerador elétrico ( $\eta_{ger}$ )	95%
<b>Caldeira de recuperação</b>	
<i>Approach</i> (APP)	15°C
<i>Pinch point</i> (PP)	25°C
Eficiência de troca de calor do evaporador ( $\eta_{eva}$ )	75%
Perda de pressão dos gases de exaustão no evaporador ( $\phi_{eva}$ )	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador ( $\phi_{eva,v}$ )	2%
Eficiência de troca de calor do economizador ( $\eta_{eco}$ )	75%
Perda de pressão dos gases de exaustão no economizador ( $\phi_{eco}$ )	0,05%
Perda de pressão do vapor de água no evaporador ( $\phi_{eco,v}$ )	2%
Eficiência da bomba de alimentação da caldeira de recuperação ( $\eta_{b1}$ )	70%
<b>Chillers de absorção</b>	
Eficiência isentrópica das bombas ( $\eta_b$ )	70%
Efetividade dos trocadores de calor ( $\eta_b$ )	85%
Temperatura de condensação ( $T_{cond}$ )	30°C
Diferença de concentração de amônia entre os pontos 12 e 13 ou 26 e 27	0,1
Potência de refrigeração do chiller de -35°C ( $\dot{Q}_{refrig35}$ )	1.708 kW
Potência de refrigeração do chiller de -10°C ( $\dot{Q}_{refrig10}$ )	3.260 kW

Na Tabela 6.15 são mostrados os fluxos de massa e os estados termodinâmicos em cada ponto da planta mostrada na Figura 6.12. A Tabela 6.16 apresenta as eficiências pela primeira e segunda leis da termodinâmica ( $\eta$  e  $\psi$ ), as potências consumidas ( $\dot{W}$ ), as taxas de geração e/ou transmissão de calor ( $\dot{Q}$ ) e as taxas de irreversibilidades ( $\dot{I}$ ) nos principais equipamentos da planta da Figura 6.12.

Os coeficientes de performance dos chillers de  $-35^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}$  obtidos neste caso são 0,22 e 0,38, respectivamente.

Tabela 6.15: Estados termodinâmicos da planta do caso 5.

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)	$X$
1	54,295	101,3	25,0	0,0	6,881	0,0	-
2	54,295	1.519,9	409,3	399,0	6,956	376,5	-
3	55,400	1.489,5	1.160,0	304,8	8,045	1.107,6	-
4	55,400	102,3	605,8	-379,7	8,227	368,9	-
5	37,802	102,3	605,8	-379,7	8,227	368,9	-
6	17,909	102,3	605,9	-379,7	8,227	368,9	-
7	17,909	102,3	150,0	-890,5	7,413	100,7	-
8	19,894	102,3	605,9	-379,7	8,227	368,9	-
9	19,894	102,3	150,0	-890,5	7,413	100,7	-
10	11,674	82,3	30,0	-45,8	0,388	-151,2	0,269
11	11,674	1.155,4	30,2	-44,1	0,389	-149,5	0,269
12	11,674	1.155,4	112,6	315,3	1,436	183,7	0,269
13	10,252	1.155,4	141,7	495,5	1,798	354,9	0,169
14	10,252	1.155,4	47,3	86,2	0,681	-26,5	0,169
15	10,252	82,3	47,6	86,2	0,685	-26,6	0,169
16	3,421	1.155,4	141,7	1.906,3	5,743	1.667,1	0,705
17	1,999	1.155,4	69,2	72,9	0,842	-43,9	0,502
18	1,422	1.155,4	69,2	1.405,3	4,638	1.193,7	0,990
19	1,422	1.155,4	30,0	134,5	0,507	26,1	0,990
20	1,422	1.155,4	-18,5	-90,7	-0,302	-178,9	0,990
21	1,422	82,3	-37,2	-90,7	-0,283	-179,3	0,990
22	1,422	82,3	-35,0	1.110,6	4,778	895,4	0,990
23	1,422	82,3	13,6	1.335,8	5,656	1.098,7	0,990
24	20,124	137,4	30,0	-76,4	0,347	-180,8	0,339
25	20,124	1.155,4	30,2	-74,8	0,348	-179,2	0,339
26	20,124	1.155,4	98,6	227,0	1,245	100,2	0,339
27	17,445	1.155,4	124,1	381,4	1,582	246,2	0,239
28	17,445	1.155,4	44,6	33,3	0,606	-77,5	0,239
29	17,445	137,4	44,8	33,3	0,610	-77,6	0,239
30	3,869	1.155,4	124,1	1.715,5	5,395	1.484,9	0,840
31	1,190	1.155,4	69,2	72,9	0,842	-43,9	0,502
32	2,679	1.155,4	69,2	1.405,3	4,638	1.193,7	0,990
33	2,679	1.155,4	30,0	134,5	0,507	26,1	0,990
34	2,679	1.155,4	5,0	16,3	0,100	-81,9	0,990
35	2,679	137,4	-26,9	16,3	0,139	-82,9	0,990
36	2,679	137,4	-10,0	1.232,9	5,040	1.011,2	0,990
37	2,679	137,4	22,5	1.351,1	5,459	1.119,0	0,990
38	17,598	102,3	605,9	-379,7	8,227	368,9	-
39	17,598	101,8	189,4	-848,6	7,509	113,9	-

Tabela 6.15: Estados termodinâmicos da planta do caso 5 (Continuação).

Pontos	$\dot{m}$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$T$ (°C)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg K)	$b$ (kJ/kg)	X
40	17,598	101,3	156,6	-883,4	7,433	101,9	-
41	2,901	294,2	112,1	470,4	1,442	45,1	-
42	2,901	717,9	112,2	471,0	1,442	45,6	-
43	2,901	703,6	149,4	629,7	1,835	87,1	-
44	2,901	689,5	164,4	2.762,7	6,713	765,7	-
45	2,901	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
46	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
47	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
48	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
49	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
50	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
51	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
52	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
53	0,139	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
54	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
55	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
56	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
57	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
58	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
59	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
60	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
61	0,139	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
62	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
63	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
64	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
65	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
66	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
67	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
68	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
69	0,194	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
70	0,694	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
71	0,194	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
72	0,123	540,0	159,7	2.762,7	6,820	733,9	-
73	0,694	540,0	100,0	419,4	1,307	34,4	-
74	0,194	101,3	143,3	2.762,7	7,575	508,7	-
75	0,778	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
76	0,694	294,2	100,0	419,4	1,307	34,2	-
77	0,123	294,2	150,6	2.762,7	7,091	653,1	-
78	1,111	294,2	90,0	377,1	1,192	26,2	-
79	0,194	294,2	25,0	105,0	0,367	0,2	-
80	5,555	202,7	25,0	105,0	0,367	0,0	-
81	5,555	202,7	95,0	397,9	1,249	30,0	-

Tabela 6.16: Eficiências, Potências, Taxas de Calor e de Irreversibilidades do caso 5.

Equipamentos	$\eta$	$\psi$	$\dot{W}_{cons}$ (kW)	$\dot{W}_{prod}$ (kW)	$\dot{Q}$ (kW)	$i$ (kW)
<b>Turbina a gás</b>						
Compressor	0,87	0,94	22.162	-	-	1.221
Câmara de combustão	0,80	0,82	-	-	-	13.177
Expansor	0,82	0,93	-	37.925	-	3.001
Gerador	0,95	-	-	15.450	-	813
Conjunto total	0,41	0,46	-	15.450	-	18.212
<b>Caldeira de recuperação</b>						
Evaporador	0,75	0,44	-	-	6.258,0	2.460
Economizador	0,75	0,57	-	-	390,6	1.915
Conjunto total	0,75	0,44	-	-	6.648,6	4.375
<b>Chiller de absorção -35°C</b>						
Bomba	0,70	0,97	20,04	-	-	0,20
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	1.678	7,74
Regenerador	0,85	-	-	-	3.110	-
Retificador	-	-	-	-	1.751	-
Condensador	-	-	-	-	722,9	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	128,1	0,97
Evaporador	-	-	-	-	683,3	-
Absorvedor	-	-	-	-	1.327	-
<b>Chiller de absorção -10°C</b>						
Bomba	0,70	0,97	33,44	-	-	0,33
Trocador de calor 1	0,85	0,99	-	-	2.429	10,18
Regenerador	0,85	-	-	-	3.455	-
Retificador	-	-	-	-	1.114	-
Condensador	-	-	-	-	1.362	-
Trocador de calor 2	0,85	0,99	-	-	126,7	0,32
Evaporador	-	-	-	-	1.304	-
Absorvedor	-	-	-	-	2.296	-

A Figura 6.13 mostra a variação da eficiência do conjunto turbina a gás e da potência elétrica líquida produzida em função da temperatura do ar na entrada do compressor (temperatura ambiente) para o caso 5. A Figura 6.14 mostra a variação da temperatura dos gases na saída da turbina e da potência elétrica líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 5.

Neste caso, a variação da temperatura ambiente de 25°C para 35°C, diminui a potência líquida produzida na turbina a gás de 15.450 kW para 14.740 kW (perda de 4,6%).

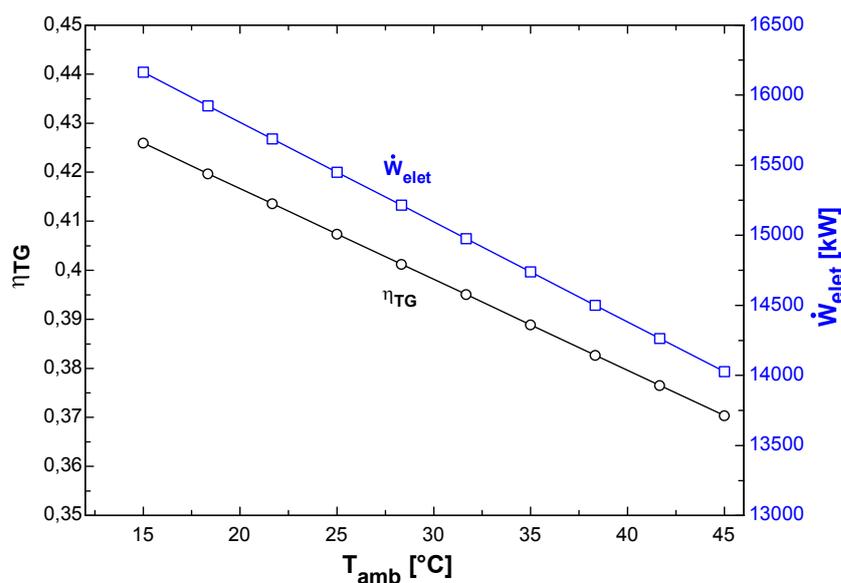


Figura 6.13: Eficiência e potência elétrica líquida da turbina a gás em função da temperatura do ar na entrada do compressor para o caso 5.

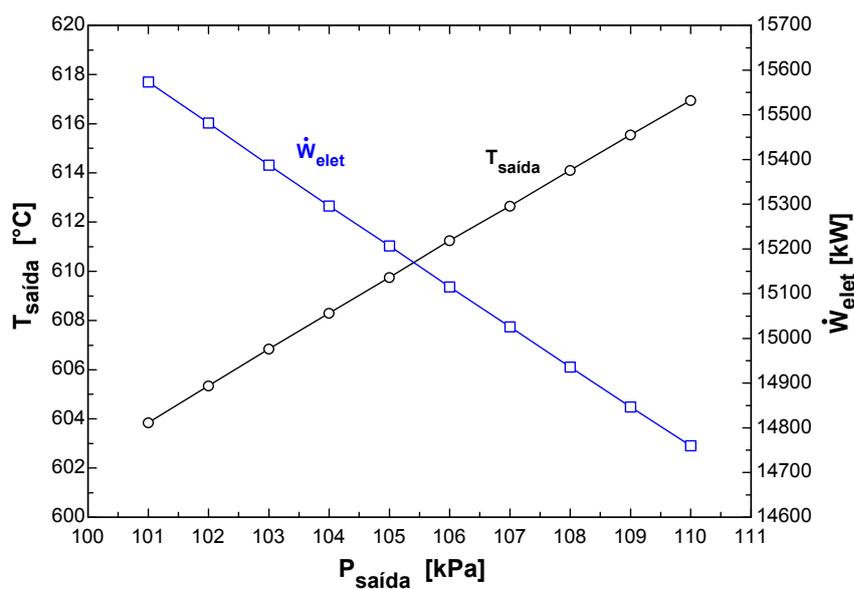


Figura 6.14: Temperatura dos gases na saída da turbina e potência líquida produzida em função da pressão de saída para o caso 5.

## 6.2. Resultados da Análise Termoeconômica

### 6.2.1. Considerações

#### 6.2.1.1. Estimativa do Capital Total Investido

O capital total investido para a implantação de uma instalação nova é estimado a partir dos custos dos equipamentos a serem adquiridos (CEA). De acordo com Bejan *et al.* (1996), cada parcela do capital total investido pode variar em uma faixa como foi mostrado na Tabela 5.1. Assim, para a análise termoeconômica dos casos propostos foram considerados os valores da Tabela 6.17 para cada parcela do custo total investido, sendo que estes valores adotados são valores comumente utilizados segundo Bejan *et al.* (1996).

Tabela 6.17: Parcelas do capital total investido.

<b>Aplicação</b>	<b>Percentual</b>
Custo dos equipamentos adquiridos (CEA)	100% CEA
Instalação dos equipamentos adquiridos	45% CEA
Tubulação	20% CEA
Instrumentação e controle	23% CEA
Materiais e equipamentos elétricos	11% CEA
Terreno	0% CEA
Trabalho estrutural e arquitetônico	20% CEA
Instalações auxiliares	65% CEA
Engenharia e supervisão	30% CEA
Construção civil	42,6% CEA
Imprevistos	37,5% CEA
Custos de partida da instalação	27,6% CEA
<b>Total do capital investido</b>	<b>421,7% CEA</b>

#### 6.2.1.2. Cronograma de Investimento

Para os sistemas em análise, adotou-se que todo o investimento é feito no ano zero.

#### 6.2.1.3. Vida Útil da Instalação

O período de amortização considerado é de 20 anos, sendo que os valores de venda dos equipamentos ao fim de sua vida útil são desconsiderados.

#### **6.2.1.4. Taxas de Juros**

A taxa de juros geralmente depende da origem do capital a ser utilizado. Guarinello Jr. (1997), por exemplo, recomenda uma taxa anual de 15% para investimento de risco e 12% para investimentos mais seguros. Nesse trabalho, a taxa de juros adotada é de 12% ao ano, que é a mesma utilizada por Bejan *et al.* (1996) para cogeração e que melhor representa o cenário econômico brasileiro.

### 6.2.2. Análise Termoeconômica do Caso 1

Neste caso não foi considerado nenhum custo de investimento, pois todo custo da planta está amortizado. Foram considerados apenas os custos anuais de operação e manutenção, que foram fornecidos pelo frigorífico e são mostrados na Tabela 6.18. As plantas de vapor e de refrigeração operam, em média, 4.400 e 7.000 horas por ano, respectivamente.

Tabela 6.18: Custos anuais de operação e manutenção do caso 1.

Equipamentos	Custos (R\$/ano)
<b>Planta de vapor</b>	
Tanque	0,00
Bomba	500,00
Caldeira 1	20.000,00
Caldeira 2	0,00
Digestores D-3	8.000,00
Digestores D-5	5.000,00
Trocador de calor	2.500,00
Válvula V1	0,00
Demais válvulas	0,00
Planta de vapor completa	36.000,00
<b>Planta de refrigeração</b>	
Planta de refrigeração completa	132.000,00
<b>Custo total</b>	<b>168.000,00</b>

As Tabelas 6.19 e 6.20 mostram as equações da análise termoeconômica da planta de vapor do caso 1 envolvendo os custos exergoeconômicos e exergéticos, respectivamente.

Para a análise termoeconômica, o custo exergoeconômico da eletricidade comprada da concessionária é de R\$ 0,24 por kWh e o custo da lenha que abastece a caldeira é de R\$ 22,00 por m<sup>3</sup>. Para os custos exergéticos, foi considerado que os custos exergéticos unitários da eletricidade e da lenha são iguais a 1.

As resoluções dos sistemas de equações apresentadas nas Tabelas 6.19 e 6.20 foram obtidas por meio do programa EES. Na Tabela 6.21 estão os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos das plantas de vapor do caso 1 (Figura 6.1).

Tabela 6.19: Equações do custo exergoeconômico da planta de vapor do caso 1.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Tanque	$c_0 \dot{B}_0 + c_{39} \dot{B}_{39} + \dot{Z}_{tanque}$	$c_1 \dot{B}_1$	$c_0 = 0$
Válvula do tanque	$c_{38} \dot{B}_{38} + \dot{Z}_{V,tanque}$	$c_{39} \dot{B}_{39}$	$c_{38} = c_{39}$
Bomba	$c_1 \dot{B}_1 + c_{elet} \dot{W}_b + \dot{Z}_b$	$c_2 \dot{B}_2$	$c_{elet}$
Caldeira 1	$c_3 \dot{B}_3 + c_{lenha} (\dot{m} PCI)_{lenha} + \dot{Z}_{cald}$	$c_5 \dot{B}_5$	$c_{lenha}$
Caldeira 2	-	-	-
Válvula V1	$c_7 \dot{B}_7 + \dot{Z}_{V1}$	$c_8 \dot{B}_8$	$c_7 = c_5$
Digestores D-3	$c_8 \dot{B}_8 - c_{Q;D3} \dot{Q}_{D3} + \dot{Z}_{D3}$	$c_{24} \dot{B}_{24}$	$c_9 = c_8; c_{24} = c_8$
			$c_{10} = c_8; c_{23} = c_{10}$
			$c_{11} = c_8; c_{22} = c_{11}$
			$c_{12} = c_8; c_{12} = c_{21}$
			$c_{13} = c_8; c_{13} = c_{20}$
			$c_{14} = c_8; c_{14} = c_{19}$
			$c_{15} = c_8; c_{15} = c_{18}$
Digestores D-5	$c_{25} \dot{B}_{25} - c_{Q;D5} \dot{Q}_{D5} + \dot{Z}_{D5}$	$c_{32} \dot{B}_{32}$	$c_{25} = c_8; c_{25} = c_{32}$
			$c_{26} = c_8; c_{26} = c_{31}$
			$c_{27} = c_8; c_{27} = c_{30}$
			$c_{28} = c_8; c_{28} = c_{29}$
Trocador de calor	$c_{33} \dot{B}_{33} + c_{40} \dot{B}_{40} + \dot{Z}_{TC}$	$c_{35} \dot{B}_{35} + c_{41} \dot{B}_{41}$	$c_{33} = c_8; c_{40} = 0$
Válvula do processo	$c_{34} \dot{B}_{34} + \dot{Z}_{VP}$	$c_{37} \dot{B}_{37}$	$c_{34} = c_8$

Tabela 6.20: Equações do custo exergetico da planta de vapor do caso 1.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Tanque	$k_0 \dot{B}_0 + k_{39} \dot{B}_{39}$	$k_1 \dot{B}_1$	$k_0 = 0$
Válvula do tanque	$k_{38} \dot{B}_{38}$	$k_{39} \dot{B}_{39}$	$k_{38} = k_{39}$
Bomba	$k_1 \dot{B}_1 + k_{elet} \dot{W}_b$	$k_2 \dot{B}_2$	$k_{elet} = 1$
Caldeira 1	$k_3 \dot{B}_3 + k_{lenha} (\dot{m} PCI)_{lenha}$	$k_5 \dot{B}_5$	$k_{lenha} = 1$
Caldeira 2	-	-	-
Válvula V1	$k_7 \dot{B}_7$	$k_8 \dot{B}_8$	$k_7 = k_5$
Digestores D-3	$k_8 \dot{B}_8 - k_{Q;D3} \dot{Q}_{D3}$	$k_{24} \dot{B}_{24}$	$k_9 = k_8; k_{24} = k_8$
			$k_{10} = k_8; k_{23} = k_{10}$
			$k_{11} = k_8; k_{22} = k_{11}$
			$k_{12} = k_8; k_{12} = k_{21}$
			$k_{13} = k_8; k_{13} = k_{20}$
			$k_{14} = k_8; k_{14} = k_{19}$
			$k_{15} = k_8; k_{15} = k_{18}$
$k_{16} = k_8; k_{16} = k_{17}$			
Digestores D-5	$k_{25} \dot{B}_{25} - k_{Q;D5} \dot{Q}_{D5}$	$k_{32} \dot{B}_{32}$	$k_{25} = k_8; k_{25} = k_{32}$
			$k_{26} = k_8; k_{26} = k_{31}$
			$k_{27} = k_8; k_{27} = k_{30}$
			$k_{28} = k_8; k_{28} = k_{29}$
Trocador de calor	$k_{33} \dot{B}_{33} + k_{40} \dot{B}_{40}$	$k_{35} \dot{B}_{35} + k_{41} \dot{B}_{41}$	$k_{33} = k_8; k_{40} = 0$
Válvula do processo	$k_{34} \dot{B}_{34}$	$k_{37} \dot{B}_{37}$	$k_{34} = k_8$

Tabela 6.21: Resultados termoeconômicos da planta de vapor do caso 1.

Pontos	Fluxo exergético (kW)	Custo exergético unitário	Custo exergeoeconômico (R\$/MWh)
0	0,0	0,000	0,00
1	34,8	6,542	180,90
2	38,6	6,027	198,11
3	38,6	6,027	198,11
4	0,0	-	-
5	2126,9	4,412	121,78
6	0,0	-	-
7	2126,9	4,412	121,78
8	2038,3	4,604	127,07
9	101,9	4,604	127,07
10	101,9	4,604	127,07
11	101,9	4,604	127,07
12	101,9	4,604	127,07
13	101,9	4,604	127,07
14	101,9	4,604	127,07
15	101,9	4,604	127,07
16	101,9	4,604	127,07
17	3,6	4,604	127,07
18	3,6	4,604	127,07
19	3,6	4,604	127,07
20	3,6	4,604	127,07
21	3,6	4,604	127,07
22	3,6	4,604	127,07
23	3,6	4,604	127,07
24	3,6	4,604	127,07
25	142,7	4,604	127,07
26	142,7	4,604	127,07
27	142,7	4,604	127,07
28	142,7	4,604	127,07
29	5,1	4,604	127,07
30	5,1	4,604	127,07
31	5,1	4,604	127,07
32	5,1	4,604	127,07
33	509,6	4,604	127,07
34	142,7	4,604	127,07
35	18,3	0,000	0,00
36	18,1	0,000	0,00
37	98,9	6,641	183,28
38	49,4	4,604	127,07
39	49,1	4,633	127,88
40	0,4	0,000	0,00
41	126,9	18,482	514,58

O custo do vapor produzido encontrado na análise termoeconômica é de R\$ 121,78/MWh, ou seja, R\$ 25,90 por tonelada de vapor.

Para a análise termoeconômica da planta de refrigeração do caso 1 (Figura 6.2), foi considerado apenas o ciclo global. Assim, foram utilizadas as seguintes equações para o cálculo dos custos exergéticos e exergoeconômicos da potência de refrigeração:

$$k_{elet}(\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + 7\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C8} + \dot{W}_{C9}) = k_{Q;refrig}(\dot{Q}_{eva;-10} + \dot{Q}_{eva;-35}) \quad (6.1)$$

$$c_{elet}(\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + 7\dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C8} + \dot{W}_{C9}) + \dot{Z}_{refrig} = c_{Q;refrig}(\dot{Q}_{eva;-10} + \dot{Q}_{eva;-35}) \quad (6.2)$$

sendo:

$c_{elet}$  : custo exergoeconômico da eletricidade (R\$/kJ);

$k_{elet}$  : custo exergético unitário da eletricidade (R\$/kJ);

$\dot{W}_{B1}$  : potência de acionamento da bomba B1 (kW);

$\dot{W}_{B2}$  : potência de acionamento da bomba B2 (kW);

$\dot{W}_{C1}$  : potência de acionamento individual dos compressores C1 a C7 (kW);

$\dot{W}_{C8}$  : potência de acionamento do compressor C8 (kW);

$\dot{W}_{C9}$  : potência de acionamento do compressor C9 (kW);

$\dot{Z}_{refrig}$  : custo anual de amortização da planta de refrigeração do caso 1 (R\$/s);

$k_{Q;refrig}$  : custo exergético unitário da refrigeração produzida (R\$/kJ);

$c_{Q;refrig}$  : custo exergoeconômico da refrigeração produzida (R\$/kJ);

$\dot{Q}_{eva;-10}$  : potência de refrigeração produzida no evaporador de -10°C (kW);

$\dot{Q}_{eva;-35}$  : potência de refrigeração produzida no evaporador de -35°C (kW).

Os custos exergéticos e exergoeconômicos obtidos para a potência de refrigeração são 0,36 e R\$ 92,76/MWh, respectivamente.

### 6.2.3. Análise Termoeconômica do Caso 2

Para o cálculo do custo anual de amortização, devem ser considerados os custos dos equipamentos novos a serem instalados, que neste caso são os equipamentos da planta adicional de refrigeração, e o custo de operação e manutenção anual. Tal como na planta de refrigeração do caso 1, a análise termoeconômica da planta adicional de refrigeração do caso 2 foi realizada sobre o ciclo global. A Tabela 6.22 mostra o custo dos equipamentos, o custo total investido, o custo de manutenção e operação (10% do custo dos equipamentos) e o valor anual de amortização. O valor a ser amortizado é calculado usando a formulação proposta por Bejan *et al.* (1996):

$$A = CTI \left[ \frac{j(1+j)^N}{(1+j)^N - 1} \right] \quad (6.3)$$

sendo:

$A$ : Valor da amortização anual;

$CTI$ : Valor do investimento;

$j$ : Taxa anual de juros;

$N$ : Período de amortização.

Tabela 6.22: Custos da planta adicional de refrigeração do caso 2.

Descrição	Custo (R\$)
Custo dos equipamentos	880.000,00
Custo total de investimento	3.710.960,00
Custo de operação e manutenção	88.000,00
Valor anual de amortização	584.819,00

As plantas deste caso (Figuras 6.1 a 6.3) operam 7.000 horas por ano. Os custos da energia elétrica e da lenha no caso 2 são os mesmos considerados no caso 1. Assim, análise termoeconômica das plantas das Figuras 6.1 e 6.2 já foram realizadas no caso anterior. Os custos exergéticos e exergoeconômicos da planta de refrigeração da Figura 6.3 foram obtidos através das seguintes equações.

$$k_{elet}(\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2}) = k_{Q;refrig}(\dot{Q}_{eva;-10} + \dot{Q}_{eva;-35}) \quad (6.4)$$

$$c_{elet}(\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{W}_{C1} + \dot{W}_{C2}) + \dot{Z}_{refrig} = c_{Q;refrig}(\dot{Q}_{eva;-10} + \dot{Q}_{eva;-35}) \quad (6.5)$$

sendo:

$\dot{W}_{B1}$  : potência de acionamento da bomba B1 (kW);

$\dot{W}_{B2}$  : potência de acionamento da bomba B2 (kW);

$\dot{W}_{C1}$  : potência de acionamento do compressor C1 (kW);

$\dot{W}_{C2}$  : potência de acionamento do compressor C2 (kW).

Os custos exerético unitário e exergoeconômico da potência de refrigeração produzida pela planta adicional de refrigeração são 0,36 e R\$ 128,50/MWh, respectivamente. Como no caso 1 a potência de refrigeração demandada pelo frigorífico é produzida nas plantas das Figuras 6.2 e 6.3, os custos médios da potência de refrigeração estão na Tabela 6.23. O custo do vapor produzido neste caso é o mesmo do caso 1, que é de R\$ 25,90 por tonelada.

Tabela 6.23: Custos da potência de refrigeração do caso 2.

Plantas	Custo exerético unitário	Custo exergoeconômico (R\$/MWh)
Planta da Figura 6.2	0,36	92,76
Planta da Figura 6.3	0,36	128,50
<b>Custo médio</b>	<b>0,36</b>	<b>107,10</b>

#### 6.2.4. Análise Termoeconômica do Caso 3

Primeiramente foram calculados os custos anuais de amortização, que são devidos à instalação da turbina a gás, da caldeira de recuperação e da planta adicional de refrigeração por compressão. O custo da planta de refrigeração é o mesmo mostrado na seção anterior. O custo total da turbina a gás foi obtido em *Gas Turbine World Handbook* (2002). Segundo Gomes (2001), o custo dos equipamentos que compõe a turbina a gás é dividido de acordo com a Tabela 6.24.

Tabela 6.24: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 3.

Equipamentos	Percentual (%)	Custo (R\$)
Compressor	25	999.343,00
Câmara de combustão	5	199.868,00
Expansor	25	999.343,00
Gerador	45	1.798.816,00
<b>Custo total</b>	<b>100</b>	<b>3.997.370,00</b>

O custo da caldeira de recuperação foi estimado em 11% do preço da turbina a gás (Modesto, 2004). Para encontrar os custos de cada trocador de calor da caldeira de recuperação, considerou que estes são proporcionais ao calor por eles trocados. Os valores dos custos da caldeira de recuperação estão na Tabela 6.25.

Tabela 6.25: Custos da caldeira de recuperação do caso 3.

<b>Equipamentos</b>	<b>Calor trocado (kW)</b>	<b>Custo (R\$)</b>
Evaporador	6.258	413.879,00
Economizador	390	25.832,00
<b>Total</b>	<b>6.648</b>	<b>439.711,00</b>

Os equipamentos do processo industrial são os mesmos que atualmente estão instalados no frigorífico. Assim, consideram-se apenas os custos de operação e manutenção destes equipamentos, pois os custos de investimento já estão amortizados. O custo de operação e manutenção das novas instalações é considerado como sendo 10 % do custo dos equipamentos.

A Tabela 6.26 mostra os custos de investimento, o custo de operação e manutenção e o custo anual de amortização para cada equipamento da planta da Figura 6.4.

Tabela 6.26: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 3.

<b>Equipamentos</b>	<b>Custo de Investimento (R\$)</b>	<b>Custo de operação e manutenção (R\$/ano)</b>	<b>Custo anual de amortização (R\$)</b>
<b>Conjunto Turbina a Gás</b>			
Compressor	4.214.227,00	99.934,00	664.130,00
Câmara combustão	842.845,00	19.987,00	132.826,00
Expansor	4.214.227,00	99.934,00	664.130,00
Gerador	7.585.609,00	179.882,00	1.195.434,00
<b>Conjunto Caldeira de Recuperação</b>			
Evaporador	1.745.328,00	41.388,00	275.050,00
Economizador	108.932,00	2.583,00	17.167,00
Bomba	338.331,00	8.023,00	53.318,00
<b>Total</b>	<b>19.049.499,00</b>	<b>451.731,00</b>	<b>3.002.055,00</b>

As Tabelas 6.27 e 6.28 mostram as equações da análise termoeconômica da planta mostrada na Figura 6.4 envolvendo os custos exergoeconômicos e exergéticos, respectivamente.

Tabela 6.27: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 3.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{B}_1 + c_{TG} \dot{W}_{cp} + \dot{Z}_{cp}$	$c_2 \dot{B}_2$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{B}_2 + c_{GAS} \dot{B}_{GAS} + \dot{Z}_{CC}$	$c_3 \dot{B}_3$	$c_{GAS}$
Expansor	$c_3 \dot{B}_3 + \dot{Z}_{exp}$	$c_4 \dot{B}_4 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_3 = c_4$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{mec} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG,elet} \dot{W}_{TG,elet}$	-
Sobra dos gases	$c_5 \dot{B}_5 + \dot{Z}_{val;sobra}$	$c_6 \dot{B}_6$	$c_5 = c_4$
Evaporador	$c_7 \dot{B}_7 + c_{12} \dot{B}_{12} + \dot{Z}_{evap}$	$c_8 \dot{B}_8 + c_{13} \dot{B}_{13}$	$c_7 = c_4; c_7 = c_8$
Economizador	$c_8 \dot{B}_8 + c_{11} \dot{B}_{11} + \dot{Z}_{eco}$	$c_9 \dot{B}_9 + c_{12} \dot{B}_{12}$	$c_8 = c_9$
Bomba da caldeira	$c_{10} \dot{B}_{10} + c_{TG,ele} \dot{W}_b + \dot{Z}_b$	$c_{11} \dot{B}_{11}$	-
Válvula redutora	$c_{13} \dot{B}_{13} + \dot{Z}_{VR}$	$c_{14} \dot{B}_{14}$	-
Digestores D-3	$c_{15} \dot{B}_{15} - c_{Q;D3} \dot{Q}_{D3} + \dot{Z}_{D3}$	$c_{30} \dot{B}_{30}$	$c_{15} = c_{14}; c_{15} = c_{30}$
			$c_{16} = c_{14}; c_{16} = c_{29}$
			$c_{17} = c_{14}; c_{17} = c_{28}$
			$c_{18} = c_{14}; c_{18} = c_{27}$
			$c_{19} = c_{14}; c_{19} = c_{26}$
			$c_{20} = c_{14}; c_{20} = c_{25}$
			$c_{21} = c_{14}; c_{21} = c_{24}$
Digestores D-5	$c_{31} \dot{B}_{31} - c_{Q;D5} \dot{Q}_{D5} + \dot{Z}_{D5}$	$c_{38} \dot{B}_{38}$	$c_{31} = c_{14}; c_{31} = c_{38}$
			$c_{32} = c_{14}; c_{32} = c_{37}$
			$c_{33} = c_{14}; c_{33} = c_{36}$
			$c_{34} = c_{14}; c_{34} = c_{35}$
Trocador de calor	$c_{39} \dot{B}_{39} + c_{49} \dot{B}_{49} + \dot{Z}_{TC}$	$c_{42} \dot{B}_{42} + c_{50} \dot{B}_{50}$	$c_{39} = c_{14}; c_{49} = 0$
Válvula do trocador	$c_{42} \dot{B}_{42} + \dot{Z}_{VT}$	$c_{45} \dot{B}_{45}$	-
Válvula do processo	$c_{40} \dot{B}_{40} + \dot{Z}_{VP}$	$c_{44} \dot{B}_{44}$	$c_{40} = c_{14}$
Válvula sobra vapor	$c_{41} \dot{B}_{41} + \dot{Z}_{SV}$	$c_{46} \dot{B}_{46}$	$c_{41} = c_{14}$
Tanque	$c_{44} \dot{B}_{44} + c_{45} \dot{B}_{45} + c_{46} \dot{B}_{46} + c_{47} \dot{B}_{47} + c_{48} \dot{B}_{48} + \dot{Z}_{tanque}$	$c_{10} \dot{B}_{10}$	$c_{48} = 0$

Tabela 6.28: Equações do custo exerético da planta do caso 3.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$k_1 \dot{B}_1 + k_{TG} \dot{W}_{cp}$	$k_2 \dot{B}_2$	$k_1 = 0$
Câmara de combustão	$k_2 \dot{B}_2 + k_{GAS} \dot{B}_{GAS}$	$k_3 \dot{B}_3$	$k_{GAS} = 1$
Expansor	$k_3 \dot{B}_3$	$k_4 \dot{B}_4 + k_{TG} \dot{W}_{exp}$	$k_3 = k_4$
Gerador	$k_{TG} \dot{W}_{mec}$	$k_{TG,elet} \dot{W}_{TG,elet}$	-
Sobra dos gases	$k_5 \dot{B}_5$	$k_6 \dot{B}_6$	$k_5 = k_4$
Evaporador	$k_7 \dot{B}_7 + k_{12} \dot{B}_{12}$	$k_8 \dot{B}_8 + k_{13} \dot{B}_{13}$	$k_7 = k_4; k_7 = k_8$
Economizador	$k_8 \dot{B}_8 + k_{11} \dot{B}_{11}$	$k_9 \dot{B}_9 + k_{12} \dot{B}_{12}$	$k_8 = k_9$
Bomba da caldeira	$k_{10} \dot{B}_{10} + k_{TG,ele} \dot{W}_b$	$k_{11} \dot{B}_{11}$	-
Válvula redutora	$k_{13} \dot{B}_{13}$	$k_{14} \dot{B}_{14}$	-
Digestores D-3	$k_{15} \dot{B}_{15} - k_{Q;D3} \dot{Q}_{D3}$	$k_{30} \dot{B}_{30}$	$k_{15} = k_{14}; k_{15} = k_{30}$
			$k_{16} = k_{14}; k_{16} = k_{29}$
			$k_{17} = k_{14}; k_{17} = k_{28}$
			$k_{18} = k_{14}; k_{18} = k_{27}$
			$k_{19} = k_{14}; k_{19} = k_{26}$
			$k_{20} = k_{14}; k_{20} = k_{25}$
			$k_{21} = k_{14}; k_{21} = k_{24}$
Digestores D-5	$k_{31} \dot{B}_{31} - k_{Q;D5} \dot{Q}_{D5}$	$k_{38} \dot{B}_{38}$	$k_{31} = k_{14}; k_{31} = k_{38}$
			$k_{32} = k_{14}; k_{32} = k_{37}$
			$k_{33} = k_{14}; k_{33} = k_{36}$
			$k_{34} = k_{14}; k_{34} = k_{35}$
Trocador de calor	$k_{39} \dot{B}_{39} + k_{49} \dot{B}_{49}$	$k_{42} \dot{B}_{42} + k_{50} \dot{B}_{50}$	$k_{39} = k_{14}; k_{49} = 0$
Válvula do trocador	$k_{42} \dot{B}_{42}$	$k_{45} \dot{B}_{45}$	-
Válvula do processo	$k_{40} \dot{B}_{40}$	$k_{44} \dot{B}_{44}$	$k_{40} = k_{14}$
Válvula sobra vapor	$k_{41} \dot{B}_{41}$	$k_{46} \dot{B}_{46}$	$k_{41} = k_{14}$
Tanque	$k_{44} \dot{B}_{44} + k_{45} \dot{B}_{45} + k_{46} \dot{B}_{46} + k_{47} \dot{B}_{47} + k_{48} \dot{B}_{48}$	$k_{10} \dot{B}_{10}$	$k_{48} = 0$

Para a análise termoeconômica, o custo exergoeconômico do gás natural é de R\$ 0,50/m<sup>3</sup> (R\$ 1,37 10<sup>-5</sup>/kJ ou R\$ 49,32/MWh) e o custo exergético unitário do gás natural igual a 1. Na Tabela 6.29 estão os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos nos pontos mostrados na planta da Figura 6.4 (caso 3). O custo exergético unitário e o custo exergoeconômico da energia elétrica produzida na turbina a gás são 1,655 e R\$ 139,10/MWh, respectivamente. O custo do vapor produzido na caldeira de recuperação obtido é de R\$ 46,38 por tonelada.

Conforme dito anteriormente, o caso 3 é composto pelas plantas mostradas nas Figuras 6.2 a 6.4. Na análise termoeconômica das plantas de refrigeração do caso 2 foi considerado que a energia elétrica era comprada da concessionária. Já neste caso, a energia elétrica fornecida para estas plantas é produzida na turbina a gás. Assim, a Tabela 6.30 mostra os custos exergoeconômicos para as plantas das Figuras 6.2 e 6.3, considerando o custo da energia elétrica produzida na turbina a gás como sendo R\$ 139,10/MWh.

Tabela 6.29: Resultados termoeconômicos da planta do caso 3.

Pontos	Fluxo exergético (kW)	Custo exergético unitário	Custo exergoeconômico (R\$/MWh)
1	0,0	1,000	0,00
2	7141,1	1,667	119,20
3	20369,0	1,457	85,77
4	6468,9	1,457	85,77
5	6468,9	1,457	85,77
6	6451,9	1,461	86,00
7	6468,9	1,457	85,77
8	2019,6	1,457	85,77
9	1835,4	1,457	85,77
10	149,7	4,312	285,30
11	151,1	4,291	334,70
12	255,4	3,590	269,50
13	2246,3	3,294	218,00
14	2153,0	3,437	227,50
15	101,9	3,437	227,50
16	101,9	3,437	227,50
17	101,9	3,437	227,50
18	101,9	3,437	227,50
19	101,9	3,437	227,50
20	101,9	3,437	227,50
21	101,9	3,437	227,50
22	101,9	3,437	227,50
23	3,6	3,437	227,50
24	3,6	3,437	227,50
25	3,6	3,437	227,50
26	3,6	3,437	227,50
27	3,6	3,437	227,50
28	3,6	3,437	227,50
29	3,6	3,437	227,50
30	3,6	3,437	227,50
31	142,7	3,437	227,50
32	142,7	3,437	227,50
33	142,7	3,437	227,50
34	142,7	3,437	227,50
35	5,1	3,437	227,50
36	5,1	3,437	227,50
37	5,1	3,437	227,50
38	5,1	3,437	227,50
39	509,6	3,437	227,50
40	142,7	3,437	227,50
41	114,5	3,437	227,50
42	23,9	3,437	227,50
43	98,9	4,958	328,10
44	20,3	3,437	227,50
45	23,7	3,458	228,80
46	101,9	3,863	255,60
47	29,1	3,437	227,50
48	0,0	0,000	0,00
49	0,3	0,000	0,00
50	166,6	10,019	665,20

Tabela 6.30: Custos exergeticos e exergoeconômicos das potências de refrigeração do caso 3.

Planta	Custo exergetico unitário	Custo exergoeconômico (R\$/MWh)
Planta de refrigeração atual (Figura 6.2)	0,36	56,42
Planta adicional de refrigeração (Figura 6.3)	0,36	91,94
<b>Custo médio</b>	<b>0,36</b>	<b>70,63</b>

#### 6.2.5. Análise Termoeconômica do Caso 4

As plantas que fazem parte do caso 4 operam 7.000 horas por anos e estão mostradas nas Figuras 6.1, 6.2 e 6.9. Neste caso, deve-se considerar o custo da energia elétrica produzida na turbina a gás para a análise termoeconômica de todas as plantas.

Para a planta da Figura 6.4, que contém uma turbina a gás e dois chillers de absorção, o custo foi estimado de maneira similar ao caso 3. O custo global da turbina foi obtido em *Gas Turbine World Handbook* (2002), sendo subdividido entre seus componentes de acordo com a Tabela 6.31.

Tabela 6.31: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 4.

Equipamentos	Percentual (%)	Custo (R\$)
Compressor	25	812.312,50
Câmara de combustão	5	162.462,50
Expansor	25	812.312,50
Gerador	45	1.462.162,50
<b>Custo total</b>	<b>100</b>	<b>3.249.250,00</b>

Foram considerados apenas os ciclos globais de cada chiller para a realização da análise termoeconômica. Para a determinação da amortização anual, os custos dos chillers considerados foram estimados de acordo com os fabricantes como mostrado na Tabela 6.32.

Tabela 6.32: Custos dos chillers de absorção do caso 4.

Equipamentos	Custo (R\$)
Chiller de absorção -10°C	2.608.000,00
Chiller de absorção -35°C	1.366.600,00

O custo de operação e manutenção dos novos equipamentos é considerado como sendo 10% do custo dos mesmos. Os custos de investimento e os custos anuais de operação e manutenção e de amortização para cada equipamento da planta do caso 4 (Figura 6.9) são apresentados na Tabela 6.33.

Tabela 6.33: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 4.

Equipamentos	Custo de investimento (R\$)	Custo de operação e manutenção (R\$/ano)	Custo anual de amortização (R\$)
<b>Conjunto turbina a gás</b>			
Compressor	3.468.002,00	81.199,00	545.491,00
Câmara de combustão	693.600,00	16.240,00	109.098,00
Expansor	3.468.002,00	81.199,00	545.491,00
Gerador	6.242.404,00	146.158,00	981.883,00
<b>Planta de refrigeração</b>			
Chiller -10°C	11.138.768,00	260.800,00	1.752.045,00
Chiller -35°C	5.836.749,00	136.660,00	918.077,00
<b>Total</b>	<b>30.847.525,00</b>	<b>722.256,00</b>	<b>4.852.085,00</b>

As Tabelas 6.34 e 6.35 mostram as equações da análise termoeconômica da planta do caso 4, mostrada na Figura 6.9, envolvendo os custos exergoeconômicos e exergéticos, respectivamente.

Tabela 6.34: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 4.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{B}_1 + c_{TG} \dot{W}_{cp} + \dot{Z}_{cp}$	$c_2 \dot{B}_2$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{B}_2 + c_{GAS} \dot{B}_{GAS} + \dot{Z}_{CC}$	$c_3 \dot{B}_3$	$c_{GAS}$
Expansor	$c_3 \dot{B}_3 + \dot{Z}_{exp}$	$c_4 \dot{B}_4 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_3 = c_4$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{mec} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG.elet} \dot{W}_{TG;elet}$	-
Sobra dos gases	-	-	$c_5 = c_4$
Chiller -35°C	$c_7 \dot{B}_7 + c_{elet} \dot{W}_{b35} + \dot{Z}_{Chiller35}$	$c_8 \dot{B}_8 + c_{ref35} \dot{Q}_{ref35}$	$c_7 = c_6; c_8 = 0$
Chiller -10°C	$c_9 \dot{B}_9 + c_{elet} \dot{W}_{b10} + \dot{Z}_{Chiller10}$	$c_{10} \dot{B}_{10} + c_{ref0} \dot{Q}_{ref10}$	$c_9 = c_7; c_{10} = 0$

Tabela 6.35: Equações do custo exerético da planta do caso 4.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$k_1 \dot{B}_1 + k_{TG} \dot{W}_{cp}$	$k_2 \dot{B}_2$	$k_1 = 0$
Câmara de combustão	$k_2 \dot{B}_2 + k_{GAS} \dot{B}_{GAS}$	$k_3 \dot{B}_3$	$k_{GAS} = 1$
Expansor	$k_3 \dot{B}_3$	$k_4 \dot{B}_4 + k_{TG} \dot{W}_{exp}$	$k_3 = k_4$
Gerador	$k_{TG} \dot{W}_{mec}$	$k_{TG,elet} \dot{W}_{TG,elet}$	-
Sobra dos gases	$k_5 \dot{B}_5$	$k_6 \dot{B}_6$	$k_5 = k_4$
Chiller -35°C	$k_7 \dot{B}_7 + k_{elet} \dot{W}_{b35}$	$k_8 \dot{B}_8 + k_{ref35} \dot{Q}_{ref35}$	$k_7 = k_6 ; k_8 = 0$
Chiller -10°C	$k_9 \dot{B}_9 + k_{elet} \dot{W}_{b10}$	$k_{10} \dot{B}_{10} + k_{ref10} \dot{Q}_{ref10}$	$k_9 = k_7 ; k_{10} = 0$

Neste caso, também foi adotado o valor de 1 e R\$ 0,50/m<sup>3</sup> (R\$ 49,32/MWh) para os custos exerético e exergeoeconômico do gás natural, respectivamente. Na Tabela 6.36 estão os fluxos exeréticos, os custos exeréticos unitários e os custos exergeoeconômicos da planta mostrada na Figura 6.9 (caso 4). Vale ressaltar que os equipamentos que compõem os chillers não foram estudados individualmente, ou seja, cada chiller foi considerado como um só conjunto.

Tabela 6.36: Resultados termoeconômicos da planta do caso 4.

Pontos	Fluxo exerético (kW)	Custo exerético unitário	Custo exergeoeconômico (R\$/MWh)
1	0,0	0,000	0,00
2	4.829,9	1,677	123,00
3	15.553,5	1,472	86,14
4	5.446,7	1,472	86,14
5	5.446,7	1,472	86,14
6	5.446,7	1,472	86,14
7	5.446,7	1,472	86,14
8	1.453,1	0,000	0,00
9	5.446,7	1,472	86,14
10	1.453,1	0,000	0,00

Os custos exeréticos unitários e o custo exergeoeconômico da energia elétrica produzida na turbina a gás do caso 4 são 1,655 e R\$ 139,70/MWh, respectivamente.

Utilizando o custo da energia elétrica produzida na turbina a gás, foi obtido um custo de R\$ 25,87 por tonelada de vapor na planta da Figura 6.1. A Tabela 6.37

mostra os custos da potência de refrigeração da planta da Figura 6.2 e dos chillers da Figura 6.9.

Tabela 6.37: Custos das potências de refrigeração do caso 4.

<b>Planta</b>	<b>Custo exergoeconômico (R\$/MWh)</b>
Planta de refrigeração atual (Figura 6.2)	56,64
Chiller -10°C (Figura 6.9)	553,15
Chiller -35°C (Figura 6.9)	880,13
<b>Custo médio</b>	<b>300,20</b>

### 6.2.6. Análise Termoeconômica do Caso 5

A Tabela 6.38 mostra o custo total da turbina a gás obtido no *Gas Turbine World Handbook* (2002) e também a divisão deste custo entre os equipamentos que compõe esta turbina. O custo total da caldeira de recuperação aqui considerado é o mesmo do caso 3, sendo que é dividido proporcionalmente ao calor trocado em cada equipamento como mostrado na Tabela 6.39.

Tabela 6.38: Custos dos equipamentos da turbina a gás do caso 5.

<b>Equipamentos</b>	<b>Percentual (%)</b>	<b>Custo (R\$)</b>
Compressor	25	3.061.031,25
Câmara de combustão	5	612.206,25
Expansor	25	3.061.031,25
Gerador	45	5.509.856,25
<b>Custo total</b>	<b>100</b>	<b>12.244.125,00</b>

Tabela 6.39: Custos da caldeira de recuperação do caso 5.

<b>Equipamentos</b>	<b>Calor trocado (kW)</b>	<b>Custo (R\$)</b>
Evaporador	6.188	409.275,00
Economizador	460	30.436,00
<b>Custo total</b>	<b>6.648</b>	<b>439.711,00</b>

Como em todas as demais plantas de refrigeração estudadas neste trabalho, neste caso também foram considerados apenas os ciclos globais de cada chiller. A Tabela 6.40 mostra os custos de cada chiller utilizado no caso 5.

Tabela 6.40: Custos dos chillers de absorção do caso 5.

<b>Equipamentos</b>	<b>Custo (R\$)</b>
Chiller de absorção -10°C	6.520.000,00
Chiller de absorção -35°C	3.416.667,00
<b>Custo total</b>	<b>9.936.667,00</b>

O custo de operação e manutenção dos novos equipamentos é considerado como sendo 10% do custo dos mesmos. Os custos de investimento e os custos anuais de operação e manutenção e de amortização para cada equipamento da planta do caso 5 (Figura 6.12) estão na Tabela 6.41.

Os equipamentos do processo industrial são os mesmos que atualmente estão instalados no frigorífico. Assim, são considerados apenas os custos de operação e manutenção destes equipamentos, pois os custos de investimento já estão amortizados. O custo anual de operação e manutenção das novas instalações é considerado como sendo 10% do custo dos equipamentos.

Tabela 6.41: Custos e amortizações para os equipamentos novos do caso 5.

<b>Equipamentos</b>	<b>Custo de Investimento (R\$)</b>	<b>Custo de operação e manutenção (R\$/ano)</b>	<b>Custo anual de amortização (R\$)</b>
<b>Conjunto Turbina a Gás</b>			
Compressor	12.908.369,00	306.103,00	2.034.260,00
Câmara de combustão	2.581.674,00	61.221,00	406.852,00
Expansor	12.908.369,00	306.103,00	2.034.260,00
Gerador	23.235.064,00	550.986,00	3.661.668,00
<b>Planta de refrigeração</b>			
Chiller -10°C	27.494.840,00	652.000,00	4.332.976,00
Chiller -35°C	14.408.083,00	341.667,00	2.270.603,00
<b>Conjunto Caldeira de Recuperação</b>			
Evaporador	1.725.911,00	40.927,00	271.990,00
Economizador	128.351,00	3.044,00	20.227,00
Bomba	335.714,00	7.961,00	52.906,00
<b>Total</b>	<b>95.726.375,00</b>	<b>2.270.012,00</b>	<b>15.085.742,00</b>

As Tabelas 6.42 e 6.43 mostram as equações da análise termoeconômica da planta mostrada na Figura 6.12 envolvendo os custos exergoeconômicos e exergéticos, respectivamente.

Tabela 6.42: Equações do custo exergoeconômico da planta do caso 5.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$c_1 \dot{B}_1 + c_{TG} \dot{W}_{cp} + \dot{Z}_{cp}$	$c_2 \dot{B}_2$	$c_1 = 0$
Câmara de combustão	$c_2 \dot{B}_2 + c_{GAS} \dot{B}_{GAS} + \dot{Z}_{CC}$	$c_3 \dot{B}_3$	$c_{GAS}$
Expansor	$c_3 \dot{B}_3 + \dot{Z}_{exp}$	$c_4 \dot{B}_4 + c_{TG} \dot{W}_{exp}$	$c_3 = c_4$
Gerador	$c_{TG} \dot{W}_{mec} + \dot{Z}_{ge}$	$c_{TG;elet} \dot{W}_{TG;elet}$	-
Chiller -35°C	$c_6 \dot{B}_6 + c_{elet} \dot{W}_{b35} + \dot{Z}_{Chiller35}$	$c_7 \dot{B}_7 + c_{ref35} \dot{Q}_{ref35}$	$c_6 = c_4 ; c_7 = 0$
Chiller -10°C	$c_8 \dot{B}_8 + c_{elet} \dot{W}_{b10} + \dot{Z}_{Chiller10}$	$c_9 \dot{B}_9 + c_{ref10} \dot{Q}_{ref10}$	$c_8 = c_4 ; c_9 = 0$
Evaporador	$c_{38} \dot{B}_{38} + c_{43} \dot{B}_{43} + \dot{Z}_{evap}$	$c_{39} \dot{B}_{39} + c_{44} \dot{B}_{44}$	$c_{38} = c_4 ; c_{38} = c_{39}$
Economizador	$c_{39} \dot{B}_{39} + c_{42} \dot{B}_{42} + \dot{Z}_{eco}$	$c_{40} \dot{B}_{40} + c_{43} \dot{B}_{43}$	$c_{39} = c_{40}$
Bomba da caldeira	$c_{41} \dot{B}_{41} + c_{TG;ele} \dot{W}_b + \dot{Z}_b$	$c_{42} \dot{B}_{42}$	-
Válvula redutora	$c_{44} \dot{B}_{44} + \dot{Z}_{VR}$	$c_{45} \dot{B}_{45}$	-
Digestores D-3	$c_{46} \dot{B}_{46} - c_{Q;D3} \dot{Q}_{D3} + \dot{Z}_{D3}$	$c_{61} \dot{B}_{61}$	$c_{46} = c_{45} ; c_{46} = c_{61}$
			$c_{47} = c_{45} ; c_{47} = c_{60}$
			$c_{48} = c_{45} ; c_{48} = c_{59}$
			$c_{49} = c_{45} ; c_{49} = c_{58}$
			$c_{50} = c_{45} ; c_{50} = c_{57}$
			$c_{51} = c_{45} ; c_{51} = c_{56}$
			$c_{52} = c_{45} ; c_{52} = c_{55}$
Digestores D-5	$c_{62} \dot{B}_{62} - c_{Q;D5} \dot{Q}_{D5} + \dot{Z}_{D5}$	$c_{69} \dot{B}_{69}$	$c_{62} = c_{45} ; c_{62} = c_{69}$
			$c_{63} = c_{45} ; c_{63} = c_{68}$
			$c_{64} = c_{45} ; c_{64} = c_{67}$
			$c_{65} = c_{45} ; c_{65} = c_{66}$
Trocador de calor	$c_{70} \dot{B}_{70} + c_{80} \dot{B}_{80} + \dot{Z}_{TC}$	$c_{73} \dot{B}_{73} + c_{81} \dot{B}_{81}$	$c_{70} = c_{45} ; c_{80} = 0$
Válvula do trocador	$c_{73} \dot{B}_{73} + \dot{Z}_{VT}$	$c_{76} \dot{B}_{76}$	-
Válvula do processo	$c_{71} \dot{B}_{71} + \dot{Z}_{VP}$	$c_{74} \dot{B}_{74}$	$c_{71} = c_{45}$
Válvula sobra vapor	$c_{72} \dot{B}_{72} + \dot{Z}_{SV}$	$c_{77} \dot{B}_{77}$	$c_{72} = c_{45}$
Tanque	$c_{75} \dot{B}_{75} + c_{76} \dot{B}_{76} + c_{77} \dot{B}_{77} + c_{78} \dot{B}_{78} + c_{79} \dot{B}_{79} + \dot{Z}_{tanque}$	$c_{41} \dot{B}_{41}$	$c_{79} = 0$

Tabela 6.43: Equações do custo exergético da planta do caso 5.

Componente	Entradas	Saídas	Eq. Auxiliar
Compressor	$k_1 \dot{B}_1 + k_{TG} \dot{W}_{cp}$	$k_2 \dot{B}_2$	$k_1 = 0$
Câmara de combustão	$k_2 \dot{B}_2 + k_{GAS} \dot{B}_{GAS}$	$k_3 \dot{B}_3$	$k_{GAS} = 1$
Expansor	$k_3 \dot{B}_3$	$k_4 \dot{B}_4 + k_{TG} \dot{W}_{exp}$	$k_3 = k_4$
Gerador	$k_{TG} \dot{W}_{mec}$	$k_{TG;elet} \dot{W}_{TG;elet}$	-
Chiller -35°C	$k_6 \dot{B}_6 + k_{elet} \dot{W}_{b35}$	$k_7 \dot{B}_7 + k_{ref35} \dot{Q}_{ref35}$	$k_6 = k_4; k_7 = 0$
Chiller -10°C	$k_8 \dot{B}_8 + k_{elet} \dot{W}_{b10}$	$k_9 \dot{B}_9 + k_{ref10} \dot{Q}_{ref10}$	$k_8 = k_4; k_9 = 0$
Evaporador	$k_{38} \dot{B}_{38} + k_{43} \dot{B}_{43}$	$k_{39} \dot{B}_{39} + k_{44} \dot{B}_{44}$	$k_{38} = k_4; k_{38} = k_{39}$
Economizador	$k_{39} \dot{B}_{39} + k_{42} \dot{B}_{42}$	$k_{40} \dot{B}_{40} + k_{43} \dot{B}_{43}$	$k_{39} = k_{40}$
Bomba da caldeira	$k_{41} \dot{B}_{41} + k_{TG;ele} \dot{W}_b$	$k_{42} \dot{B}_{42}$	-
Válvula redutora	$k_{44} \dot{B}_{44}$	$k_{45} \dot{B}_{45}$	-
Digestores D-3	$k_{46} \dot{B}_{46} - k_{Q;D3} \dot{Q}_{D3}$	$k_{61} \dot{B}_{61}$	$k_{46} = k_{45}; k_{46} = k_{61}$
			$k_{47} = k_{45}; k_{47} = k_{60}$
			$k_{48} = k_{45}; k_{48} = k_{59}$
			$k_{49} = k_{45}; k_{49} = k_{58}$
			$k_{50} = k_{45}; k_{50} = k_{57}$
			$k_{51} = k_{45}; k_{51} = k_{56}$
			$k_{52} = k_{45}; k_{52} = k_{55}$
Digestores D-5	$k_{62} \dot{B}_{62} - k_{Q;D5} \dot{Q}_{D5}$	$k_{69} \dot{B}_{69}$	$k_{62} = k_{45}; k_{62} = k_{69}$
			$k_{63} = k_{45}; k_{63} = k_{68}$
			$k_{64} = k_{45}; k_{64} = k_{67}$
			$k_{65} = k_{45}; k_{65} = k_{66}$
Trocador de calor	$k_{70} \dot{B}_{70} + k_{80} \dot{B}_{80}$	$k_{73} \dot{B}_{73} + k_{81} \dot{B}_{81}$	$k_{70} = k_{45}; k_{80} = 0$
Válvula do trocador	$k_{73} \dot{B}_{73}$	$k_{76} \dot{B}_{76}$	-
Válvula do processo	$k_{71} \dot{B}_{71}$	$k_{74} \dot{B}_{74}$	$k_{71} = k_{45}$
Válvula sobra vapor	$k_{72} \dot{B}_{72}$	$k_{77} \dot{B}_{77}$	$k_{72} = k_{45}$
Tanque	$k_{75} \dot{B}_{75} + k_{76} \dot{B}_{76} + k_{77} \dot{B}_{77} + k_{78} \dot{B}_{78} + k_{79} \dot{B}_{79}$	$k_{41} \dot{B}_{41}$	$k_{79} = 0$

Para a análise termoeconômica do caso 5, o custo exergoeconômico e o custo exergético unitário do gás natural foram considerados iguais ao do caso 3 (R\$ 49,32/MWh e 1, respectivamente). Os fluxos exergéticos, os custos exergéticos unitários e os custos exergoeconômicos dos pontos da planta do caso 5 estão na Tabela 6.44. Os pontos 10 a 37 não se encontram na Tabela 6.44 porque a análise termoeconômica foi aplicada sobre os ciclos globais de cada chiller, não analisando os pontos dos componentes dos chillers. Os custos exergoeconômicos da potência de refrigeração produzida no caso 5 estão na Tabela 6.45.

O custo exergético unitário e o custo exergoeconômico da energia elétrica produzida na turbina a gás são 1,618 e R\$ 137,10/MWh, respectivamente. O custo do vapor produzido na caldeira de recuperação neste caso é de R\$ 45,97 por tonelada.

Tabela 6.44: Resultados termoeconômicos da planta do caso 5.

Pontos	Fluxo exergetico (kW)	Custo exergetico unitario	Custo exergeticoeconomico (R\$/MWh)
1	0,0	1,000	0,00
2	20.441,3	1,629	118,16
3	61.362,7	1,424	83,79
4	20.436,1	1,424	83,79
5	20.436,1	1,424	83,79
6	20.436,1	1,424	83,79
7	5.579,1	0,000	0,00
8	20.436,1	1,424	83,79
9	5.579,1	0,000	0,00
38	6.491,5	1,424	83,79
39	2.005,2	1,424	83,79
40	1.794,1	1,424	83,79
41	130,9	4,264	282,30
42	132,3	4,240	338,33
43	252,6	3,412	258,70
44	2.221,3	3,264	216,13
45	2.129,0	3,406	225,50
46	101,9	3,406	225,50
47	101,9	3,406	225,50
48	101,9	3,406	225,50
49	101,9	3,406	225,50
50	101,9	3,406	225,50
51	101,9	3,406	225,50
52	101,9	3,406	225,50
53	101,9	3,406	225,50
54	3,6	3,406	225,50
55	3,6	3,406	225,50
56	3,6	3,406	225,50
57	3,6	3,406	225,50
58	3,6	3,406	225,50
59	3,6	3,406	225,50
60	3,6	3,406	225,50
61	3,6	3,406	225,50
62	142,7	3,406	225,50
63	142,7	3,406	225,50
64	142,7	3,406	225,50
65	142,7	3,406	225,50
66	5,1	3,406	225,50
67	5,1	3,406	225,50
68	5,1	3,406	225,50
69	5,1	3,406	225,50
70	509,6	3,406	225,50
71	142,7	3,406	225,50
72	90,5	3,406	225,50
73	23,9	3,406	225,50
74	98,9	4,913	325,28
75	20,3	3,406	225,50
76	23,7	3,426	226,85
77	80,5	3,827	253,40
78	29,1	3,406	225,50
79	0,0	0,000	0,00
80	0,3	0,000	0,00
81	166,6	9,927	659,43

Tabela 6.45: Custos exergoeconômicos das potências de refrigeração do caso 5.

Planta	Custo exergoeconômico (R\$/MWh)
Chiller -10 °C	715,69
Chiller -35 °C	1.192,85
<b>Custo médio</b>	<b>879,80</b>

### 6.3. Análise Comparativa e Paramétrica

A seguir serão realizadas análises comparativas e paramétricas entre as plantas térmicas consideradas neste trabalho. A análise do caso 1 foi realizada apenas para simular a situação energética atual do frigorífico, sendo que, para efeito de comparação, serão consideradas todas as outras plantas (casos 2 a 5) que operam no regime de 24 horas e com capacidade de abate de 2.500 bovinos.

Assim, a Tabela 6.46 mostra os custos específicos do vapor, da refrigeração e da energia elétrica e a Figura 6.15 apresenta os custos anuais do vapor, da refrigeração e da eletricidade, para cada um desses casos.

Tabela 6.46: Custos do vapor, da refrigeração e da eletricidade para os casos 2 a 5.

Custos	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Custo do vapor (R\$/t)	25,90	46,38	25,87	45,97
Custo da refrigeração (R\$/MWh)	107,10	70,63	300,20	879,80
Custo da energia elétrica (R\$/MWh)	240,00	139,10	139,70	137,10

Na Tabela 6.47 estão os investimentos anuais para os casos 2 a 5, que são compostos pelos custos dos insumos e pelas amortizações anuais das plantas.

Tabela 6.47: Investimentos anuais para os casos 2 a 5.

Investimento	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Lenha (R\$)	1.731.667,72	-	1.731.667,72	-
Eletricidade (R\$)	8.400.000,00	-	-	(-)13.350.225,00
Gás Natural (R\$)	-	6.137.117,07	5.109.927,73	18.676.811,87
Amortizações anuais (R\$)	584.819,00	3.586.874,00	4.852.085,00	15.085.742,00
<b>Investimento anual (R\$)</b>	<b>10.716.486,72</b>	<b>9.723.991,07</b>	<b>11.693.680,45</b>	<b>20.412.328,87</b>

O valor da eletricidade do caso 5 de R\$ 13.350.225,00 é devido à venda do excedente de energia comercializado junto à concessionária no valor de R\$ 150,00 por MWh.

Analisando os resultados da Tabela 6.46 e tendo como base o caso 2, que utiliza equipamentos tradicionais para o setor frigorífico, verifica-se que o caso 3 apresenta uma economia anual de R\$ 992.495,65. Assim, neste caso verifica-se que existe viabilidade para a utilização do gás natural no frigorífico com a instalação de uma turbina a gás acoplada a uma caldeira de recuperação.

Já para a instalação do caso 4, que utiliza uma turbina a gás e chillers de absorção, os investimentos anuais superam os da planta do caso 2, inviabilizando a sua implantação devido aos altos custos dos novos equipamentos a serem instalados, principalmente dos chillers de absorção.

No caso 5, o investimento é ainda maior, tendo assim um gasto anual muito maior devido às amortizações. Porém, caso o preço de venda da energia excedente produzida na turbina a gás tenha um valor maior, o investimento líquido anual nesta planta diminuirá, como mostrado na Figura 6.15.

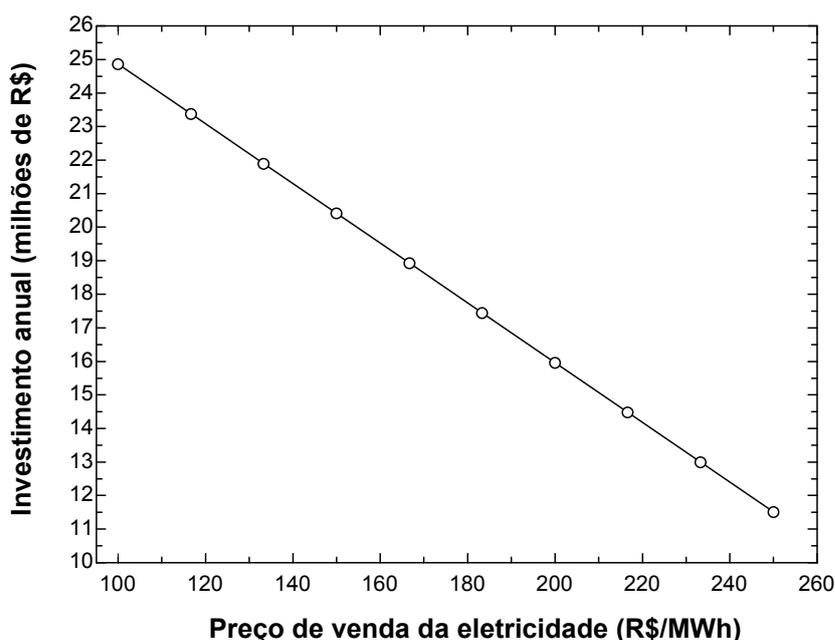


Figura 6.15: Investimento líquido anual no caso 5 em função do preço de venda da eletricidade.

Observa-se que quanto maior o preço de venda do excedente de energia elétrica produzida na turbina a gás, menor será o investimento líquido anual no caso 5. Caso o preço de venda seja igual ao valor que o frigorífico paga atualmente, ou seja, R\$ 240,00 por MWh, o investimento líquido anual será de aproximadamente 12,4 milhões de reais.

Nas Figuras 6.16 e 6.17 são mostradas, respectivamente, as variações do custo do vapor e do custo da produção de eletricidade para os casos 3, 4 e 5, em função do valor de compra do gás natural.

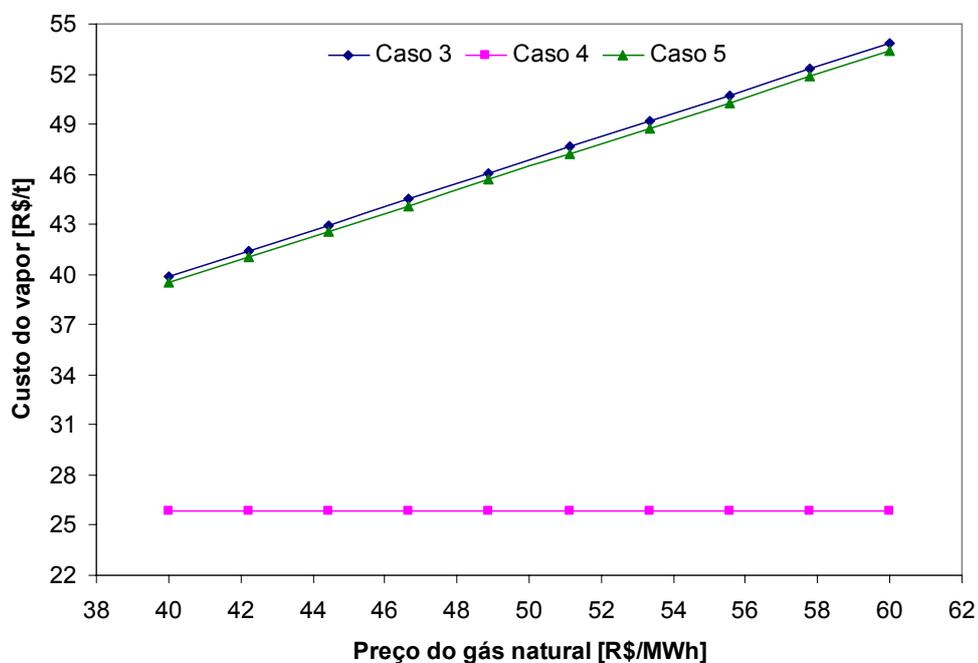


Figura 6.16: Custos do vapor em função do valor do gás natural.

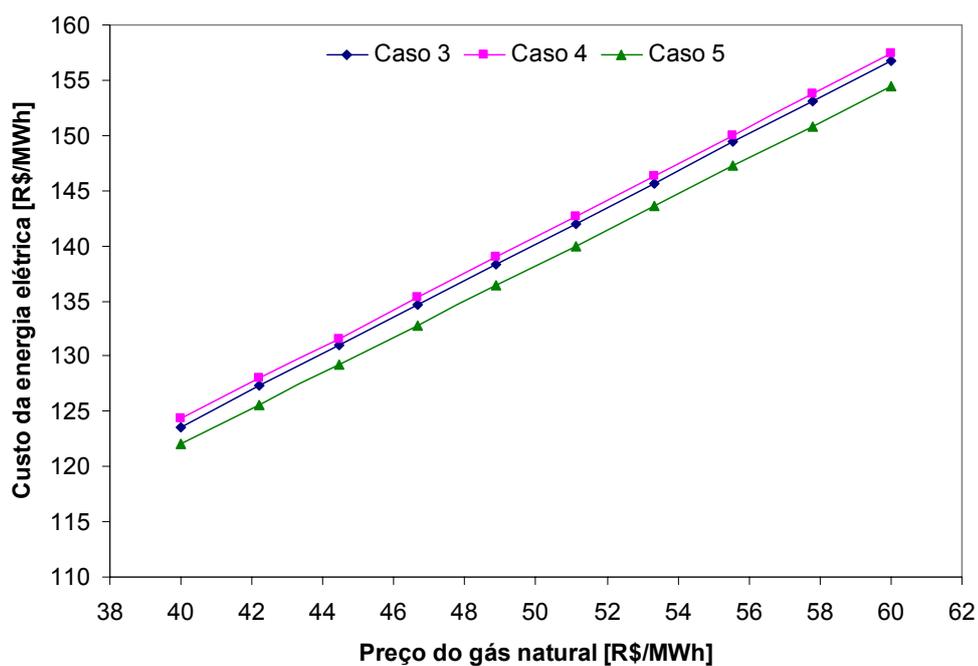


Figura 6.17: Custos da energia elétrica em função do valor do gás natural.

Vale destacar que, de acordo com a Figura 6.16, o custo do vapor para o caso 4 não sofre influência do preço do gás natural porque o vapor, neste caso, é produzido na caldeira a lenha. Já nos casos 3 e 5, onde se utiliza os gases de exaustão da turbina a gás como fonte de energia na caldeira de recuperação, observa-se um aumento linear dos custos do vapor, sendo estes custos muito superiores ao do caso 4.

Na Figura 6.18 é apresentada a influência do custo do gás natural no investimento líquido anual nos casos em que se utiliza o gás natural como combustível (casos 3, 4 e 5). Pode-se observar que uma variação no preço do gás natural tem maior influência no investimento líquido anual do caso 5 do que nos casos 3 e 4, pois é no caso 5 que se utiliza maior quantidade de gás natural. Assim, caso o preço do gás natural aumente, fica ainda mais inviável a implantação da planta proposta no caso 5.

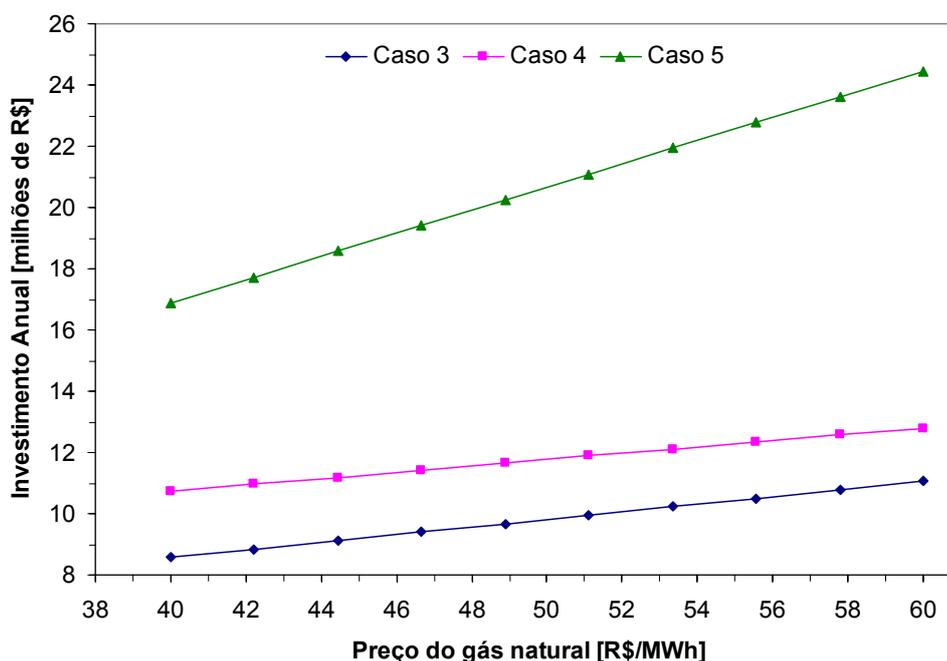


Figura 6.18: Investimento anual em função do valor do gás natural.

Na Figura 6.19 é mostrada a influência da taxa de juros anual no valor da eletricidade produzida nas turbinas a gás instaladas nas plantas dos casos 3, 4 e 5.

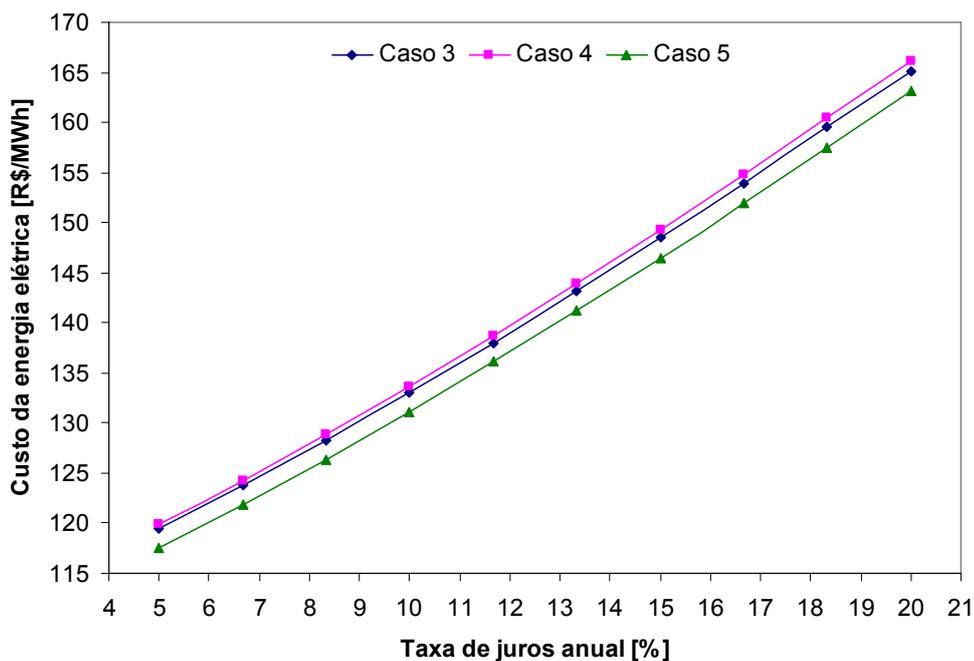


Figura 6.19: Influência da taxa de juros sobre o custo da eletricidade.

A taxa de juros anual considerada no presente trabalho foi de 12%, porém, caso essa taxa seja menor, o custo da energia elétrica terá um decréscimo proporcional a essa diminuição dos juros.

Os custos totais de investimento para cada caso considerado neste trabalho foram calculados levando em conta estimativas feitas por Bejan *et al.* (1996). Porém, uma melhor estimativa dos custos totais de investimento seria através do levantamento de todos os custos individuais para a instalação das plantas. Assim, na Figura 6.20 é mostrado como os investimentos totais variam de acordo com o fator proposto por Bejan *et al.* (1996).

Para qualquer valor do fator de investimento proposto por Bejan *et al.* (1996), verifica-se que o caso 3 é o que possui menor investimento líquido anual, mostrando que a implantação da turbina a gás é viável para a planta do frigorífico. No caso 4, onde se instala uma turbina a gás e também realiza a expansão da planta de refrigeração com chillers de absorção, verifica-se que, se o investimento total for menor que 312,5% dos custos dos equipamentos, o investimento anual é menor do que no caso 2, viabilizando a instalação da turbina a gás e dos chillers.

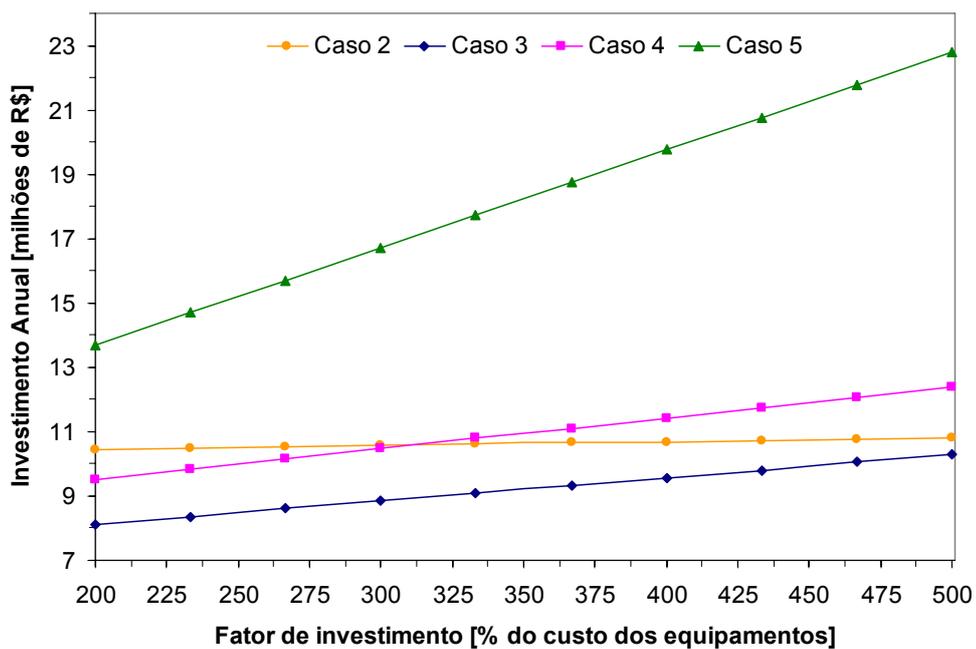


Figura 6.20: Influência do fator proposto por Bejan *et al.* (1996) sobre o investimento anual.

## Capítulo 7 - Considerações Finais

Neste trabalho foi analisada a possibilidade de utilização do gás natural como combustível em indústrias frigoríficas em substituição aos combustíveis tradicionalmente utilizados, como a lenha e o óleo.

Os estudos foram feitos com base numa planta de um frigorífico bovino bastante representativo do setor (Frigorífico FRIBOI, unidade de Campo Grande – MS) que utiliza equipamentos e combustíveis tradicionais para a produção de vapor para processos e compra energia elétrica de uma concessionária (caso 1).

Foram consideradas algumas opções para a ampliação da capacidade de produção, que vão desde a manutenção dos mesmos tipos de equipamentos (caso 2), passando por modificações para permitir a cogeração de energia (casos 3 e 4) até a trigeriação de energia (caso 5), utilizando como combustível o gás natural.

Através da análise termodinâmica, foram levantados todos os estados termodinâmicos das plantas estudadas e as eficiências e irreversibilidades nos principais equipamentos envolvidos.

Nos casos 1 e 2, onde se utiliza como combustível a lenha e a energia elétrica comprada da concessionária, verificou-se que a caldeira tem uma baixa eficiência pela segunda lei da termodinâmica, ou seja, é um equipamento que produz bastante irreversibilidade.

Nos casos 3, 4 e 5, onde foi estudada a implantação de turbinas a gás, verificou-se que, com o aumento da temperatura ambiente, a potência elétrica líquida produzida e a eficiência das turbinas diminuem devido ao aumento do volume específico do ar na entrada do compressor e, conseqüentemente, da potência de compressão, sem um correspondente aumento da potência líquida produzida na turbina. As eficiências pela segunda lei da termodinâmica das turbinas a gás dos casos 3, 4 e 5 obtidas foram de 0,45, 0,44 e 0,46, respectivamente. Em relação à caldeira de recuperação que compõe as plantas térmicas dos casos 3 e 5, os parâmetros construtivos (*pinch point* e *approach*) se mostraram importantes, pois estes influenciam diretamente na quantidade de vapor gerado, na área de troca de calor e no custo deste equipamento. Os chillers de absorção de  $-10^{\circ}\text{C}$  e  $-35^{\circ}\text{C}$  utilizados nos casos 4 e 5 apresentaram COP de 0,38 e 0,22, respectivamente.

A análise termoeconômica baseada na Teoria de Custo Exergético aplicada às plantas térmicas é uma ferramenta muito importante, sendo considerada a forma mais racional de contabilizar os custos dos fluxos de energia envolvidos. Através desta análise verificou-se que a configuração do caso 3 é a que apresenta menor investimento líquido anual (R\$ 9.723.991,07) para atender as necessidades da planta frigorífica que abate 2.500 bovinos diariamente.

Analisando apenas os custos da energia elétrica, nota-se que os custos da energia elétrica gerada pelas turbinas a gás dos casos 3, 4 e 5 (R\$ 139,10, R\$ 137,90, R\$ 137,10 por MWh), são bem menores que o preço pago até recentemente pelo frigorífico (R\$ 240,00 por MWh).

Já a comparação entre as plantas de refrigeração mostrou que o sistema de compressão é mais viável do que o sistema por absorção para a aplicação em frigoríficos. Isso se deve ao fato de que os custos de investimentos nas plantas de refrigeração por absorção é muito maior do que em plantas de refrigeração por compressão. Porém, caso plantas de refrigeração por absorção sejam aplicadas em empresas onde se tem energia térmica excedente, estas plantas podem se tornar uma boa opção, pois a fonte de energia que alimentará essas plantas terá custo zero, diminuindo os gastos com a produção de potência de refrigeração.

Alguns fatores envolvidos para a contabilização dos custos dos produtos (energia elétrica, calor, refrigeração), tais como, os custos de investimento de capital, os juros anuais e o custo do combustível, são parâmetros que podem sofrer alterações de acordo com o cenário econômico, afetando diretamente nos resultados obtidos. O levantamento dos custos reais de cada equipamento envolvido nas plantas, em vez da estimativa através da partição de custos utilizada neste trabalho, levaria à obtenção de custos mais apurados para as utilidades produzidas em cada planta.

Por fim, a utilização do gás natural como combustível em frigoríficos pode ser economicamente viável (caso 3) e é uma opção para a diminuição dos impactos ambientais se comparado com a lenha, carvão e óleo, uma vez que o mesmo é isento de enxofre e cinzas e sua contribuição para o aquecimento global é muito menor. Além disso, a instalação de plantas de cogeração e/ou trigeração de energia a gás natural pode ser uma alternativa para a diversificação da matriz elétrica brasileira, estimulando a geração independente e descentralizada, além de reduzir

custos operacionais e economizar combustível, mediante uma eficiente utilização da energia para a produção de eletricidade e outras utilidades na indústria.

Como sugestão para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de análises exergéticas, termoeconômicas, bem como a otimização para a minimização dos custos de produção das utilidades (energia elétrica, vapor e refrigeração) nas seguintes plantas:

- Nova instalação frigorífica utilizando equipamentos modernos (caldeiras a vapor e compressores de amônia) e combustíveis e modo de operação convencionais (utilização de lenha e compra de eletricidade da concessionária), associada a outras indústrias relacionadas ao setor, tais como: curtume, fábrica de sabão e detergente, fabrica de latas e embalagens plásticas; fábrica de ração, entre outras.
- Nova instalação frigorífica (com igual capacidade de produção e número de horas de operação da planta supracitada) utilizando equipamentos modernos para trigeração de energia (turbina a gás, caldeira de recuperação e chiller de absorção), associada a outras indústrias relacionadas ao setor, tais como: curtume, fábrica de sabão e detergente, fabrica de latas e embalagens plásticas; fábrica de ração, entre outras.

Para o estudo dessas novas plantas deve ser considerado que todos os equipamentos serão adquiridos, podendo assim obter resultados que possam ser úteis para a tomada de decisão de qual seria a melhor opção a ser implantada em uma nova instalação frigorífica.

Para complementar essas análises, recomenda-se que seja feita uma análise econômica utilizando metodologias, tais como: Valor Atual Líquido, Tempo de Retorno de Investimento e Taxa Interna de Retorno.

Além disso, deve ser levado em conta o custo da interligação com o gasoduto, que não foi considerado no presente trabalho, e que deve ser minimizado através da instalação da planta que utilizará gás natural nas proximidades de um gasoduto.

## Referências Bibliográficas

Agazzani, A.; Massardo, A.F.; Frangopoulos, C.A.; Environmental influence on the thermoeconomic optimization of a combined plant with NO<sub>x</sub> abatement; **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, Vol. 120, pp. 557-565, 1998.

ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica); **Guia do co-gerador de energia elétrica**; Série Estudos e Informações Hidrológicas e Energéticas, Brasília, No. 5, 1998.

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers); **Handbook of Fundamentals**, Atlanta, USA, 1989.

Babcock; Wilcox; **Steam its generations and uses**; 40th Edition, Babcock; Wilcox Corporation, Barbenton, Ohio, USA, 1992.

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

Barclay, F.; **Combined power and process: an exergy approach**; Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1995.

Barreto, B.; Amaral, J.; Azola, E.; Estudos da viabilidade para termelétricas em ciclo combinado; **Eletricidade Moderna**, No. 282, pp. 136-144, 1997.

Bejan, A.; **Advanced engineering thermodynamics**, John Wiley; Sons, New York, 850 p., 1988.

Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M.; **Thermal design & optimization**; John Wiley & Sons, Inc., NY, 542 p., 1996.

Bruno, J.C.; Miquel, J.; Castells, F.; Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants; **Applied Thermal Engineering**, Vol. 19, No. 12, pp. 1297-1328, 1999.

Calva, E.T.; Núñez, M.P.; Toral, M.A.R; Thermal integration of trigeneration systems; **Applied Thermal Engineering**, Vol. 25, No. 7, pp. 973-984, 2005.

Cerqueira, S.A.A.G.; **Metodologia de análise termoeconômica de sistemas**; Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 137 p., 1999.

Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravamuttoo, H.I.H.; **Gas turbine theory**, Ed. 4, London: Prentice Hall, 442 p., 1996.

Colonna, P.; Gabrielli, S.; Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems (AAR); **Applied Thermal Engineering**, Vol. 23, pp. 381-396, 2003.

Dincer, L.; Dost, S.; Energy analysis of an ammonia-water absorption refrigeration system; **Energy Sources**, Vol. 18, No. 6, pp. 727-733, 1996.

Eisa, H.; Heat and mass transfer studies on water-lithium bromide absorption heat pump systems; **International Journal of Heat and Mass Transfer**, No. 34, pp. 891-893, 1991.

El-Sayed, Y.M.; Evans, R.B.; Thermoeconomics and design of heat system, Transactions ASME; **Journal of Engineering Power**, Vol. 92, pp. 27-34, 1970.

El-Sayed, Y.M.; Gaggioli, R.A.; A critical review of second law costing method I – Background and algebraic procedures; **International of Energy Resources Technology**, Vol. 11, pp. 8-15, 1989.

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

Frangopoulos, C.A.; An introduction to environomics analysis and optimization of energy intensive systems; **Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems (ECOS-92)**, Zaragoza, Spain, pp.381-386, 1992.

Frangopoulos, C.A.; Lygeros, A.I.; Markou, C.T.; Kaloritis, P.; Thermoeconomic operation optimization of the Hellenic aspropyrgos refinery combined-cycle cogeneration system; **Applied Thermal Engineering**, Switzerland, Vol. 16, No. 2, pp. 949-958, 1996.

Frangopoulos, C.A.; Optimal design of a gas turbine plant by a thermoeconomic approach, ASME COGEN-TURBO; **Proceedings of 2<sup>nd</sup> International Symposium on Turbomachinery Combined-Cycle and Cogeneration**, G.K. Seroy and T.H. Fransson, eds. Montreux, Switzerland, pp. 369-375, 1988.

Gallego, A.G.; **Sistemas de refrigeração a partir da cogeração - análise e simulação de propostas para o caso de cervejarias utilizando gás natural**; Dissertação de Mestrado, Universidade Metodista de Piracicaba, Santa Bárbara D'Oeste, 1998.

Garagatti Arriola, D.W.; **Sistema de tri e tetra combinado de cogeração: Avaliação exergetica e termoeconômica**; Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo-SP, 206 p., 2000.

Gas Turbine World Handbook, Pequot Publishing Inc., Southport, USA, 2002.

Gitman, L.J.; **Princípios de administração financeira**; Editora Harper; Row, São Paulo, 781 p., 1984.

Gomes, J.; **Caldeiras de recuperação – Cogeração com geração de frio**; Aalborg Industries, São Paulo, 1999.

Guarinello Jr., F.F.; **Avaliação de um sistema de cogeração proposto para um pólo industrial**, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas-SP, 173 p., 1997.

Guimarães, E.T.; **Sistemas de cogeração**, Disponível em: <<http://www.gasnet.com.br>> Acesso em 15 de Agosto de 2004.

Haywood, R.W.; A critical review of the theorems of thermodynamic availability, with concise formulations: Part 1 and 2; **Journal of Mechanical Engineering Science**, Vol. 16, No. 4, pp. 265-267, 1974.

Horlock, J.H.; **Cogeneration – Combined heat and power (CHP): Thermodynamics and economics**; Krieger Publishing Co., Florida, USA, 226 p., 1997.

Hua, B.; Yin, Q.; Wu, G.; Energy optimization through exergy-economic evaluation. **Journal of Energy Resources Technology**, Vol. 111, pp. 148-153, 1989.

Khartchenko, N.V.; **Advanced energy systems**, Taylor & Francis, Washington, D.C., 285 p.1998.

Kaushic, S.; Rao, S.; Kumar, R.; Dynamic simulation of aqua-ammonia absorption cooling system with refrigerant storage; **Energy Conversion and Management**, Vol. 32, No. 2, pp. 197-206, 1991.

Keenan, J.H.; A steam chart for second law analysis – A study of thermodynamic availability in the steam power plant; **Mechanical Engineering**, Vol. 54, pp. 195-204, 1932.

Kim, T.; Ro, S.; Power augmentation of combined cycle power plants using cold energy of liquefied natural gas; **Energy**, Vol. 25, No. 9, pp. 841-856, 2000.

Klein, S.A.; Alvarado, F.L.; **EES - Engineering Equation Solver**, F-Chart Software, Middleton, WI, 1995.

Kotas, T.J.; **The exergy method of thermal plant analysis**, Ed. Krieger Publishing Co., Florida, 328 p., 1985.

Kuehn, T.H.; Ramsey, J.H.; Threlkeld, J.L.; **Thermal environmental engineering**, Prentice Hall, 3rd edition, 740p., 1998.

Langreck, J.; Cogen-absorption plants for refrigeration purposes and turbine air cooling inlet cooling; **Cogeneration and On-Site Power Production**, Vol. 1, No. 1, pp. 46-49, 2000.

Lautman, L.; **Reliability of natural gas cogeneration systems**; Gas Research Institute, USA, 1993.

Leite, M.A.H.; Análise econômica de um sistema de trigeriação a gás natural, **Anais do IX Congresso Brasileiro de Energia**, Rio de Janeiro, 2002.

Logrado, C.L.; **Análise e otimização termoeconômica de turbina a gás e ciclos combinados**, Dissertação de Mestrado, UNB, Brasília, 219 p., 2000.

Lozano, M.A.; Valero, A.; Theory of the exergetic cost; **Energy**, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960, 1993.

Maidment, G.G.; Tozer, R.M.; Combined cooling heat and power in supermarkets; **Applied Thermal Engineering**, Vol. 22, No. 6, pp. 653-665, 2002.

Minciuc, E.; Le Corre, O.; Athanasovici, V.; Tazerout, M.; Bitir, I.; Thermodynamic analysis of tri-generation with absorption chilling machine; **Applied Thermal Engineering**, Vol. 23, No. 11, pp. 1391-1405, 2003.

Modesto, M., **Repotenciamento em Sistemas de Geração de Potência na Indústria Siderúrgica Utilizando Análise Termoeconômica**, Tese de Doutorado,

Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 246 p., 2004.

Negri, J.C.; Vieira, S.; Oliveira Jr., S., Análise termoeconômica de plantas de geração termoelétrica, **Anais do XIV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica** (em CD-ROM), Belém-PA, 6 p., 1997.

Nogueira, L.; Alkmin, J.; Metodologia para estimar o potencial técnico econômico de co-geração; **Eletricidade Moderna**, No. 265, pp. 86-94, 1996.

Olano, J.; Aspectos técnicos e econômicos e situação nos EUA e União Européia; **Eletricidade Moderna**, No. 258, pp. 104-117, 1995.

Orlando, J.A.; **Cogeneration planner's handbook**, Fairmont Press, 1991.

Peters, M.S.; Timmerhaus, K.D.; **Plant design and economics for chemical engineers**, McGraw-Hill International, New York, USA, 1991.

Pierce, M.A.; A history of cogeneration before PURPA; **ASHRAE Journal**, Vol. 37, No. 5, pp. 53-60, 1995.

Reistad, G.M.; **Availability: concept and applications**; PhD. Thesis, Wisconsin University, 1970.

Reistad, G.M.; Gaggioli, R.A.; Available-energy costing; **ACS Symposium Series 122**, pp.143-159, 1980.

Silva, A.M.; **Perspectivas de utilização da cogeração a gás em empreendimentos do setor terciário da Região Metropolitana do Estado do Rio de Janeiro**; Dissertação de Mestrado, UFRJ/COPPE/PPE, Rio de Janeiro, 207 p., 1997.

Silveira, J.L.; Horta Nogueira, L.A.; Thermoeconomic functional analysis in cogeneration systems associated to cellulose plant; **Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Systems (ECOS 92)**, Zaragoza, Spain, June, pp.381-386, 1992.

Smith, D.; Combined-cycle gas turbines: The technology of choice for new power plants; **Power Engineering International**, Vol. 3, No. 3, pp. 21-28, 1995.

Smith, J.; Van Ness, H.; **Introdução à termodinâmica da engenharia química**, Guanabara Dois, 3<sup>a</sup> Edição, Rio de Janeiro, 1980.

Szargut, J.; Morris, D.R.; Steward, F.R.; **Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process**; Hemisphere Publishing Corporation, NY, 332 p., 1988.

Szklo, A.; Soares, J.; Tolmasquim, M.; Economic potential of natural gas-fired cogeneration in Brazil: two case studies; **Applied Energy**, Vol. 67, No. 3, pp. 245-267, 2000.

Takeshita, K.; Amano, Y.; Hashizume, T.; Experimental study of advanced cogeneration system with ammonia-water mixture cycles at bottoming; **Energy**, Vol. 30, pp. 247-260, 2005.

Temir, G.; Bilge, D.; Thermoeconomic analysis of a trigeneration system; **Applied Thermal Engineering**, Vol. 24, pp. 2689-2699, 2004.

Tolmasquim, M.; Szklo, A., Sugiyama, A.; Soares, J.; Corrêa Neto, V.; **Avaliação dos potenciais técnicos e econômicos e identificação das principais barreiras à implementação da cogeração no Brasil e em setores selecionados**; PROCEL/COPPE/PPE, Rio de Janeiro, 1999.

Tolmasquim, M.; Schaeffer, R.; Szklo, A.; Tavares, M.; **Análise dos impactos decorrentes da liberação da importação de derivados na indústria de refino brasileira**; ENERGE/ANP/COPPE, Rio de Janeiro, 2000.

Tsatsaronis, G.; **Thermoeconomic analysis of energy conversion process**; Dr. Habilitatus Thesis, Technical University Aachen, Germany, 1982.

Tsatsaronis, G.; Winhold, M.; Exergoeconomic analysis and evaluation of energy conversion plants – 1: A new general methodology; **Energy**, Vol. 10, No. 1, pp. 69-80, 1985.

Tsatsaronis, G.; Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems; **Energy Combustion**, Vol. 19, pp. 227-257, 1993.

Tsatsaronis, G.; Pisa, J.; Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems – Application to the CGAM problem; **Energy**, Vol. 19, pp. 287-321, 1994.

Valero, A.; Lozano M.A.; Muñoz, M.; A general theory of exergy saving: Part I~III, Computer-Aided Engineering of Energy System, Second Law Analysis and Modelling, **ASME**, Vol. 3, 1986.

Valero, A.; Lozano, M.A.; **Curso de termoeconomia**, Apostila, UNICAMP, Campinas, 1994.

Van Wylen, G., Sonntag, R.; Borgnakke, C.; **Fundamentos da termodinâmica clássica**, Editora Edgard Blücher, São Paulo-SP, 594 p., 1995.

Viswanathan, R.; Schieirer, S.; Stringer, J.; Materials for land-based gas turbine; **Cogeneration and On-site Power Production**, Vol. 1, No. 2, pp. 42-49, 2000.

Wu, C.; Cooling optimization of a waste heat absorption refrigeration cycle; **Heat Recovery Systems & CHP**; No. 13, pp. 161-166, 1993.

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)