

**CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DE  
SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS**

**JÚLIO SANTANA ANTUNES**

Tese apresentada à Faculdade de  
Engenharia de Guaratinguetá da  
Universidade Estadual Paulista “Júlio de  
Mesquita Filho, para a obtenção do título de  
Doutor em Engenharia mecânica

**Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira**

**Co-orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri**

**GUARATINGUETÁ**

**1999**

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da  
Informação da Biblioteca – FEG/UNESP

A636c Antunes, Júlio Santana  
Código computacional para análise de sistemas de cogeração com  
turbinas a gás/ Júlio Santana Antunes. Guaratinguetá, 1999  
157 f.: il.; 30 cm

Bibliografia: f. 151 - 157  
Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de  
Engenharia de Guaratinguetá, 1999.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Co-orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1. Cogeração, turbinas a gás, exergoeconomia I. Título

CDU 536.72

**JÚLIO SANTANA ANTUNES**

**CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE DE  
SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A  
GÁS**

**Comissão Julgadora**

**Presidente:** Prof. Dr. José Luz Silveira

**1º Examinador:** Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho

**2º Examinador:** Prof. Dr. Messias Borges Silva

**3º Examinador:** Prof. Dr. Luíz Roberto Carrocci

**4º Examinador:** Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

## **DADOS CURRICULARES**

**JÚLIO SANTANA ANTUNES**

### **FORMAÇÃO**

- Engenheiro Mecânico pela Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, Guaratinguetá, 1982.
- Mestre em Engenharia Mecânica pela Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, 1988.

### **ATIVIDADES PROFISSIONAIS**

- Professor Assistente (MS2) do Departamento de Matemática, na área de Computação, da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP, desde 1987

### **PUBLICAÇÕES NO ANO DE 1998**

- “Programa para Seleção, Dimensionamento e Especificação de Sistema de Cogeração com Turbina a Gás”. Proceedings do VII Congresso LatinoAmericano de Transferência de Calor y Materia - LATCYM 98, realizado na cidade de Salta, Argentina, Outubro.

- “Modelagem de Sistema de Cogeração Utilizando Turbina a Gás”. Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - COBEM 98, realizado na cidade de Fortaleza, Brasil, Outubro.
- “Simulação de Casos de Cogeração Utilizando Sistema com Turbina a Gás”. Proceedings do 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences - ENCIT -98, realizado na cidade do Rio de Janeiro, Brasil, Novembro.

## **AGRADECIMENTOS**

SENHOR,

Quero agradecer!

Agradecer a fé que me fez começar.

Agradecer a esperança que me faz recomeçar a cada dia.

Agradecer a amizade que nos mantêm unidos.

Agradecer as pessoas que, ao cruzarem meu caminho

Me deram a oportunidade de servir.

Agradecer pelos erros que nos trazem a esperança de acertos.

Agradecer uns aos outros pela presença de cada um(a) e de

Todos na nossa vida.

Agradecer ao Amor que tudo renova!

Renova a fé, a esperança, a VIDA!

OBRIGADO, SENHOR!

Aos colegas do Departamento de Matemática, pelo apoio dado na mudança de orientação.

Aos meus orientadores Prof. Dr. José Luz e Prof. Dr. J. A. Perrella que, mesmo sabendo do curto prazo para elaboração da tese, sempre estiveram do meu lado, orientando-me.

Ao aluno Lúcio Garcia Veraldo Junior, do 3º ano do curso de Engenharia Mecânica, pela elaboração dos desenhos.

A todos aqueles que de alguma maneira me deram uma palavra de incentivo nos piores momentos.

## **DEDICATÓRIA**

Aos meus Pais, a minha esposa Edmilse  
e aos meus filhos Júlio e Juliana

## SUMÁRIO

DADOS CURRICULARES	iv
AGRADECIMENTOS	vi
DEDICATÓRIA	vii
SUMÁRIO	viii
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE TABELAS	xvii
NOMENCLATURA	xviii
RESUMO	xxvii
<i>ABSTRACT</i>	xxiii
<b>CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO</b>	
1.1 Considerações Gerais	1
1.2 Objetivos do Trabalho	6
1.3 Sinopse	7
<b>CAPÍTULO 2: SISTEMA DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS</b>	
2.1 Aspectos Gerais	9
2.2 Ciclos com Turbinas a Gás	12
2.3 Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação - Caso 1	14
2.3.1 Caldeiras de Recuperação	15
2.4 Turbina a Gás associada ao Sistema de Refrigeração por Absorção – Caso 2	17

2.4.1	Sistemas de Refrigeração por Absorção	18
2.5	Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor (Ciclo Combinado) – Caso 3	19
2.5.1	Turbina a Vapor	22
<b>CAPÍTULO 3: ANÁLISE ENERGÉTICA</b>		
3.1	Introdução	24
3.2	Análise Termodinâmica	25
3.3	Seleção de Sistemas de Turbina a Gás	26
3.3.1	Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação	27
3.3.2	Sistema de Turbina a Gás associada ao Sistema de Refrigeração por Absorção	29
3.3.3	Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor ( Ciclo Combinado)	32
3.4	Correções dos Parâmetros de Performance das Máquinas	36
3.5	Dimensionamento dos Sistemas de Turbinas a Gás	42
3.5.1	Dimensionamento para as Configurações com Caldeira de Recuperação ou Sistema de Refrigeração por Absorção	43
3.5.2	Dimensionamento para Configuração com Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor (Ciclo Combinado)	48
<b>CAPÍTULO 4: ANÁLISE EXERGÉTICA</b>		
4.1	Introdução	49

4.2 Alguns Conceitos Básicos	51
4.3 Balanço de Exergia	55
4.3.1 Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação	56
4.3.2 Sistema de Turbina a Gás associada ao Sistema de Refrigeração por Absorção	60
4.3.3 Sistema de Turbina a Gás associado à Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor	65
 <b>CAPÍTULO 5: ANÁLISE ECONÔMICA</b>	
5.1 Introdução	69
5.2 Metodologia Adotada	70
5.2.1 Configuração para Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação	70
5.2.2 Configuração para Sistema de Turbina a Gás associada ao Sistema de Refrigeração por Absorção	80
5.2.3 Configuração para Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação de Vapor e Turbina a Vapor	81
 <b>CAPÍTULO 6: ANÁLISE EXERGUECONÔMICA</b>	
6.1 Introdução	84
6.2 Um Método Termoeconômico	85
6.3 Aplicação do Método Termoeconômico para Configuração de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação	87
6.4 Aplicação do Método Termoeconômico para Configuração de Turbina a Gás	

associada ao Sistema de Refrigeração por Absorção	91
6.5 Aplicação do Método Termoeconômico para Configuração de Turbina a Gás	
associada à Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor	96
<b>CAPÍTULO 7: DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL PROPOSTO</b>	
7.1 Aspectos Gerais	101
7.2 Estrutura Geral	103
7.2.1 Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação	105
7.2.2 Sistema de Turbina a Gás associado ao Sistema de Refrigeração por Absorção	121
7.2.3 Sistema de Turbina a Gás associada à Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor (Ciclo Combinado)	1137
7.2.4 Atualização do Banco de Dados para Turbina a Gás	152
<b>CAPÍTULO 8: CONCLUSÕES</b>	153
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	155
<b>ANEXO</b>	165

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Turbina a gás associada à caldeira de recuperação	15
Figura 2 - Turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção	18
Figura 3 - Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor (ciclo combinado)	22
Figura 4 - Turbina a gás associada à caldeira de recuperação	28
Figura 5 - Sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção	30
Figura 6 - Sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor	33
Figura 7 - Temperatura ambiente x fator de correção	37
Figura 8 - Altitude x fator de correção	38
Figura 9 - Umidade específica x fator de correção (a)	39
Figura 10 - Umidade específica x fator de correção (b)	39
Figura 11 - Balanço de exergia - Sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção	60
Figura 12 - Investimento em sistema de turbina a gás ( $W_e \leq 9000$ kW)	73
Figura 13 - Investimento em sistema de turbina a gás ( $9000 \leq W_e \leq 40000$ kW)	74
Figura 14 - Investimento em sistema de turbina a gás ( $W_e \leq 40000$ kW)	74
Figura 15 - <i>Pay-back</i> x receita	79
Figura 16 - Diagrama funcional para sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação	88

Figura 17 - Diagrama de custos associados	90
Figura 18 - Diagrama funcional para sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção	92
Figura 19 - Diagrama de custos	94
Figura 20 - Diagrama funcional para sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor	97
Figura 21 - Diagrama de custos associados	98
Figura 22 - Diagrama de blocos simplificado	102
Figura 23 - Diagrama de blocos simplificado do programa principal	104
Figura 24 - Menu de opções para unidade de vazão mássica de vapor	105
Figura 25 - Menu de opções para unidade de pressão	106
Figura 26 - Diagrama de blocos simplificado para análise energética	107
Figura 27 - Diagrama de blocos simplificado para análise exergética	109
Figura 28 - Diagrama de blocos simplificado para análise econômica	111
Figura 29 - Diagrama de blocos simplificado para análise exergoeconômica	112
Figura 30 - Diagrama de blocos simplificado para análise energética	122
Figura 31 - Menu de opções para unidade de vazão de água	122
Figura 32 - Menu de opções para unidade de temperatura	123
Figura 33 - Menu de opções para unidade para tipo de sistema de refrigeração por absorção	123
Figura 34 - Diagrama de blocos simplificado para análise econômica	125
Figura 35 - Menu de opções para custo de investimento	126
Figura 36 - Diagrama de blocos simplificado para análise exergoeconômica	128

Figura 37 - Menu de opções para pressão e temperatura	138
Figura 38 - Diagrama de blocos simplificado para análise energética	140

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Balanço de energia e exergia para um ciclo a vapor	51
Tabela 2 – Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)	114
Tabela 3 – Análise energética para os sistemas selecionados	115
Tabela 4 – Eficiência exergética racional	116
Tabela 5 – Irreversibilidade de cada componente	117
Tabela 6 – Custo de produção	118
Tabela 7 – Período de amortização de capital	118
Tabela 8 – Receita máxima esperada	119
Tabela 9 – Análise exergoeconômica	120
Tabela 10 – Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)	130
Tabela 11 – Análise energética para os sistemas selecionados	131
Tabela 12 – Eficiência exergética racional	132
Tabela 13 – Irreversibilidade de cada componente	133
Tabela 14 – Custo de produção	134
Tabela 15 – Período de amortização de capital	134
Tabela 16 – Receita máxima esperada	135
Tabela 17 – Análise exergoeconômica	136
Tabela 18 – Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)	143
Tabela 19 – Análise energética para os sistemas selecionados	145

Tabela 20 – Eficiência exergética racional	146
Tabela 21 – Irreversibilidade de cada componente	147
Tabela 22 – Custo de produção	148
Tabela 23 – Período de amortização de capital	149
Tabela 24 – Receita máxima esperada	150
Tabela 25 – Análise exergoeconômica	151

## NOMENCLATURA

- $C_{ag}$  - Custo da produção de água gelada [US\$/kWh]
- $C_{agex}$  - Custo exergético de produção de água gelada [US\$/kWh]
- $C_{comb}$  - Custo do combustível [US\$/kWh]
- $C_{el}$  - Custo de energia elétrica [US\$/kWh]
- $C_{eltg}$  - Custo de energia elétrica pela turbina a gás [US\$/kWh]
- $C_{eltv}$  - Custo de energia elétrica pela turbina a vapor [US\$/kWh]
- $C_{elcx}$  - Custo exergético de produção de eletricidade [US\$/kWh]
- $C_{elcxtg}$  - Custo exergético de produção de eletricidade pela turbina a gás [US\$/kWh]
- $C_{elcxv}$  - Custo exergético de produção de eletricidade pela turbina a vapor [US\$/kWh]
- $CM_{cc}$  - Custo de manutenção da caldeira de vapor convencional [US\$/kWh]
- $CM_{cr}$  - Custo de manutenção da caldeira de recuperação [US\$/kWh]
- $CM_{ex}$  - Custo de manufatura exergético [US\$/ano]
- $CM_{sra}$  - Custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção [US\$/kWh]
- $CM_{stg}$  - Custo de manutenção do sistema de turbina a gás [US\$/kWh]
- $CM_{stv}$  - Custo de manutenção da turbina a vapor [US\$/kWh]
- $C_{oleo}$  - Custo do óleo combustível BPF [US\$/kWh]
- COP - Coeficiente de Performance
- $C_{p,agua}$  - Calor específico a pressão constante da água [kJ/kg K]
- $C_{p,ar}$  - Calor específico do ar [kJ/kg K]

$C_{p,gas}$  - Calor específico dos gases de combustão [kJ/kg K]

$C_v$  - Custo de produção de vapor [US\$/kWh]

$C_{vc}$  - Custo da produção de vapor na caldeira convencional [US\$/kWh]

$C_{vex}$  - Custo exergético de produção de vapor [US\$/kWh]

$C_{vextv}$  - Custo exergético de produção de vapor pela turbina a vapor [US\$/kWh]

$E_c$  - Fluxo de calor recuperado nos gases de escape [kW]

$E_{comb}$  - Potência suprida pelo combustível [kW]

$E_{cr}$  - Fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão [kW]

$E_{cresf}$  - Energia consumida pelo resfriador [kW]

$E_p$  - Eletricidade produzida pela turbina a gás [kW]

$E_{ptv}$  - Eletricidade produzida pela turbina a vapor [kW]

$E_r$  - Potência elétrica requerida [kW]

$E_v$  - Fluxo de calor utilizado na forma de vapor [kW]

$ex$  - Exergia específica [kW]

$ex^{ch}$  - Exergia química [kW]

$f$  - Fator de anuidade [1/ano]

$f_1$  - Fator de produção de eletricidade na turbina a gás

$f_2$  - fator de produção de vapor no sistema de cogeração

$f_{1ex}$  - Fator exergético de produção de eletricidade na turbina a gás

$f_{2ex}$  - fator exergético de produção de vapor no sistema de cogeração

$fc$  - Fator de correção

$g$  - Aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ]

$G_{pel}$  - Ganho anual de venda de eletricidade excedente [US\$/ano]

$G_{ppf}$  - Ganho devido à produção de água gelada [US\$/ano]  
 $G_{pv}$  - Ganho anual devido à produção de vapor [US\$/ano]  
 $h_g$  - Entalpia real do vapor [kJ/kg]  
 $h$  - Entalpia do fluxo energético [kJ/kg]  
 $H$  - Período de produção [horas/ano]  
 $H_{p1}$  - Fluxo de calor recebido [kW]  
 $H_{p3}$  - Fluxo de calor cedido [kW]  
 $\dot{I}$  - Irreversibilidade específica [kW]  
 $I_b$  - Irreversibilidade da bomba [kW]  
 $I_{b1}$  - Irreversibilidade da bomba número um [kW]  
 $I_{b2}$  - Irreversibilidade da bomba número dois [kW]  
 $I_c$  - Irreversibilidade do compressor [kW]  
 $I_{cc}$  - Irreversibilidade da câmara de combustão [kW]  
 $I_{cr}$  - Irreversibilidade da caldeira de recuperação [kW]  
 $I_{pl}$  - Investimento total da planta [US\$]  
 $I_{resf}$  - Irreversibilidade do resfriador [kW]  
 $I_{sa}$  - Irreversibilidade no sistema de refrigeração por absorção [kW]  
*ISO - International Standards Organization*  
 $I_{stg}$  - Investimento em turbina a gás [US\$]  
 $I_{stv}$  - Investimento em turbina a vapor [US\$]  
 $I_{tg}$  - Irreversibilidade da turbina a gás [kW]  
 $I_{total}$  - Irreversibilidade total do sistema [kW]  
 $I_{vcc}$  - Custo de investimento em caldeira convencional de vapor [US\$]

$I_{vcr}$  - Investimento na caldeira de recuperação [US\$]

$I_{vsra}$  - Investimento no sistema de refrigeração por absorção [US\$/kWh]

$j$  - Taxa de juros [%]

$k$  - Período de amortização ou *pay-back* [anos]

$\dot{m}$  - Fluxo em massa de fluxos energéticos [kg/s]

$\dot{m}_{\text{agua}}$  - Fluxo de água [kg/s]

$\dot{m}_{\text{ar}}$  - Fluxo mássico de ar [kg/s]

$\dot{m}_{\text{comb}}$  - Fluxo mássico de combustível [kg/s]

$\dot{m}_{\text{gas}}$  - Fluxo mássico de gases [kg/s]

$\dot{m}_{\text{resf}}$  - Fluxo mássico da água de resfriamento [kg/s]

$\dot{m}_v$  - Fluxo mássico de vapor [kg/s]

$\dot{m}_{\text{vn}}$  - Fluxo mássico corrigido de vapor [kg/s]

$P_1$  - Pressão na entrada do compressor [kPa]

$P_2$  - Pressão de saída do compressor [kPa]

$P_4$  - Pressão na saída da turbina a gás [kPa]

$P_7$  - Pressão de vapor para o processo [kPa]

$P_{8'}$  - Pressão na saída da turbina a vapor [kPa]

$P_a$  - Pressão atmosférica local [kPa]

PCI - Poder Calorífico Inferior do gás natural [kJ/kg]

$P_{e1}$  - Custo de compra da energia elétrica [US\$/kWh]

$PE_{\text{pf}}$  - Custo da produção de água gelada [US\$/kWh]

Per - Perdas de energia [kW]

$P_f$  - Potência frigorífica [kW]

$P_g$  - Pressão de saturação do vapor [kPa]

$P_v$  - Pressão de vapor para o processo [kPa]

$P_{vel}$  - Preço de venda de energia elétrica excedente [US\$/kWh]

$\dot{Q}$  - Fluxo de calor transferido do volume de controle em análise [kW]

$R$  - Receita anual esperada [US\$/ano]

$R_{ar}$  - Constante universal para ar [kJ/kg K]

rest - Relação estequiométrica

$R_g$  - Constante universal para gases [kJ/kg K]

rp - Relação de pressão

s - Entropia [kJ/kg K]

$s_8$  - Entropia real do vapor [kJ/kg K]

$T_1$  - Temperatura na entrada do compressor [°C]

$T_{13}$  - Temperatura na entrada da bomba número dois [°C]

$T_{14}$  - Temperatura da água de resfriamento de condensação [°C]

$T_{15}$  - Temperatura da água na saída [°C]

$T_{1m}$  - Média das temperaturas  $T_4$  e ambiente [°C]

$T_2$  - Temperatura de entrada na câmara de combustão [°C]

$T_3$  - Temperatura na entrada da turbina a gás [°C]

$T_4$  - Temperatura na saída da turbina [°C]

$T_{4m}$  - Média das temperaturas  $T_4$  e  $T_{ep}$  [°C]

$T_{4pm}$  - Média das temperaturas  $T_4$  e  $T_e$  [°C]

$T_{agua}$  - Temperatura da água gelada [°C]

$T_{amb}$  - Temperatura ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_e$  - Temperatura dos gases de escape [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{epp}$  - Temperatura dos gases na saída, em  $^{\circ}\text{C}$ , corrigida pelo *pinch point* [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{ex}$  - Taxa de manutenção em base exergética

$T_p$  - Temperatura do ponto de orvalho [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{rag}$  - Temperatura de retorno da água de processo [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_s$  - Temperatura de saturação [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$u$  - Energia específica interna

$U_e$  - Umidade específica

$U_r$  - Umidade relativa [%]

$v$  - Velocidade do fluxo energético [m/s]

$V$  - Volume

$\dot{W}$  - Potência por unidade de tempo transferido do volume de controle [kW]

$\dot{W}_b$  - Potência da bomba [kW]

$\dot{W}_{b1}$  - Potência da bomba número um [kW]

$\dot{W}_{b2}$  - Potência da bomba número dois [kW]

$\dot{W}_c$  - Potência do compressor [kW]

$\dot{W}_e$  - Potência da turbina a gás [kW]

$\dot{W}_{etv}$  - Potência da turbina a vapor [kW]

$Y$  - Função exergética [kW]

$Y_{i,j}$  -  $j$ -ésima entrada à  $i$ -ésima unidade [kW]

$Y_{i,k}$  -  $k$ -ésima saída da  $i$ -ésima unidade [kW]

$z$  - Cota da superfície de controle [m]

$\eta_{ac}$  - Rendimento isoentrópico do compressor

$\eta_b$  - Eficiência da bomba

$\eta_{cc}$  - Rendimento da câmara de combustão

$\eta_{cr}$  - Rendimento da caldeira de recuperação

$\eta_{cvc}$  - Eficiência da caldeira de vapor convencional

$\eta_e$  - Rendimento do gerador elétrico

$\eta_G$  - Eficiência global

$\eta_{gc}$  - Eficiência da geração de calor ou da geração de água gelada

$\eta_{ge}$  - Eficiência da geração de energia elétrica

$\eta_{gt}$  - Rendimento isoentrópico da turbina a gás

$\eta_{gtv}$  - Rendimento isoentrópico da turbina a vapor

$\eta_t$  - Eficiência térmica da turbina

$\psi$  - Eficiência exergética

$\psi_b$  - Eficiência exergética para a bomba

$\psi_{b1}$  - Eficiência exergética para a bomba número um

$\psi_{b2}$  - Eficiência exergética para a bomba número dois

$\psi_c$  - Eficiência exergética para o compressor

$\psi_{cc}$  - Eficiência exergética para a câmara de combustão

$\psi_{cr}$  - Eficiência exergética para a caldeira de recuperação

$\psi_{sa}$  - Eficiência exergética para o sistema de refrigeração por absorção

$\psi_{tg}$  - Eficiência exergética da turbina a gás

$\delta_a$  - Relação de calores específicos (ar)

$\delta_g$  - Relação de calores específicos (gases)

$\Delta P_{cc}$  - Perda de pressão do ar na câmara de combustão

$\Delta P_{cr}$  - Perda de pressão do gás na caldeira de recuperação

$\Delta T_{pinch}$  - Delta T mínimo para o *pinch point* [°C]

## RESUMO

Este trabalho apresenta as fases do desenvolvimento de um programa computacional elaborado com a finalidade de selecionar, dimensionar e especificar sistemas de cogeração com turbinas a gás, buscando satisfazer as demandas térmicas do processo (operação em paridade térmica).

As configurações utilizadas são: turbina a gás associada à caldeira de recuperação, turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção e turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado).

O programa computacional seleciona sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado (condições ISO) e faz correções de performance para as condições ambientais do local da instalação.

O código computacional efetua análises energéticas, exergéticas, energoeconômicas e exergoeconômicas, sempre buscando escolher os melhores sistemas de turbinas a gás dentre os previamente selecionados.

### ***Palavras-chaves***

*turbina a gás, caldeira de recuperação, sistema de refrigeração por absorção, turbina a vapor, cogeração, exergia, energoeconomia, exergoeconomia*

## ***ABSTRACT***

*This work presents the steps to structure a computer program for selecting, dimension and specifying gas turbine cogeneration systems, satisfying the termical condition of the process.*

*The following configurations are used: gas turbine associated to the heat recovering, gas turbine associated to the absorption cooling system, gas turbine associated to the recovering and vapor turbine (combined cycles).*

*The computational program selects gas turbine systems commercially available and performs corrections due to the local environment of the gas turbine system.*

*The computational code develops: energetic, exergetic, economic and exergoeconomic analysis, always searching to choose the best gas turbine systems.*

## ***Keywords***

*Gas turbine, heat recovery, absorption cooling systems, vapor turbine, cogeneration, exergy, exergoeconomic*

# **CAPÍTULO 1**

## **INTRODUÇÃO**

### **1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS**

A forte penetração das unidades de ciclo a gás e combinado no mercado internacional tem suscitado o emprego de sistemas de turbinas a gás nos projetos de cogeração no setor industrial, como no setor terciário.

A grande diversidade de máquinas catalogadas por diferentes fabricantes possibilita a apresentação de um amplo leque de alternativas, as quais devem ser analisadas tanto do ponto de vista técnico quanto econômico para a seleção daquelas que mais adequadamente respondem às necessidades de um determinado processo produtivo ou de um bem estar.

Num projeto de conversão de energia, muitas vezes é conveniente ter acesso a alguma ferramenta de simulação que permita um cálculo rápido e seguro para balanços de massa e energia, bem como uma estimativa dos custos dos componentes e avaliação dos balanços de custos por meio de estudos

termoeconômicos (combinação dos conceitos de exergia com economia). Estas são algumas razões que favorecem a elaboração de um programa computacional.

Diferentes programas computacionais tem sido propostos na literatura de modo a auxiliar no projeto de sistemas de cogeração:

O programa CELCAP, (Lee, 1987), elaborado pela *Naval Civil Engineering Laboratory*, na Califórnia, trabalha com quatro tipos básicos de configurações de sistemas que podem ser simulados: turbina a gás, turbina a vapor de condensação com extração, turbina a vapor de contrapressão e motores alternativos de combustão interna. O programa com as informações sobre demandas térmicas e elétricas e subsídios econômicos para cálculo do custo anual de operação, determina a potência térmica e elétrica das máquinas, a eficiência do sistema de geração, os valores de eletricidade e vapor gerados e consumidos.

O programa COGENE (1988) escrito em linguagem FORTRAN77 foi elaborado pelo *Grupo de Eficiência Energético*, da Espanha, também trabalha com quatro tipos básicos de configurações de sistemas que podem ser simulados: turbina a gás, turbina a vapor de condensação com extração, turbina a vapor de contrapressão e motores alternativos de combustão interna, para que satisfaçam as necessidades térmicas do processo.

A simulação se realiza em base de dados reais, isto é, para a realização da simulação precisa-se fornecer dados dos diversos equipamentos que compõe o sistema, dados estes obtidos dos fabricantes. Com estas informações o

programa realiza análise econômica do sistema de cogeração proposto, calculando os índices econômicos tais, como: taxa interna de retorno e tempo de retorno atualizado.

Gurney et al. (1988) apresenta um programa de simulação para as configurações de turbina a gás, motores de combustão interna, turbinas a vapor e ciclos combinados (turbina a gás e turbina a vapor) partindo de demandas térmicas e elétricas e preços de combustíveis.

O programa apresenta por critérios de avaliação a pesquisa de menor período de retorno do investimento (*pay-back*), das maiores receitas operacionais com o sistema.

Verbruggen et al (1988) apresentam um programa para avaliação econômica que simula a partir dos dados para demandas térmicas e elétricas, os quais permitem definir uma configuração. Com os dados fornecidos de tarifas elétricas e preços de combustíveis faz-se um balanço econômico através da análise de benefícios e custos envolvidos no sistema.

Babus'Haq et al (1988) apresenta um programa de simulação que permite discutir a viabilidade econômica de algumas configurações de centrais de cogeração, bem como auxiliam na definição da capacidade total das mesmas por meio de avaliação das necessidades energéticas do processo e do desempenho de seus componentes, como também no cálculo do benefício líquido anual considerando condições com e sem excedente de energia elétrica e o período de retorno de investimento (*pay-back*).

O programa avalia as demandas térmicas e elétricas, determina a configuração mais eficiente (sobre o ponto de vista energético) para atender as necessidades da planta de processo, avalia os custos associados e verifica se o sistema de cogeração é comercialmente viável.

O Gas Turbine Performance Estimator é um programa comercial desenvolvido pela *Turbine Systems Engineering Inc.* elaborado para ser usado com o LOTUS 1-2-3. O programa informa para as condições locais (temperatura ambiente, umidade, altitude) a máxima potência de saída de uma variedade de turbinas operando com gás natural.

O programa Co-Generator (Hogan, 1993) é um sistema para cálculo de custos e otimização econômica em projetos de cogeração. O programa seleciona o equipamento, o combustível e a compra ou geração de eletricidade, para atender as demandas de vapor/calor e eletricidade a baixo custo, para configurações de turbinas a gás associadas com caldeiras de recuperação ou em ciclos combinados.

O programa ENCOTECH (Lizarraga, 1994) foi desenvolvido pela *ENCOTECH Inc.*, permite fazer a simulação segundo demanda térmica e elétrica. Para as características do equipamentos são levadas em consideração as condições ambientes, como temperatura e pressão. Para a análise econômica os seguintes dados devem ser fornecidos: tarifa elétrica, preço do combustível, preço de venda da eletricidade excedente, custo do dinheiro, etc. O programa fornece informações sobre o custo anual de operação.

Balestieri (1994) desenvolveu um modelo para seleção de configurações compreendendo turbinas a gás e caldeiras de recuperação, caldeiras convencionais e turbinas a vapor e ciclos combinados; a seleção é automatizada por um modelo de otimização multiobjetivo, associado à programação linear - inteira, com incorporação de diferentes funções objetivo, que podem operar conjunta ou isoladamente, tendo destaque as configurações de máximo benefício líquido, mínima irreversibilidade exergética e mínimas emissões de poluentes.

Witzani e Pechetl (1996) apresentam um programa baseado em planilha de cálculos associados a bibliotecas gráficas que apresentam diferentes equipamentos utilizáveis na composição de configurações. As configurações que o programa pode simular são as de turbina a gás associados com caldeiras de recuperação, turbinas a vapor de contrapressão ou de condensação e ciclos combinados. Apresenta uma base de dados que contém mais de cem modelos de turbinas a gás disponíveis no mercado para cálculo da performance. A análise econômica é efetuada em termos de custo de capital e taxa de retorno de investimento.

Agazzani e Massardo (1997) apresentam o programa TEMP - *ThermoEconomic Modular Program* para análise termoeconômica de plantas de turbinas a gás, a vapor e combinados. A análise termoeconômica é baseada na Análise Termoeconômica Funcional, que é feita através de diagrama funcional produtivo.

O programa faz análise termodinâmica e exergética, análise termoeconômica e otimização. O modelo físico consiste de um grupo de equações que descrevem o comportamento termodinâmico. O modelo econômico consiste de um grupo de equações que utilizam as variáveis termodinâmicas com o custo do investimento de cada equipamento. O modelo produtivo consiste de um grupo de equações que definem a proposta de cada componente no sistema.

Os programas acima citados cumprem seus objetivos no âmbito em que foram concebidos, assim como apresentam vantagens e desvantagens comparativamente aos demais.

## **1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO**

O que pretende-se com este trabalho é desenvolver um programa computacional que selecione, dimensione e especifique sistemas de turbinas a gás, que satisfaçam as demandas térmicas do processo, para as seguintes configurações: turbina a gás associada com caldeira de recuperação, turbina a gás associada com ciclo de refrigeração por absorção e turbina a gás associado com caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado).

O programa computacional seleciona sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado (mais de quatrocentas máquinas) e faz

correções devido à temperatura ambiente, à umidade relativa e à altitude do local da instalação do sistema de cogeração. Em seguida, é feita a análise energética de cada sistema selecionado, com base em dados de máquinas reais.

A análise exergética de cada sistema selecionado é feita calculando-se a exergia de cada ponto e as irreversibilidades dos componentes do sistema.

O programa computacional faz análise econômica, na qual são determinados os custos de produção de eletricidade e de calor útil (vapor, água fria), de maneira a escolher a melhor opção em termos de menor período de retorno de investimento (*pay-back*) ou da maior receita anual esperada.

A análise termoeconômica é baseada na análise do custo de manufatura exergético, com o objetivo de se determinar o melhor sistema de cogeração, entre os selecionados. Isto constitui-se na escolha do sistema que implique no menor índice de irreversibilidade total do ciclo.

### **1.3 ESTRUTURA DA TESE**

No capítulo 2 apresenta-se de forma sintética, noções de cogeração, comentários sobre ciclos de turbinas a gás; considerações sobre as configurações utilizadas no desenvolvimento do presente trabalho (turbina a gás associada a caldeira

de recuperação, turbina a gás associada a sistema de refrigeração por absorção e turbina a gás associada a caldeira de recuperação e turbina a vapor).

No capítulo 3, apresenta-se as equações para a análise energética (seleção e dimensionamento) dos sistemas de cogeração para cada configuração em estudo, juntamente com os fatores de correções de performance baseando-se na temperatura ambiente, umidade relativa e altitude.

No capítulo 4, apresentam-se alguns conceitos básicos referentes a exergia, irreversibilidade e eficiência exergética bem como balanço de exergia visando a análise das configurações em estudo.

No capítulo 5, apresentam-se as equações para análise de viabilidade econômica (equações para custos de produção anualizadas de energia elétrica, custos de investimentos, custos de manutenção, custo de produção de vapor e receita anual esperada).

No capítulo 6, um método termoeconômico baseado no custo exergético de manufatura é apresentado para análise exergoeconômica e determinação dos melhores sistemas de turbinas a gás selecionados.

No capítulo 7, uma abordagem geral, com descrição detalhada do algoritmo e aplicação do programa computacional é apresentado.

## **CAPÍTULO 2**

# **SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS**

### **2.1 ASPECTOS GERAIS**

A cogeração, quando associada com turbina a gás, é uma tecnologia relativamente nova, que data de alguns anos posteriores a II Guerra Mundial.

Com a crescente busca da melhoria de eficiência energética, tanto com relação ao desempenho na geração como também ao aproveitamento de disponibilidades energéticas residuais, a cogeração tem crescentemente sido apontada como uma efetiva alternativa de racionalização energética e econômica.

Os sistemas de cogeração consistem na produção simultânea de energia elétrica ou mecânica e energia térmica (calor de processo e/ou frio) a partir da 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 do sistema.

A cogeração consiste de tecnologias que apresentam potencial de aplicação tanto no setor industrial quanto no setor terciário (principalmente em hospitais, hotéis, aeroportos e hipermercados). No setor industrial, as empresas de papel e celulose, assim como as químicas e petroquímicas, açúcar e álcool, são as que apresentam maiores potenciais para a prática de cogeração.

Sistemas de cogeração que geram eletricidade quando a turbina está diretamente acoplada a um gerador operam segundo ciclos chamados de ciclos “*topping*”. O calor rejeitado dos gases de exaustão da turbina é recuperado na forma de vapor para o processo (podendo também fornecer água quente ou fria). Em sistemas de cogeração que operam segundo os chamados ciclos “*bottoming*” (Najjar et al, 1993, Kehlhofer, 1987), a caldeira de recuperação é alimentada pelos gases de exaustão da chaminé e o vapor resultante pode ser usado para acionar turbina a vapor, após o que, é utilizado como vapor para o processo. Neste tipo de ciclo, primeiro a energia térmica é usada no processo, e então o calor dos gases de exaustão é utilizado para a produção de energia elétrica ou mecânica.

Sistemas de cogeração são projetados para operarem, de um modo geral, para atender a demanda térmica (paridade térmica), a demanda eletromecânica (paridade elétrica), ou em modo de operação econômica.

Para operação em paridade térmica, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de produzir os requerimentos térmicos de cada período de tempo, de maneira que o calor é o produto principal e a eletricidade é um

subproduto da cogeração. Havendo sobra de eletricidade o excedente deve ser vendido, caso contrário, deve ser feita a compra de eletricidade adicional.

Para operação em paridade elétrica, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de produzir os requerimentos elétricos de cada período de tempo, de maneira que a eletricidade é o produto principal e o calor é um subproduto da cogeração. Quando o calor produzido é insuficiente para suprir as necessidades do processo, um sistema auxiliar é acionado para produzir esta diferença. Caso contrário, parte do calor produzido é rejeitado para o ambiente, reduzindo a eficiência operacional do sistema.

Para operação econômica, o sistema opera em funcionamento apenas nos períodos em que a tarifa paga pela concessionária corresponda a um retorno de interesse do investidor. O sistema poderá optar pela compra da eletricidade da concessionária para completar o seu suprimento, ou, se for o caso, vender excedente. No entanto, o sistema deve utilizar um equipamento suplementar para satisfazer parte ou totalidade da demanda térmica, dependendo das condições operacionais do sistema de cogeração (Silveira, 1994, Balestieri, 1994).

No presente trabalho, o conceito de cogeração de energia pressupõe a combinação de dois equipamentos: turbina a gás acoplada a gerador elétrico para a geração de eletricidade e caldeira de recuperação para a produção de vapor (ou água fria) a partir de energia térmica dos gases de exaustão da turbina. Como medida adicional para aumentar a eficiência do sistema de

cogeração, poderá ser utilizada uma turbina a vapor para a geração adicional de energia elétrica, constituindo assim o chamado ciclo combinado (Reis, 1991).

Um sistema de cogeração com ciclo combinado compõe-se de:

- Turbina a gás para produção de energia mecânica ou elétrica;
- Aproveitamento dos gases de escape através da caldeira de recuperação para produção de vapor de alta pressão;
- Turbina a vapor para produção complementar de energia mecânica ou elétrica;
- Aproveitamento do vapor de baixa pressão pelo processo industrial.

## **2.2 CICLO COM TURBINA A GÁS**

O interesse e o desenvolvimento na tecnologia de turbina a gás nos últimos anos têm sido significantes. As duas principais razões são: aperfeiçoamento da performance e baixo custo nos investimentos (Stromberg e Per-Axe, 1994), em comparação com as demais tecnologias.

A turbina a gás não é uma máquina isolada, mas uma combinação, geralmente de construção compacta, composta de compressor, câmara de combustão e turbina propriamente dito e, por vezes, mais unidades, correspondendo a todo um grupo gerador.

O ar entra no compressor axial nas condições ambientes. Como estas condições variam dia-a-dia e de localização para localização, é conveniente considerar algumas condições padrões para fim de comparações.

As condições padrões usadas na indústria de turbina a gás são 15 °C para a temperatura, 0,1013 MPa para a pressão e 60% de umidade relativa, que são estabelecidas pela *International Standards Organization* (ISO). Estas condições são freqüentemente referenciadas como condições ISO (Brooks, 1994).

O ar, nas condições atmosféricas de pressão e temperatura, entra no compressor, onde é comprimido até à pressão da combustão, passa para a câmara de combustão, onde o combustível é queimado continuamente sob pressão constante. Os gases aquecidos são expandidos na turbina, produzindo trabalho mecânico, que é transformado em energia elétrica no grupo gerador. Durante todo o processo de expansão, os gases perdem calor e escapam da turbina à pressão atmosférica e temperatura que podem chegar a 650 °C (Reis, 1991, Brant and Wesorick, 1994). Estes gases de exaustão podem ser utilizados como fonte calor em se tratando de sistema de cogeração. Quase toda a energia que não é convertida em potência na turbina é rejeitada nos gases de exaustão. Esses gases que são relativamente livres de impurezas, no caso do gás natural, e que apresentam altas temperaturas, então são aproveitados pela caldeira de recuperação (Orlando, 1991).

## **2.3 TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO – CASO 1**

Aspectos econômicos da turbina a gás em processos industriais usualmente dependem do uso efetivo da energia dos gases de exaustão, que geralmente representa de 60% a 70% da energia do combustível na entrada (Fisk et al, 1994).

Segundo Biasi, (1997), os gases provenientes do escape da turbina a gás estão a uma temperatura que varia de 350 a 650 °C; conforme o tipo de turbina, atravessam sucessivamente os quatro estágios da caldeira de recuperação: o superaquecedor, o evaporador de alta pressão, o economizador e o evaporador de baixa pressão, e são expelidos na atmosfera a uma temperatura de 140 a 180 °C (Silveira et al, 1995).

O combustível mais apropriado para este tipo de sistema de cogeração é o gás natural, que possui uma alta densidade energética e boa eficiência de combustão, além de ser um combustível menos poluente (Silveira, 1994).

A eficiência total num sistema de turbina a gás e caldeira de recuperação, razão entre a potência útil produzida (elétrica ou mecânica mais calor) e a potência suprida pelo combustível, é função da quantidade de energia recuperada dos gases de exaustão da turbina.

O uso mais comum da energia dos gases de escape é para geração de vapor em caldeiras de recuperação , como mostra a figura 1.

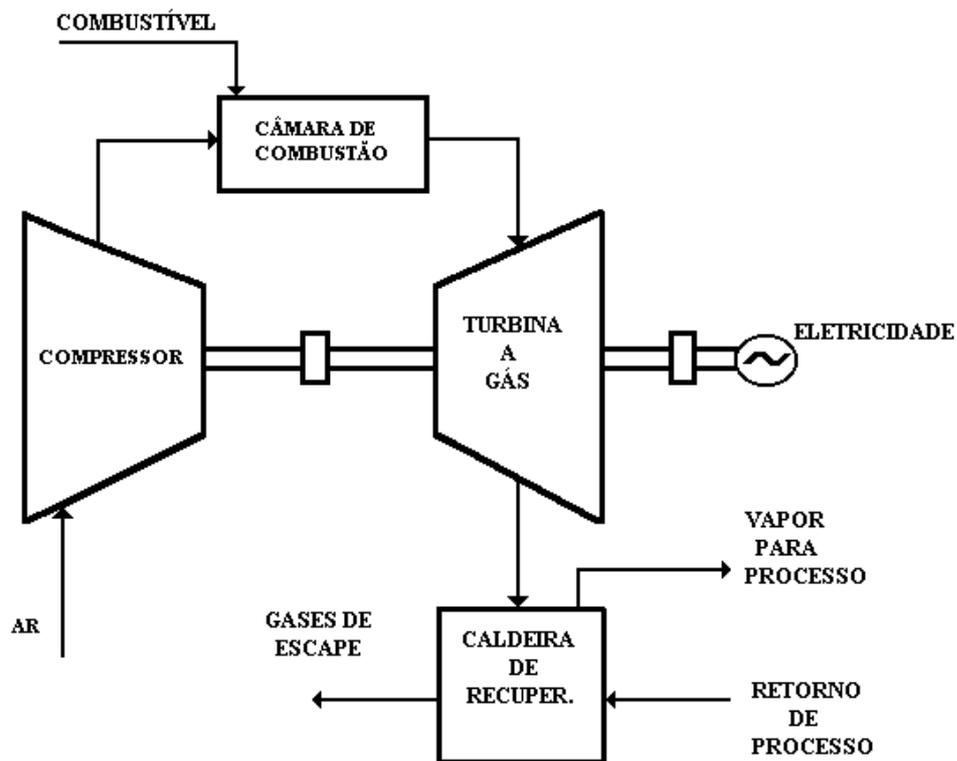


Figura 1: Turbina a gás associada à caldeira de recuperação

### 2.3.1 CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO

Caldeiras de recuperação podem se apresentar nas versões sem queima suplementar e com queima suplementar de combustível.

Caldeira de recuperação de calor sem queima suplementar é o tipo mais simples: é constituída basicamente por trocadores de calor convectivos que atendem à condição de exaustão da turbina maximizando a recuperação do calor dos gases de exaustão. Estas unidades podem ser economicamente projetadas para recuperar aproximadamente 95% da energia dos gases de exaustão da turbina disponíveis para geração de vapor ou outra forma de calor útil (Fisk et al, 1994). Níveis maiores de eficiência podem ser alcançados, porém o custo da superfície de troca térmica deve ser avaliado em comparação com a energia adicional recuperada para estabelecer até que ponto os altos custos são vantajosos.

Em caldeira de recuperação de calor com queima suplementar, o oxigênio contido nos gases de exaustão permite a queima de combustível, suplementar de modo a aumentar a produção de vapor ou grau de superaquecimento com relação a caldeira de recuperação sem queima suplementar. É basicamente uma unidade convectiva cujo projeto é inteiramente similar a uma caldeira de recuperação sem queima suplementar. Contudo, apresenta capacidade de controle de produção de vapor através de um sistema de queima suplementar, tornando esse sistema independente do modo de operação empregado no gerador dos gases.

A temperatura em que ocorre a vaporização tem um grande impacto no perfil da caldeira de recuperação. O perfil da temperatura do calor cedido deve estar sempre acima de um determinado  $\delta T$  mínimo em relação à temperatura em que se inicia a vaporização. Quando temos um perfil de

temperatura de exaustão abaixo da curva de vaporização, tem-se uma impossibilidade termodinâmica para operar.

## **2.4 TURBINA A GÁS ASSOCIADO AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO – CASO 2**

Sistemas de cogeração com turbina a gás também podem ser utilizados para resfriamento do ar ou para produzir água gelada, com uso dos gases de exaustão da turbina para acionar um sistema de refrigeração por absorção (Najjar and Radhwan, 1991), como mostra a figura 2.

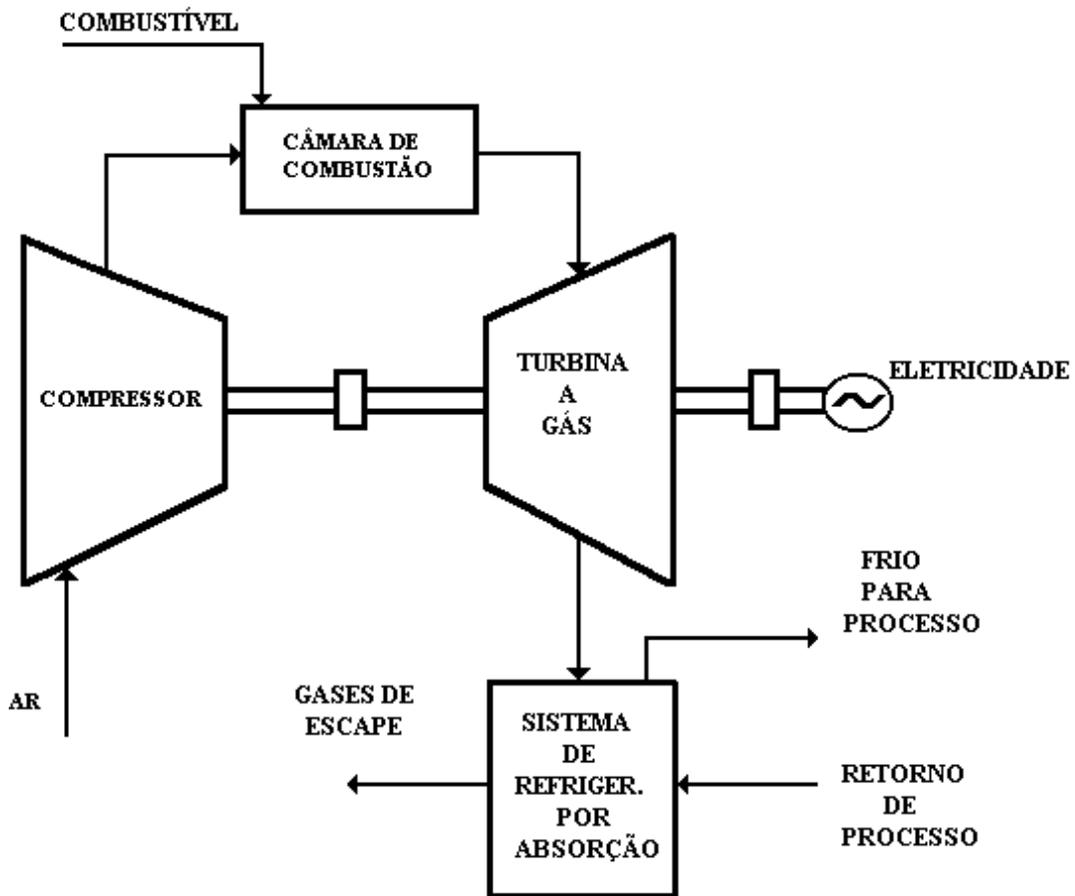


Figura 2: - Turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção

## 2.4.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Um sistema de refrigeração por absorção consiste basicamente em um gerador, um condensador, um evaporador e um absorvedor. O ciclo opera com dois fluidos, um refrigerante (água, no caso de instalações utilizando solução de água e brometo de lítio, ou amônia, no caso de solução de água e amônia) e um absorvente (brometo de lítio ou água).

Tomando como exemplo um sistema de refrigeração por absorção com solução de água e brometo de lítio: no evaporador, o fluido refrigerante vaporiza retirando calor do ar (ou água) a ser refrigerado. Isso ocorre graças à baixa pressão mantida no evaporador. No restante do processo de absorção ocorre a regeneração do refrigerante para completar o ciclo termodinâmico. No absorvedor, a solução fraca de brometo de lítio proveniente do gerador absorve o vapor de água proveniente do evaporador para formar a solução forte dessa substância (brometo de lítio diluído). Assim, a solução diluída é bombeada através do trocador de calor, onde sua temperatura é incrementada. Essa solução forte de brometo de lítio é então encaminhada ao gerador, onde é utilizado o calor residual do sistema de cogeração para desprender o vapor de água da solução fervente, encaminhando-o para o condensador, onde é convertido em líquido e flui para o evaporador abaixo, recomeçando assim o ciclo.

Os sistemas com brometo de lítio (água refrigerante), são limitados a temperaturas acima de 0 °C, (ponto de congelamento da água). Se temperaturas inferiores são requeridas, o sistema de água e amônia deverá ser utilizado (Orlando, 1991, Najjar and Radhwan, 1991).

Sistemas de refrigeração por absorção também podem ser classificados como de simples estágio, cujo coeficiente de performance (COP) situa-se entre 0,40 e 0,70; ou de duplo estágio ou duplo efeito que apresentam dois geradores e coeficiente de performance da ordem de 1,4. Esses sistemas requerem pressão de vapor superiores, sendo mais utilizados em sistemas de cogeração (Orlando, 1991).

## **2.5 TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR (CICLO COMBINADO) – CASO 3**

Ciclo combinado gás-vapor é entendido como uma operação em conjunto da turbina a gás com a turbina a vapor, em que o calor perdido da turbina a gás é utilizado na caldeira de recuperação para gerar vapor superaquecido, que irá alimentar a turbina a vapor. À pressão mais baixa o vapor é extraído da turbina a vapor podendo ser utilizado no processo (Kehlhofer e Plancherel, 1982).

Devido ao fato da operação de turbinas a gás ser caracterizado por alta temperatura de saída dos gases de exaustão e a operação de turbina a vapor por baixas temperaturas na saída, uma alta eficiência de Carnot é conseguida. A alta eficiência é a principal razão do sucesso desse ciclo durante os últimos anos (Wunsch, 1978).

Esses sistemas tem estruturas flexíveis para fornecer uma grande faixa de potência e energia térmica de modo a se ajustarem as mais variadas aplicações. Os sistemas mais comuns são:

- Geração de vapor para as condições do processo associado à caldeira de recuperação de calor:

- \* sem queima suplementar,

- \* com queima suplementar.

- Turbina a vapor sem retorno de condensado e gases de exaustão para o processo associado à:

- \* caldeira de recuperação de calor com um nível de pressão, sem queima suplementar,

- \* caldeira de recuperação de calor com dois níveis de pressão, sem queima suplementar,

- \* caldeira de recuperação com um nível de pressão e com queima suplementar.

- Turbina a vapor com extração e condensação do vapor associada à caldeira de recuperação de calor com:

- \*caldeira de recuperação de calor com um nível de pressão, sem queima suplementar,

- \* caldeira de recuperação de calor com dois níveis de pressão, sem queima suplementar,

- \* caldeira de recuperação com um nível de pressão e com queima suplementar.

O esquema mais simples utilizado para cogeração em ciclo combinado é aquele que emprega um sistema de turbina a gás, caldeira de recuperação de calor com um nível de pressão sem queima suplementar e turbina a vapor sem retorno de condensado, como mostra a figura 3 (Chase et all, 1994).

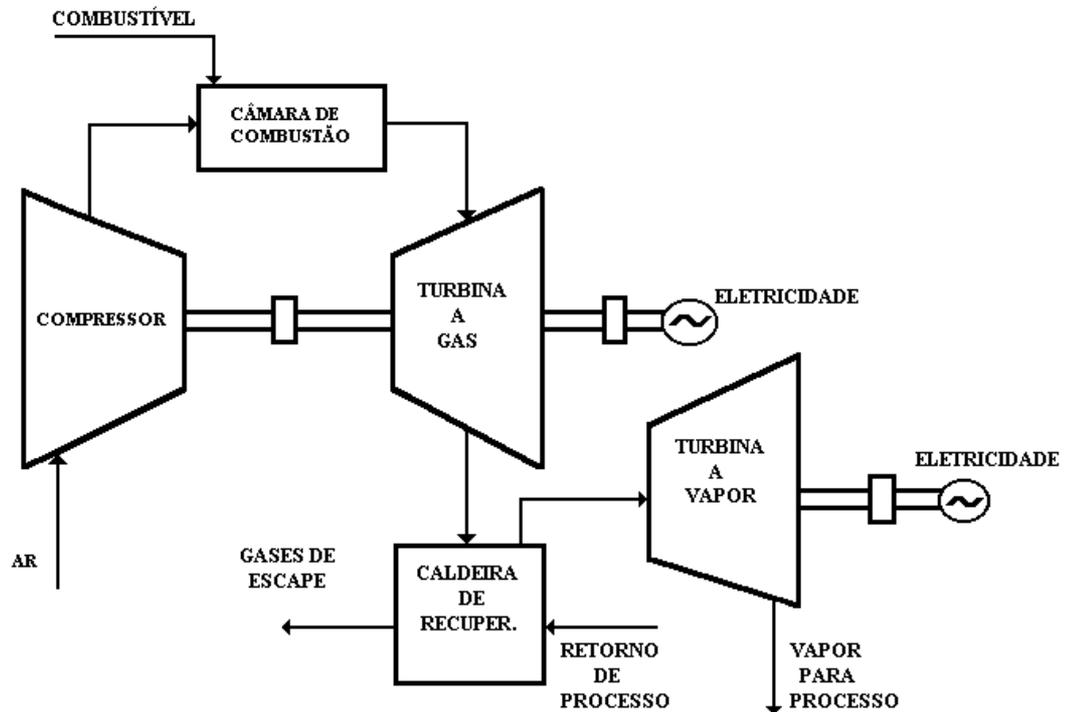


Figura 3: Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor (ciclo combinado)

## 2.5.1 TURBINA A VAPOR

As turbinas a vapor são turbomáquinas que operam com vapor de alta pressão na entrada, em condição superaquecida ou altamente saturada, expandindo-se até níveis mais baixos de energia.

As turbinas a vapor podem apresentar multiplicidade de modelos de tal modo a oferecer soluções particulares para problemas específicos, podendo ser classificadas pela maneira com que o vapor deixa a turbina: turbinas de contrapressão, são aquelas em que o vapor deixa a turbina com níveis de

pressão superiores à pressão atmosférica, da ordem de 0,2 a 1,0 MPa; turbinas de condensação e extração recebem o vapor de alta pressão e em um ou mais pontos entre a admissão e a descarga, extraíndo vapor de processo com pressão prefixada, conforme necessidade da unidade, sendo o restante expandido até a pressão do condensador, valores entre 0,005 e 0,01 MPa (Hollauf,1982).

Nos casos em que a demanda térmica é prioritária sobre a geração elétrica, é freqüente o emprego das turbinas de contrapressão, normalmente operadas com pressão do vapor devido às proposições do processo, sendo as flutuações na geração elétrica supridas pela conexão da unidade de processo à rede da concessionária local.

Quando o fluxo residual das extrações sai da turbina na pressão de condensação, pressão inferior à atmosférica, dá-se o nome de turbina de extração/condensação e quando todo fluxo sai na pressão de condensação é denominada turbina de condensação.

O rendimento da turbina a vapor (relação entre a energia mecânica fornecida no eixo e a energia térmica decorrente do salto entálpico do vapor) depende do tipo de turbina e da carga a ela imposta. Níveis mais elevados de pressão e temperatura do vapor de admissão produzem maiores potências mecânicas por unidade de vapor condensado. Entretanto, esses níveis de temperatura e pressão são nivelados por questões tecnológicas das caldeiras.

## **CAPÍTULO 3**

### **ANÁLISE ENERGÉTICA**

#### **3.1 INTRODUÇÃO**

Para o estudo desenvolvido neste trabalho, deseja-se que o sistema de cogeração opere em paridade térmica, a fim de satisfazer toda a necessidade térmica do processo.

Desta forma, de acordo com a quantidade de eletricidade produzida pelo sistema de cogeração, é possível garantir parte da demanda elétrica, sua totalidade, ou ainda a geração de eletricidade excedente.

A partir da análise energética, é possível seleccionar quais os sistemas de cogeração empregando turbinas a gás acoplada a gerador elétrico e suas respectivas condições de utilização que melhor atendam às necessidades energéticas do processo.

### 3.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA

A análise técnica dos ciclos usualmente empregados em configurações de plantas de cogeração obedece aos princípios básicos da Termodinâmica, principalmente a Primeira Lei, que quantifica as energias envolvidas no processo proposto.

De uma maneira geral, a Primeira Lei se expressa pela equação (Van Wylen e Sontag, 1976):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{saida}} \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (3.1)$$

em que se considera:

$\dot{Q}$  como sendo o fluxo de calor transferido do volume de controle em análise, em kW.

$\dot{W}$  é a potência por unidade de tempo transferido do volume de controle, em kW.

$\dot{m}$  é a vazão em massa de fluxos energéticos (vapor, gases, etc.), dado em kg/s.

$h$  é a entalpia do fluxo energético, em kJ/kg.

$v$  é a velocidade do fluxo energético, em m/s.

$z$  é a cota da superfície de controle com passagem de fluxo energético, em m.

$g$  é a aceleração da gravidade, em  $m/s^2$ .

A análise da Primeira Lei deve ser feita tomando-se volumes de controle sobre o conjunto para cada componente da configuração analisada.

A fim de facilitar a compreensão do equacionamento, a análise energética será realizada separadamente para cada uma das três configurações de turbinas a gás propostas, no escopo deste trabalho.

### **3.3 SELEÇÃO DE SISTEMAS DE TURBINAS A GÁS**

A seleção dos sistemas de turbinas a gás é realizada utilizando-se equipamentos comercialmente disponíveis no mercado, através de consultas ao banco de dados elaborado do catálogo “*Gas Turbines World Handbook*” (Biasi, 1997). Os dados desses sistemas foram determinados sob as condições ISO (temperatura de 15 °C, nível do mar, com 60% de umidade relativa).

Para cada sistema de turbina a gás selecionado são fornecidas as seguintes informações: nome do fabricante, código da máquina, ano de fabricação, potência de eixo, consumo específico de calor (*Heat Rate*), razão de pressão, fluxo de gases de exaustão, rotação, temperatura dos gases de exaustão, temperatura de entrada (para alguns sistemas), peso e dimensões.

As propriedades termodinâmicas do vapor e do líquido são determinadas pelas equações dadas por Badr et al (1990), que se encontram em anexo.

O combustível utilizado é o gás natural por ser pouco poluente, de fácil queima e de grande utilização em várias partes do mundo.

O fluxo de gases de exaustão e a temperatura desses gases na saída da turbina são parâmetros importantes para decidir sobre a capacidade necessária do sistema de cogeração.

### **3.3.1 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO**

Considerando o esquema para o sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, mostrado na figura 4, por um balanço de energia operado na caldeira de recuperação de calor, tem-se:

$$\eta_{cr} = E_v/E_c \quad (3.2)$$

sendo:

o fluxo de calor efetivamente entregue na forma de vapor ( $E_v$ ), em kW, é dado por:

$$E_v = \dot{m}_v \cdot (h_9 - h_7) \quad (3.3)$$

e o fluxo calor recuperado nos gases de escape ( $E_c$ ), em kW, é dado por:

$$E_c = \dot{m}_{gas} \cdot C_{p,gas} \cdot (T_4 - T_e) \quad (3.4)$$

Em que,

o fluxo mássico de vapor ( $\dot{m}_v$ ), em kg/s, um dado fornecido ao projetista, as entalpias do vapor e do líquido respectivamente,  $h_7$  (saída da caldeira de

recuperação) e  $h_9$  (retorno de líquido de processo), em kJ/kg K, são obtidas pelo uso da rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas.

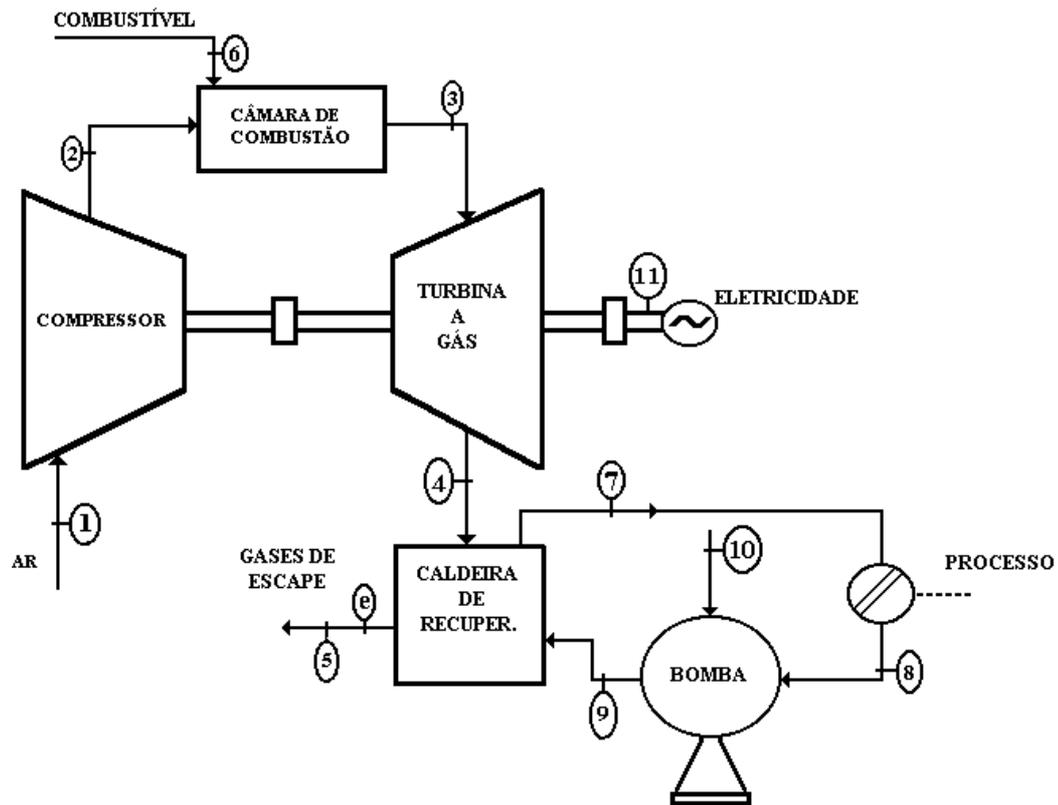


Figura 4: Turbina a gás associada à caldeira de recuperação

As seguintes considerações são feitas para a seleção dos sistemas com turbinas a gás:

- Calor específico a pressão constante dos gases de exaustão da turbina ( $C_{p,gas}$ ) é igual a 1,055 kJ/kg K.

- Temperatura dos gases de escape ( $T_e$ ) para a atmosfera situa-se entre 130 °C e 180 °C, fixado inicialmente em 140 °C.

- Rendimento da caldeira de recuperação adotado em 70%.

- Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás natural 50000 kJ/kg (Valero et al, 1994).

- Entalpia ( $h_9$ ) do líquido comprimido a temperatura de 95 °C.

Das eqs. (3.2), (3.3) e (3.4) obtém-se o fluxo mássico de gases ( $\dot{m}_{gas}$ ) necessário em função da temperatura dos gases na saída da turbina.

Com as considerações observadas acima, selecionam-se os possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado.

### **3.3.2 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

A figura 5 mostra o esquema de cogeração incluindo sistema de turbina a gás associado com sistema de refrigeração por absorção, o qual servirá como base para a seleção dos possíveis sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado.

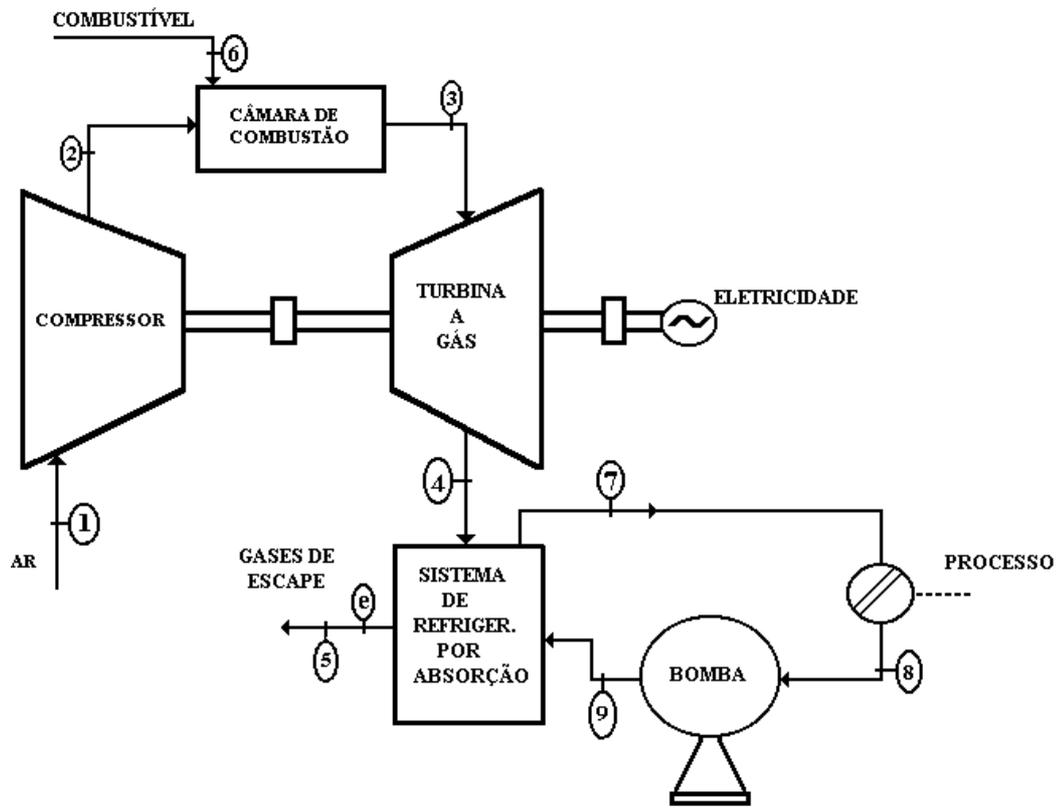


Figura 5: Sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção.

Efetuando-se o balanço de energia sobre o sistema de refrigeração por absorção, tem-se:

$$\text{COP} = P_f/E_c \quad (3.5)$$

Em que: a potência frigorífica ( $P_f$ ), em kW, é dada por,

$$P_f = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{p,\text{agua}} \cdot (T_{\text{rag}} - T_{\text{agua}}) \quad (3.6)$$

sendo,

o fluxo de água ( $\dot{m}_{\text{água}}$ ), em kg/s, a temperatura da água gelada ( $T_{\text{água}}$ ) em °C, bem como a temperatura de retorno da água do processo ( $T_{\text{rag}}$ ), são dados que devem ser fornecidos ao projetista

Considerações efetuadas:

- Calor específico a pressão constante da água ( $C_{p,\text{água}}$ ) com valor igual a 4,187 kJ/kg K.

- Para o sistema de refrigeração por absorção do tipo simples efeito o coeficiente de performance (COP) é adotado como sendo igual a 0,65 e do tipo duplo efeito o coeficiente de performance é adotado como 1,1 (Orlando, 1991).

- No caso da temperatura da água ( $T_{\text{água}}$ ), em °C, ser maior que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e brometo de lítio em virtude da maior vida útil do equipamento, já que a solução de água e brometo de lítio é menos corrosiva do que a solução de água e amônia. Para temperatura da água gelada menor que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e amônia (Najjar e Radhwan, 1991).

- Para sistemas de absorção que empregam água e brometo de lítio, é fixado valor de 170 °C para temperatura dos gases de escape ( $T_e$ ) e de 160 °C para temperatura dos gases de escape para sistemas de absorção que utilizam água e amônia (Najjar e Radhwan, 1991, Aly, 1991).

Com as considerações relacionadas anteriormente e com as eqs. (3.4), (3.5) e (3.6), obtém-se o fluxo mássico de gases ( $\dot{m}_{\text{gas}}$ ) necessário em

função da temperatura dos gases na saída da turbina; em seguida, selecionam-se os possíveis sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado.

### **3.3.3 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR (CICLO COMBINADO)**

A figura 6 mostra o esquema de cogeração incluindo sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor, o qual servirá como base para a seleção dos possíveis sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado.

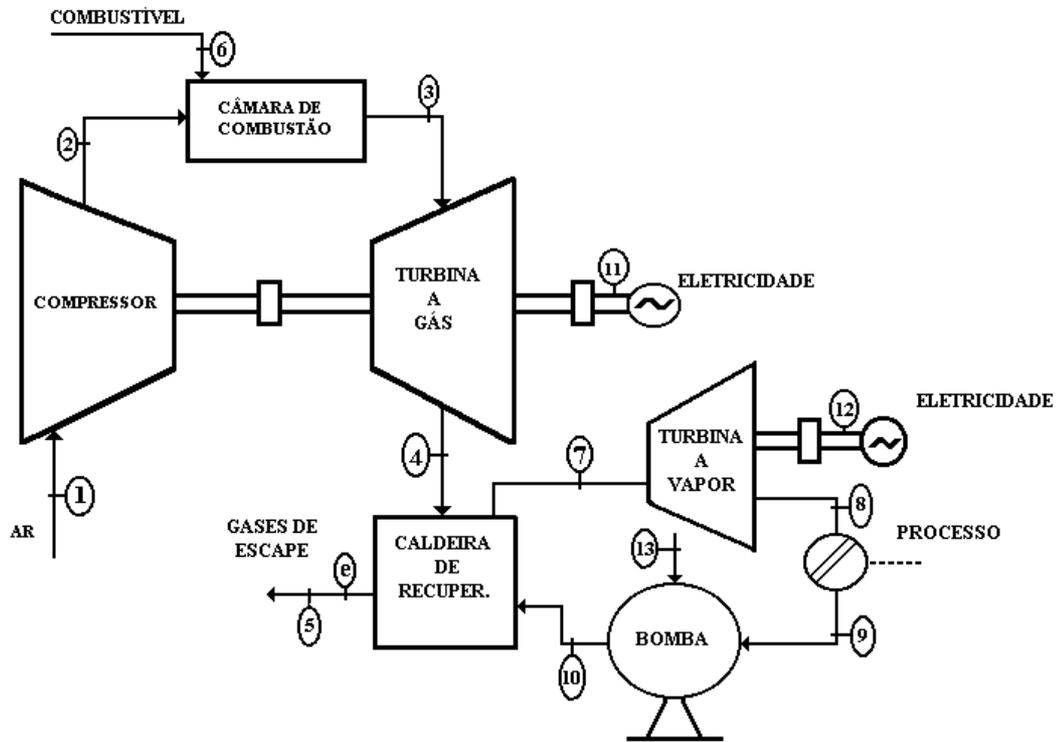


Figura 6: Sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor.

Para a caldeira de recuperação, por sua condição de equipamento não disponível em catálogo, a seleção deve prever uma consulta a diversos fabricantes, que podem propor alternativas interessantes.

Os níveis de pressão/temperatura normalmente utilizados em projetos de caldeiras de recuperação e por conseqüência mais recomendados para geração de energia em nível industrial, e adotados neste trabalho são:

2,1 MPa/300 °C, 4,2 MPa/400 °C, 6,3 MPa/450 °C e 8,0 MPa/500 °C.

Considerando uma superfície de controle ao redor da turbina a vapor, calcula-se a entalpia real do vapor ( $h_{8'}$ ) na saída da turbina pela equação abaixo,

$$h_{8'} = h_7 - \eta_{gtv} \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.7)$$

sendo:

$h_7$  é a entalpia do vapor superaquecido na entrada da turbina a vapor.

$h_8$  é a entalpia do vapor na saída da turbina a vapor,

$\eta_{gtv}$  é o rendimento isoentrópico da turbina a vapor, adotado como sendo de 75%.

Considerando a pressão para o processo ( $P_8$ ) um dado fornecido ao projetista e com as condições na saída da caldeira de recuperação:

a) Pressão de 2,1 MPa e temperatura de 300 °C, tem-se a entalpia ( $h_7$ ) igual a 3021 kJ/kg. Na saída da turbina a vapor a entalpia real ( $h_{8'}$ ), em kJ/kg, e a entropia real ( $s_{8'}$ ), em kJ/kg K, são dadas respectivamente por:

$$h_{8'} = 2579,9 \cdot P_8^{0,054} \quad (3.8)$$

$$s_{8'} = 7,126 \cdot P_8^{-0,0185} \quad (3.9)$$

b) Pressão de 4,2 MPa e temperatura de 400 °C, tem-se a entalpia ( $h_7$ ) igual a 3210 kJ/kg. Na saída da turbina a vapor a entalpia real ( $h_{8'}$ ), em kJ/kg, e a entropia real ( $s_{8'}$ ), em kJ/kg K, são dadas respectivamente por:

$$h_{8'} = 2627,3 \cdot P_8^{0,0496} \quad (3.10)$$

$$s_{8'} = 7,254 \cdot P_8^{-0,0204} \quad (3.11)$$

c) Pressão de 6,3 MPa e temperatura de 450 °C, tem-se a entalpia ( $h_7$ ) igual a 3297 kJ/kg. Na saída da turbina a vapor a entalpia real ( $h_{8'}$ ), em kJ/kg, e a entropia real ( $s_{8'}$ ), em kJ/kg K, são dadas respectivamente por:

$$h_{8'} = 2636,0 \cdot P_8^{0,0487} \quad (3.12)$$

$$s_{8'} = 7,278 \cdot P_8^{-0,0214} \quad (3.13)$$

d) Pressão de 8,0 MPa e temperatura de 500 °C, tem-se a entalpia ( $h_7$ ) igual a 3398 kJ/kg. Na saída da turbina a vapor a entalpia real ( $h_{8'}$ ), em kJ/kg, e a entropia real ( $s_{8'}$ ), em kJ/kg K, são dadas respectivamente por:

$$h_{8'} = 2669,6 \cdot P_8^{0,0486} \quad (3.14)$$

$$s_{8'} = 7,367 \cdot P_8^{-0,0224} \quad (3.15)$$

As equações (3.8) a (3.15) foram obtidas por regressão através do uso do software Excel.

Aplicando um volume de controle ao redor da caldeira de recuperação determina-se o fluxo mássico de gases de exaustão ( $\dot{m}_{\text{gas}}$ ), pela equação,

$$\dot{m}_{\text{gas}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (h_7 - h_{10})}{C_{p,\text{gas}} \cdot (T_4 - T_e) \cdot \eta_{\text{cr}}} \quad (3.16)$$

sendo:

$h_{10}$  é a entalpia do líquido comprimido à temperatura de 95 °C.

Com as mesmas considerações anteriores, efetuadas para a seleção dos sistemas de turbinas a gás, selecionam-se os possíveis sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, em função da temperatura dos gases de saída da turbina a gás.

### 3.4 CORREÇÕES DOS PARÂMETROS DE PERFORMANCE DAS MÁQUINAS

Os parâmetros de performance das máquinas, devem ser corrigidos para as condições locais da instalação.

A **temperatura ambiente** influi sobre o desempenho da turbina a gás, afetando a potência de eixo, a vazão mássica dos gases de exaustão e o *Heat Rate*, como pode ser visto pela figura 7. Portanto, um fator de correção deve ser usado (Brooks, 1994).

A partir de ajustes de regressão, usando o software Excel, foram obtidos os seguintes fatores de correção:

- Da temperatura ambiente sobre:

a potência de eixo,

$$f_c = -0,004 \cdot T_{amb} + 1,06 \quad (3.17)$$

o Heat Rate,

$$fc = 0,002 \cdot T_{amb} + 0,97 \quad (3.18)$$

o fluxo mássico dos gases de exaustão,

$$fc = -0,006 \cdot T_{amb} + 1,07 \quad (3.19)$$

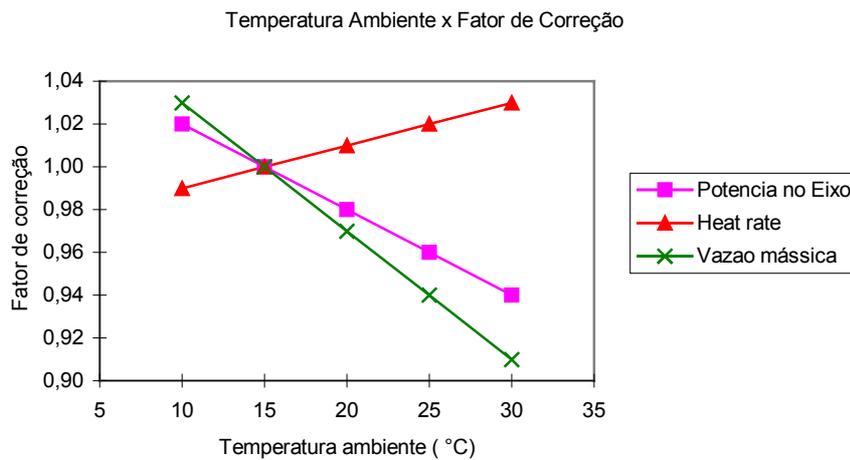


Figura 7: Temperatura ambiente x fator de correção

A **altitude** influi sobre o desempenho da turbina a gás, afetando a potência de eixo e a vazão mássica de ar, como pode ser visto pela figura 8 (Brooks, 1994).

A partir de ajustes de regressão, foram obtidos os seguintes fatores de correção:

Se altitude < 200 m ou  $2800 \leq \text{altitude} \leq 3000$  m

$$fc = -0,0001 \cdot \text{altitude} + 0,9975 \quad (3.20)$$

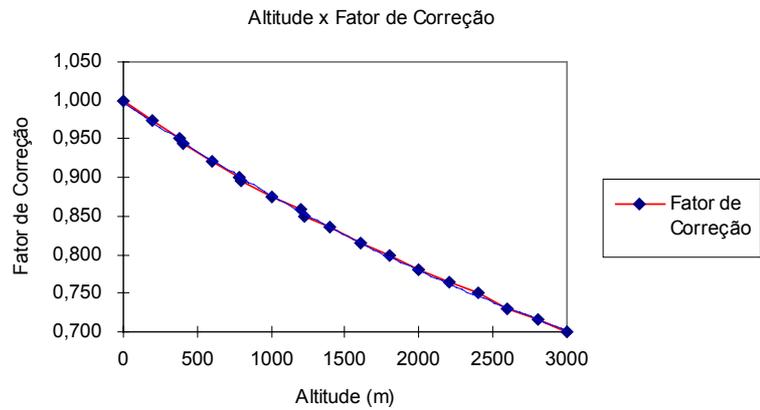


Figura 8: Altitude x fator de correção

Se  $200 \leq \text{altitude} < 2800 \text{ m}$

$$fc = -0,0001 \cdot \text{altitude} + 0,9816 \quad (3.21)$$

A **umidade específica** influi sobre o desempenho da turbina a gás, afetando a potência de eixo e o *Heat Rate*, como pode ser visto pelas figuras 9 e 10 (Brooks, 1994).

A partir de ajustes de regressão, foram obtidos os seguintes fatores de correção:

- Da umidade específica sobre o Heat Rate,

$$fc = 0,3795 \cdot Ue + 0,9975 \quad (3.22)$$

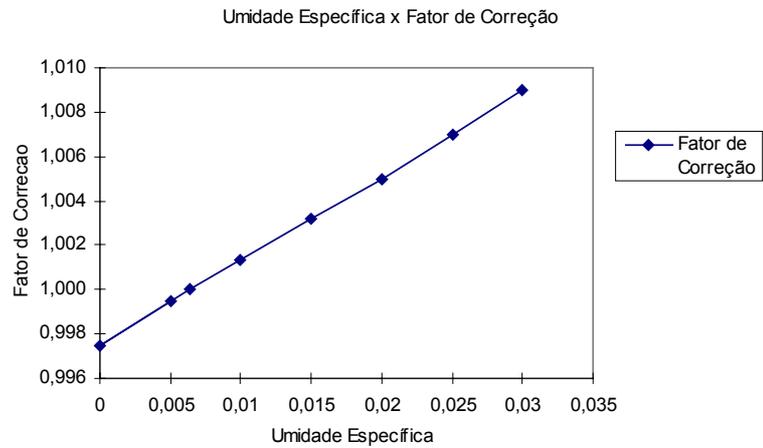


Figura 9: Umidade específica x fator de correção (a)

•Da umidade específica sobre a potência de eixo,

$$fc = -0,1333 \cdot Ue + 1,001 \tag{3.23}$$

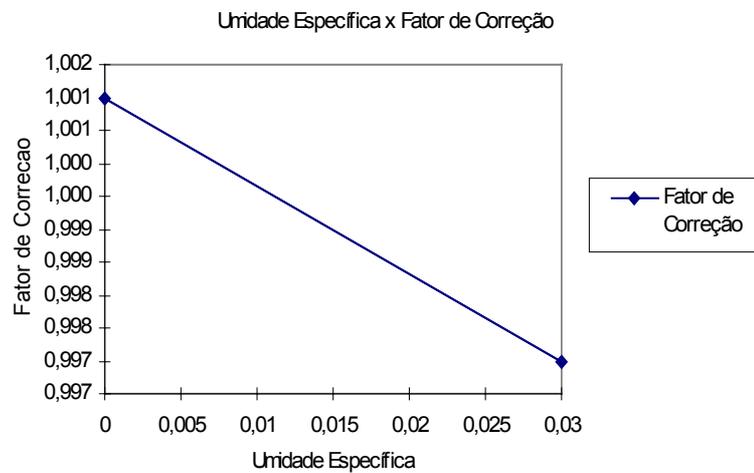


Figura 10: Umidade específica x fator de correção (b)

Segundo Boehn (1980), a umidade específica ( $Ue$ ) é dada por,

$$Ue = \frac{0,622 \cdot P_g \cdot Ur}{P_a \cdot 100} \tag{3.24}$$

sendo,

Umidade relativa (Ur), em %, é um dado que deve ser fornecido ao projetista.

A pressão de saturação do vapor ( $P_g$ ), em kPa, dada por,

$$P_g = 6 \cdot 10^{-5} \cdot T_{amb}^3 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot T_{amb}^2 + 0,0523 \cdot T_{amb} + 0,6028 \quad (3.25)$$

e a pressão atmosférica local ( $P_a$ ), em kPa, dada por,

$$P_a = P_o - \rho_{ar} \cdot g \cdot \text{altitude} \quad (3.26)$$

com  $P_o = 101,321$  kPa,  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> e  $\rho_{ar} = 1,2$  kg/m<sup>3</sup>.

Além dos fatores de correção citados, deve-se efetuar a correção da temperatura dos gases de saída da caldeira de recuperação, para evitar a condensação de alguns componentes dos gases na caldeira de recuperação, danificando o equipamento (Barclay, 1995).

A temperatura dos gases de saída, em °C, corrigida pelo *pinch point* ( $T_{epp}$ ), é dada pela equação,

$$T_{epp} = T_p - \frac{T_4 - T_p}{H_{p1} - H_{p3}} \cdot H_{p3} \quad (3.27)$$

Em que, a temperatura do ponto de orvalho ( $T_p$ ) é dada por:

$$T_p = T_s + \Delta T_{pinch} \quad (3.28)$$

sendo,

$T_s$  a temperatura de saturação, em °C, na condição de pressão de saturação,

$\Delta T_{\text{pinch}}$  mínima diferença de temperatura para evitar a condensação dos gases de exaustão, suposto igual a 10 °C.

$T_4$  é a temperatura dos gases na saída da turbina a gás, em °C.

O fluxo de calor recebido ( $H_{p1}$ ), em kW, dada por,

$$H_{p1} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot C_{p,\text{gas}}(T_{4\text{pm}}) \cdot T_4 \quad (3.29)$$

sendo,

$T_{4\text{pm}}$  média das temperaturas  $T_4$  e  $T_e$ , em °C.

O fluxo de calor cedido ( $H_{p3}$ ), em kW, dada por:

$$H_{p3} = \dot{m}_v \cdot h_l \quad (3.30)$$

e  $h_l$  é a entalpia do líquido saturado, em kJ/kg, na condição da pressão de saturação.

A pressão de saturação é a pressão do vapor para o processo, é um dado que deve ser fornecido ao projetista.

Segundo Moran e Shapiro (1995), o calor específico do ar em função da temperatura ( $C_{p,\text{ar}}(T)$ ) é dado por:

$$C_{p,\text{ar}}(T) = 1,04841 - 0,000383719 \cdot T + 9,45378 \cdot T^2 / 10^7 - 5,59031 \cdot T^3 / 10^{10} + 7,92981 \cdot T^4 / 10^{14} \quad (3.31)$$

O calor específico dos gases de combustão (considerando sistema com gás natural) em função da temperatura ( $C_{p,gas}(T)$ ) é dado por (Tuna e Silveira, 1997):

$$C_{p,gas}(T) = 0,991615 + 6,99703 \cdot T/10^5 + 2,71298 \cdot T^2/10^7 - 1,22442 \cdot T^3/10^{10} \quad (3.32)$$

Com as diversas correções efetuadas, passa-se ao dimensionamento, ou seja, passa-se a análise energética.

### **3.5 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS DE TURBINAS A GÁS**

Após a seleção dos possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado passa-se ao dimensionamento dos sistemas selecionados.

O dimensionamento é feito através da análise energética, os quais se baseiam nos procedimentos indicados por Wu (1991) e Taki et al (1991), incorporando os diversos parâmetros de correções de performance para as condições locais.

### 3.5.1 DIMENSIONAMENTO PARA AS CONFIGURAÇÕES COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO OU SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

A análise energética é realizada para cada sistema de turbina a gás selecionado anteriormente.

Os pontos  $i=1, \dots, 9$ , referem-se as figuras 4 e 5.

- **CÁLCULO DOS FLUXOS MÁSSICOS DE COMBUSTÍVEL E AR**

Pelo balanço de energia no compressor, tem-se que a temperatura de entrada na câmara de combustão,  $T_2$ , segundo Si-Doek et al (1996) é dada por:

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{ac}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\delta_a - 1}{\delta_a}} - 1 \right] \right\} \quad (3.33)$$

sendo,

$T_1$  é a temperatura na entrada do compressor, considerada como sendo a temperatura ambiente,  $P_1$  é a pressão na entrada do compressor, considerada como a pressão atmosférica e  $\delta_a$  é a relação de calores específicos (ar).

O rendimento isoentrópico do compressor ( $\eta_{ac}$ ) é adotado como 86 % (Valero et al,1994).

A pressão na saída do compressor ( $P_2$ ) é dada por:

$$P_2 = \frac{P_3}{1 - \Delta P_{cc}} \quad (3.34)$$

sendo,

$\Delta P_{cc}$  é a perda de pressão do ar na câmara de combustão, adotado 5% (Valero et al,1994).

A relação de pressão ( $rp$ ) para a turbina a gás selecionada é dada por:

$$rp = P_3/P_4 \quad (3.35)$$

A pressão na saída da turbina a gás ( $P_4$ ) é dada por:

$$P_4 = \frac{P_5}{1 - \Delta P_{cr}} \quad (3.36)$$

sendo,

$\Delta P_{cr}$  é a perda de pressão do gás na caldeira de recuperação ou no sistema de refrigeração por absorção, adotado 5% (Valero et al,1994), e  $P_5$  é a pressão na saída dos gases de escape, considerada a pressão atmosférica.

A relação de calores específicos ( $\delta_a$ ) é dada por:

$$\delta_a = \frac{1}{1 - \frac{R_{ar}}{C_{p,ar}(T_1)}} \quad (3.37)$$

sendo,

$R_{ar}$  é a constante universal para ar, adotado como 0,287 kJ/kg K.

Para a determinação da temperatura de entrada na turbina a gás ( $T_3$ ), segundo Si-Doek et al, (1996), vem do balanço de energia,

$$T_3 = T_4 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{gt}} \left[ \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\delta_g - 1}{\delta_g}} \right] - 1 \right\} \quad (3.38)$$

sendo,

$\eta_{gt}$  é o rendimento isoentrópico da turbina a gás, adotado 75 % (Valero et al,1994) e  $T_4$  é a temperatura na saída da turbina a gás, fornecido pelo fabricante.

A relação de calores específicos ( $\delta_g$ ) é dada por:

$$\delta_g = \frac{1}{1 - \frac{R_g}{C_{p,gas}(T_4)}} \quad (3.39)$$

sendo,

a constante universal para gases de exaustão ( $R_g$ ), adotado 0,29 kJ/kg K (Valero et al,1994).

Do balanço de energia na câmara de combustão, tem-se que o **fluxo mássico de combustível** ( $\dot{m}_{comb}$ ), é dado por:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{gas} \cdot (h_3 - h_2)}{PCI \cdot \eta_{cc} - h_3} \quad (3.40)$$

sendo,

$$h_2 = C_{p,gas}(T_2) \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.41)$$

$$h_3 = C_{p,gas}(T_3) \cdot (T_3 - T_1) \quad (3.42)$$

Sendo,

o rendimento da câmara de combustão ( $\eta_{cc}$ ) é adotado 95% (Valero et al,1994).

O **fluxo mássico de ar** ( $\dot{m}_{ar}$ ) é dado por,

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{gas} - \dot{m}_{comb} \quad (3.43)$$

A **relação estequiométrica** ( $rest$ ), isto é, a relação entre o fluxo mássico de ar pelo fluxo mássico de combustível é dado por:

$$rest = \dot{m}_{ar} / \dot{m}_{comb} \quad (3.44)$$

## • EQUAÇÕES PARA O DIMENSIONAMENTO

Eficiência térmica da turbina a gás é dada por,

$$\eta_t = 1/ \text{Heat rate} \quad (3.45)$$

Eletricidade produzida pelo sistema, em kW, é dada por,

$$E_p = \dot{W}_e \cdot \eta_e \quad (3.46)$$

sendo  $\eta_e$  é o rendimento do gerador elétrico, adotado em 95 %.

Potência suprida pelo combustível, em kW, é dada por,

$$E_{comb} = E_p / \eta_t \quad (3.47)$$

Fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão, em kW, é dada por,

$$E_{cr} = \dot{m}_{gas} \cdot C_{p,gas}(T_{4m}) \cdot (T_4 - T_{epp}) \quad (3.48)$$

sendo,  $T_{4m}$  é a média das temperaturas  $T_4$  e  $T_{epp}$ .

Eficiência da geração de energia elétrica é dada por,

$$\eta_{ge} = \eta_t \cdot \eta_e \quad (3.49)$$

Eficiência da geração de calor ou da geração de água gelada é dada por,

$$\eta_{gc} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_8) / E_{comb} \quad (3.50)$$

sendo,

$h_8$  a entalpia do líquido saturado a temperatura de 90 °C, em kJ/kg K, calculada pela rotina de cálculos das propriedades termodinâmicas.

Eficiência global é dada por,

$$\eta_G = \eta_{ge} + \eta_{gc} \quad (3.51)$$

### **3.5.2 DIMENSIONAMENTO PARA CONFIGURAÇÃO COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR (CICLO COMBINADO)**

O cálculo da eficiência térmica ( $\eta_t$ ) da turbina a gás é dado pela eq. (3.45).

A eletricidade produzida pela turbina a gás ( $E_p$ ) é dada pela eq. (3.46).

A potência suprida pelo combustível ( $E_{comb}$ ) é dada pela eq.(3.47).

O fluxo de calor recuperado ( $E_{cr}$ ) dos gases de exaustão é dado pela eq. (3.48).

A eficiência da geração de energia elétrica é dado por:

$$\eta_{ge} = (\dot{W}_{etv} + \dot{W}_e) \cdot \eta_e / E_{comb} \quad (3.52)$$

sendo a potência da turbina a vapor ( $\dot{W}_{etv}$ ) é dada por:

$$\dot{W}_{etv} = \dot{m}_v \cdot (h_7 - h_{8'}) \quad (3.53)$$

A eficiência de geração de calor é dada pela equação abaixo,

$$\eta_{gc} = \dot{m}_v \cdot (h_{8'} - h_9) / E_{comb} \quad (3.54)$$

A eficiência global ( $\eta_G$ ) é dada pela eq. (3.51).

## **CAPÍTULO 4**

### **ANÁLISE EXERGÉTICA**

#### **4.1 INTRODUÇÃO**

A análise exergética consiste na avaliação qualitativa das perdas, através da análise pela Segunda Lei da Termodinâmica.

Os métodos para análise de balanço de energia para ciclos de potência são baseados somente na Primeira Lei da Termodinâmica. Essa aproximação frequentemente não mostra as perdas que realmente ocorrem. A aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica na forma de balanço de disponibilidade ou exergia pode revelar essas perdas. Uma ilustração deste fato é dado na tabela 1, onde o balanço de energia e exergia para um ciclo simples de vapor foram calculados e comparados.

É interessante notar que quase 60% do trabalho termodinâmico disponível foi perdido através da irreversibilidade do processo de combustão e degradação de exergia. Ambos processos aparecem com 100% de eficiência quando vistos pelo balanço de energia. A maior perda de energia por rejeição de

calor para o condensador e gases de exaustão representa menor perda de exergia (El-Masri, 1984).

O balanço de exergia pode ser usado para determinar a localização, o tipo e a magnitude das perdas de exergia e, ainda pode nos dar importante regra no desenvolvimento de estratégias e providenciar linhas de ações mais efetivas no uso da energia em plantas de potência existentes (Jin et al, 1996).

Tabela 1 - Balanço de energia e exergia para um ciclo a vapor

<b>Processo</b>	<b>Energia ( % )</b>	<b>Exergia ( % )</b>
<b>Combustão</b>	<b>0</b>	<b>38,6</b>
<b>Transferência de calor</b>	<b>0</b>	<b>21,2</b>
<b>Turbina a vapor</b>	<b>0</b>	<b>4,6</b>
<b>Condensador</b>	<b>58,5</b>	<b>2,4</b>
<b>Gases de Exaustão</b>	<b>10,8</b>	<b>2,5</b>
<b>Perda Total</b>	<b>69,3</b>	<b>69,3</b>
<b>Trabalho Útil</b>	<b>30,7</b>	<b>30,7</b>

Fonte: El-Masri, e Magnusson, 1984

O balanço de exergia é similar ao balanço de energia mas tem uma diferença fundamental: enquanto o balanço de energia é baseado na lei de conservação de energia, o balanço de exergia é baseado na lei de degradação de energia. Entende-se degradação de exergia como sendo equivalente as perdas

irrecuperáveis de exergia devido a todos os processos reais serem irreversíveis (Kotas, 1985).

Se um sistema está em equilíbrio com o meio, ele deve certamente estar em equilíbrio de pressão e temperatura com o meio. Se ele está em equilíbrio de pressão e temperatura com o meio, implica em não ocorrer mais nenhuma reação química.

O equilíbrio com o meio também requer que o sistema tenha velocidade zero e energia potencial mínima. Exigências análogas podem ser estabelecidas em relação aos efeitos magnéticos, elétricos e superficiais, se estes forem relevantes num dado problema (Silveira, 1996).

## **4.2 ALGUNS CONCEITOS BÁSICOS**

### **•Exergia**

A exergia é o máximo trabalho disponível que pode ser obtido de uma determinada forma de energia utilizando as condições do ambiente em sua volta como estado referencial (Kotas, 1985).

Para um sistema energético que opera acima da temperatura ambiente, pode-se dizer que a exergia é a parte útil da energia, isto é, a parte da energia que pode ser transformada em outra forma de energia. Em processos reais,

uma parte desta exergia ao ser transformada é irreversivelmente destruída e uma outra é perdida. As duas podem ser identificadas através da análise exergética.

Segundo Moran e Sciubba (Moran e Sciubba, 1994), a exergia específica (exergia por unidade de massa) pode ser expressa como:

$$ex = (u - u_0) + p_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + v^2/2 + gz + ex^{ch} \quad (4.1)$$

sendo:

$u, V, s$  são energia específica interna, volume e entropia, respectivamente, para um dado estado,  $u_0, V_0, s_0$ , são as mesmas propriedades específicas nas condições de equilíbrio termodinâmico com o meio,  $v^2/2$  é a energia cinética específica e  $gz$  é a energia potencial gravitacional específica e  $ex^{ch}$  é exergia química.

Em muitas aplicações práticas, tem-se interesse em exergia associada com fluxo contínuo entrando ou saindo de um volume de controle; nesse caso, tem-se que a exergia específica é dada por:

$$ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + v^2/2 + gz + ex^{ch} \quad (4.2)$$

sendo,

$h_0, s_0$  são a entalpia e entropia específica nas condições de equilíbrio termodinâmico com o meio.

De acordo com Wall (1990) e Silveira e Lacava, (1992) para sistemas energéticos é suficiente considerar apenas as parcelas referentes ao equilíbrio termodinâmico com o meio, ou seja, a exergia específica é dada por:

$$ex = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (4.3)$$

não havendo reações químicas e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezadas (Kotas, 1985).

A exergia para gás perfeito segundo Kotas (1985) é dada por:

$$ex = C_p \cdot [ T - T_o - T_o \cdot \ln( T/T_o)] + R \cdot T_o \cdot \ln(P/P_o) \quad (4.4)$$

### •Eficiência Racional ou Exergética

As eficiências, como tradicionalmente tratadas (eficiência mecânica, térmica, etc.), não se baseiam na Segunda Lei da Termodinâmica. Desenvolvimentos recentes na análise exergética permitem a definição de novos critérios de performance, que oferecem vantagens sobre os critérios tradicionais.

Segundo Valero e Serrano (1994) a eficiência exergética é a relação entre o produto exergético e o insumo.

O insumo exergético pode ser definido como a quantidade de exergia que entra em um sistema e que isoladamente, ou não, produz um outro fluxo de exergia (Almeida, 1993). Por exemplo, o produto de uma turbina a gás é a energia elétrica gerada e não o fluxo de gases de escape, mesmo que sejam utilizados em caldeira de recuperação. Entretanto, ao se analisar o conjunto turbina a gás e caldeira de recuperação, tem-se o vapor e a energia elétrica como produtos.

A **eficiência racional**, também chamada de **eficiência exergética** ( $\psi$ ), é definida por,

$$\psi = \frac{\sum \dot{E}x_s}{\sum \dot{E}x_e} \quad (4.5)$$

sendo,

$\sum \dot{E}x_e$  é a soma de toda exergia transferida na entrada [kW],

$\sum \dot{E}x_s$  é a soma de toda exergia transferida na saída [kW].

Este critério tem por vantagens:

- dar uma indicação do grau de perfeição termodinâmica, isto é, quão perto de uma operação reversível uma planta se encontra;
- é um critério universal, aplicável em uma grande variedade de sistemas térmicos de ciclos abertos ou fechados, bem como de componentes de plantas;
- permite a avaliação racional do desempenho de sistemas aplicados aos processos industriais, tais como sistemas de refrigeração, plantas de cogeração, etc.

### •Irreversibilidade

A irreversibilidade de um sistema pode ser decomposta em dois tipos: a irreversibilidade interna, mais conhecida, pela Segunda Lei termodinâmica, como destruição de exergia, e a irreversibilidade externa, que é a

perda de exergia para o meio ambiente, desenvolvendo-se fora do volume de controle que é selecionado para análise termodinâmica (Valero e Serrano, 1994).

Segundo Kotas (1985), em um sistema submetido a um processo, a irreversibilidade ( $\dot{I}$ ), em kW, é dada por:

$$\dot{I} = \sum \dot{E}x_e - \sum \dot{E}x_s \quad (4.6)$$

sendo,

$\sum \dot{E}x_e$  é a soma de toda exergia transferida na entrada [kW],

$\sum \dot{E}x_s$  é a soma de toda exergia transferida na saída [kW].

Pela Segunda Lei,  $\dot{I} \geq 0$ , logo,

$$\sum \dot{E}x_s / \sum \dot{E}x_e \leq 1 \quad (4.7)$$

Quando a equação acima for igual a um, significa que trata-se de ciclos ideais, isto é, apresentam irreversibilidade nula.

### **4.3 BALANÇO DE EXERGIA**

O balanço de exergia para análise exérgica é realizado separadamente para cada configuração em estudo.

### 4.3.1 SISTEMA TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Para o balanço exergético do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação de calor, para cada sistema selecionado no capítulo anterior, torna-se necessário recorrer a figura 4.

- **EXERGIAS**

As expressões para cálculo das exergias são escritas em termos de exergias específicas, considera-se como condição de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, a pressão de 101kPa e temperatura de 25 °C.

Considerando-se o ar e os gases de combustão como gás perfeito, tem-se que a exergia específica, em kJ/kg, para os pontos  $i = 1, 2, 3, 4$  e  $5$ , é dada por:

$$ex_i = C_{p, \text{gas, ar}}(T_i) \cdot [T_i - T_o - T_o \cdot \ln(T_i/T_o)] + R_{\text{gas, ar}} \cdot T_o \cdot \ln(P_i/P_o) \quad (4.8)$$

As temperaturas e as pressões para cada ponto  $i$  são determinados pela análise energética realizada no capítulo anterior.

A exergia específica  $j$  para os pontos:  $7, 8$  e  $9$  é dada por,

$$ex_j = (h_j - h_o) - T_o \cdot (s_j - s_o) \quad (4.9)$$

As condições termodinâmicas dos pontos  $j$ , são as seguintes:

ponto  $7$  - vapor saturado a temperatura ambiente,

ponto 8 - líquido saturado a temperatura de 90 °C,

ponto 9 - líquido comprimido a temperatura de 95 °C.

Com as condições acima, e usando a rotina termodinâmica dada por Badr et al (1990), determinam-se as propriedades termodinâmicas para os pontos j.

Para o ponto 6, entrada de combustível na câmara de combustão, considera-se a exergia deste ponto como sendo a própria potência suprida pelo combustível ( $E_{\text{comb}}$ ).

Para o ponto 10, trabalho de eixo da bomba, a exergia deste ponto considera-se como sendo a própria potência da bomba.

A potência da bomba ( $\dot{W}_b$ ), em kW, considerando-se uma eficiência de bomba ( $\eta_b$ ) de 90%, é dado por,

$$\dot{W}_b = \dot{m}_v \cdot (h_9 - h_8) / \eta_b \quad (4.10)$$

Para o ponto 11 – potência líquida da turbina a gás, considera-se a exergia deste ponto como sendo a própria potência líquida da turbina a gás ( $\dot{W}_e$ ).

Para o compressor a potência ( $\dot{W}_c$ ), em kW, é dado por,

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot C_{p,\text{ar}} (T_2 - T_1) / \eta_{\text{ac}} \quad (4.11)$$

sendo,

$\eta_{\text{ac}}$  o rendimento isoentrópico do compressor, fixado em 86%.

- **IRREVERSIBILIDADES**

As irreversibilidades são determinadas adaptando-se a eq.(4.6) para cada componente (Habib, 1992 e Sarabchi, 1992) da configuração em estudo, para o sistema de turbina a gás selecionado.

- Para o compressor, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_c = \dot{m}_{ar} \cdot ex_1 + \dot{W}_c - \dot{m}_{ar} \cdot ex_2 \quad (4.12)$$

- Para a câmara de combustão, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_{cc} = \dot{m}_{ar} \cdot ex_2 + E_{comb} - \dot{m}_{gas} \cdot ex_3 \quad (4.13)$$

- A irreversibilidade para a turbina a gás, em kW, é dada por,

$$I_{tg} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_3 - \dot{m}_{gas} \cdot ex_4 - \dot{W}_e \quad (4.14)$$

- Irreversibilidade para caldeira de recuperação, em kW, é dada por,

$$I_{cr} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_4 + \dot{m}_v \cdot ex_9 - \dot{m}_{gas} \cdot ex_5 - \dot{m}_v \cdot ex_7 \quad (4.15)$$

- Para a bomba, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_b = \dot{m}_v \cdot ex_8 + \dot{W}_b - \dot{m}_v \cdot ex_9 \quad (4.16)$$

A irreversibilidade total, em kW, do sistema turbina a gás associado com caldeira de recuperação para cada sistema selecionado, é dado pela soma de todas as irreversibilidades dos componentes do sistema, isto é,

$$I_{\text{total}} = I_c + I_{cc} + I_{tg} + I_{cr} + I_b \quad (4.17)$$

## • EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

Para a determinação do cálculo das eficiências exergéticas é usada a eq.(4.5) aplicada para cada componente do sistema de turbina a gás associado com caldeira de recuperação:

• Para o compressor, a eficiência exergética é dada por,

$$\Psi_c = \frac{ex_2}{ex_1 + \dot{W}_c / \dot{m}_{ar}} \quad (4.18)$$

• Para a câmara de combustão, a eficiência exergética é dada por,

$$\Psi_{cc} = \frac{\dot{m}_{gas} \cdot ex_3}{\dot{m}_{ar} \cdot ex_2 + E_{comb}} \quad (4.19)$$

• A eficiência exergética da caldeira de recuperação é dada por,

$$\Psi_{cr} = \frac{\dot{m}_{gas} \cdot ex_5 + \dot{m}_v \cdot ex_7}{\dot{m}_{gas} \cdot ex_4 + \dot{m}_v \cdot ex_9} \quad (4.20)$$

- Na turbina a gás, a eficiência exergética é dada por,

$$\psi_{tg} = \frac{\dot{W}_e + \dot{m}_{gas} \cdot ex_4}{\dot{m}_{gas} \cdot ex_3} \quad (4.21)$$

- A eficiência exergética para a bomba é dada por,

$$\psi_b = \frac{ex_9}{ex_8 + \dot{W}_b / \dot{m}_v} \quad (4.22)$$

### **4.3.2 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

O balanço de exergia para análise exergética do sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção é realizado considerando a figura 11.

Nesta configuração é introduzido um dissipador (resfriador de água) do calor que não é aproveitado. No caso da análise energética somente se estava interessado na energia útil produzida pelo sistema, o que não ocorre na análise exergética, que considera toda a degradação de energia associada.

Valem as mesmas considerações feitas na análise exergética para a configuração turbina a gás associada à caldeira de recuperação.

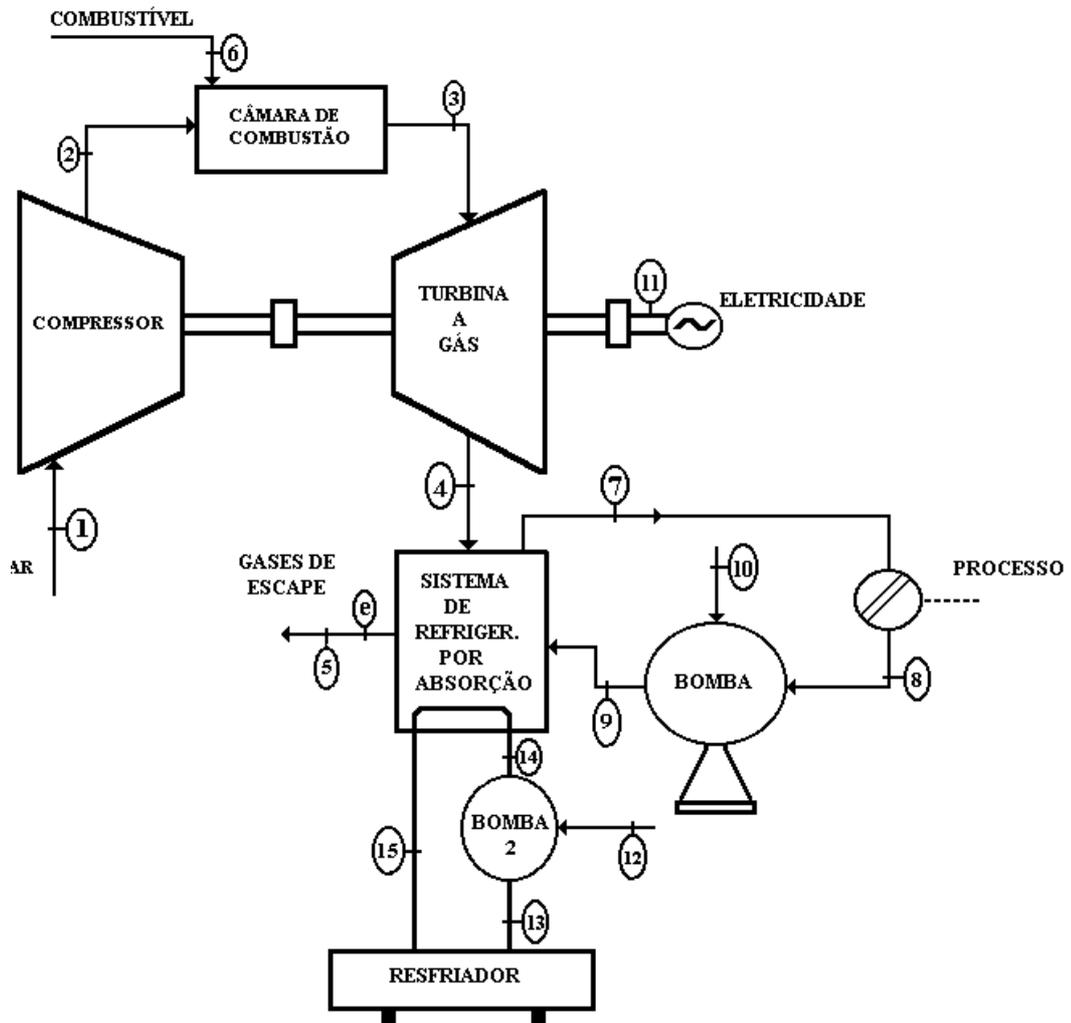


Figura 11: Balanço de exergia - Sistema de turbina a gás associado a sistema de refrigeração por absorção

## • EXERGIAS

O cálculo da exergia para os pontos  $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$  e  $11$  é idêntico ao cálculo da exergia no item 4.3.1.

Para os pontos  $7, 8$  e  $9$  é utilizada para cálculo a eq.(4.9).

As propriedades termodinâmicas consideradas para esses pontos são:

- ponto 7 - líquido saturado, a temperatura considerada é a temperatura da água gelada,
- ponto 8 - líquido saturado, a temperatura considerada é a temperatura de saída da água de processo,
- ponto 9 - líquido comprimido, a temperatura considerada é a temperatura de retorno da água gelada.

Para o ponto 10, trabalho de eixo da bomba número um, a exergia deste ponto é considerada como sendo a própria potência da bomba, dada por:

$$\dot{W}_{b1} = \dot{m}_{gas} \cdot (h_9 - h_8) / \eta_b \quad (4.23)$$

Para o ponto 12, trabalho de eixo da bomba número dois, a exergia também é a própria potência desta bomba, é dada por:

$$\dot{W}_{b2} = \dot{m}_{resf} \cdot (h_{14} - h_{13}) / \eta_b \quad (4.24)$$

sendo o fluxo mássico da água de resfriamento ( $\dot{m}_{resf}$ ), em kg/s, é dado por,

$$\dot{m}_{resf} = \frac{E_{cr} + Pf}{(T_{15} - T_{14}) \cdot C_{p,agua}} \quad (4.25)$$

A temperatura da água de resfriamento de condensação ( $T_{14}$ ) é adotado como sendo 29 °C e a temperatura da água de saída ( $T_{15}$ ) é adotado como sendo 36 °C (Orlando, 1991).

Para os pontos 13, (entrada da bomba número dois), 14 e 15, entrada e saída do sistema de refrigeração, respectivamente, o cálculo da exergia é dado pela eq.(4.3), onde a temperatura na entrada da bomba número dois ( $T_{13}$ ) é adotado como sendo 26 °C.

## • IRREVERSIBILIDADES

O cálculo das irreversibilidades para o compressor, câmara de combustão e turbina a gás é idêntico ao cálculo das irreversibilidades realizado no item 4.3.1.

•Para o sistema de refrigeração por absorção a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_{sa} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_4 + \dot{m}_{agua} \cdot ex_9 + \dot{m}_{resf} \cdot ex_{14} - \dot{m}_{gas} \cdot ex_5 - \dot{m}_{agua} \cdot ex_7 - \dot{m}_{resf} \cdot ex_{15} \quad (4.26)$$

•Para a bomba número 1, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_{b1} = \dot{m}_{agua} \cdot ex_8 - \dot{m}_{agua} \cdot ex_9 + \dot{W}_{b1} \quad (4.27)$$

•Para a bomba número 2, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_{b2} = \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{13} - \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{14} + \dot{W}_{b2} \quad (4.28)$$

A irreversibilidade para o resfriador é dada por:

$$I_{\text{resf}} = \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{15} + E_{\text{cresf}} - \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{13} \quad (4.29)$$

onde a energia consumida pelo resfriador ( $E_{\text{cresf}}$ ) é calculada pela eq. (4.30) e a eficiência do resfriador que aqui é adotado como sendo de 80%.

$$E_{\text{cresf}} = \dot{m}_{\text{resf}} \cdot C_{p,\text{agua}} \cdot (T_{15} - T_{13}) \cdot \eta_{\text{resf}} \quad (4.30)$$

A irreversibilidade total, em kW, do sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção é dada por,

$$I_{\text{total}} = I_c + I_{cc} + I_{tg} + I_{sa} + I_{b1} + I_{b2} + I_{\text{resf}} \quad (4.31)$$

## • EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

As equações para determinação da eficiência exergética para o compressor, câmara de combustão e turbina a gás são as mesmas obtidas para o cálculo da eficiência exergética no sistema de turbina a gás associado à caldeira de recuperação.

A eficiência exergética para o sistema de refrigeração por absorção é dada por,

$$\psi_{sa} = \frac{\dot{m}_{\text{gas}} \cdot ex_5 + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot ex_7 + \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{15}}{\dot{m}_{\text{gas}} \cdot ex_4 + \dot{m}_a \cdot ex_9 + \dot{m}_{\text{resf}} \cdot ex_{14}} \quad (4.32)$$

Para a bomba número um a eficiência exergética é dada por,

$$\psi_{b1} = \frac{ex_9}{ex_8 + \dot{W}_{b1}/\dot{m}_{\text{agua}}} \quad (4.33)$$

Para a bomba número dois a eficiência exergética é dada por,

$$\psi_{b2} = \frac{ex_{14}}{ex_{13} + \dot{W}_{b2}/\dot{m}_{\text{resf}}} \quad (4.34)$$

A eficiência exergética para o resfriador é dada por,

$$\psi_{\text{resf}} = \frac{ex_{13}}{ex_{15} + E_{\text{cresf}} / \dot{m}_{\text{resf}}} \quad (4.35)$$

### **4.3.3 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR**

O balanço de exergia para a análise exergética do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor é realizado considerando a figura 6.

Valem as mesmas considerações feitas na análise exergética para a configuração turbina a gás associada à caldeira de recuperação

## • EXERGIAS

O cálculo da exergia para os pontos  $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$  e  $11$  é idêntico ao cálculo da exergia efetuado no item 4.3.1.1.

Para os pontos  $7, 8', 9, 10$  é utilizada a eq.(4.9).

As propriedades termodinâmicas consideradas para esses pontos são:

- ponto 7 - vapor superaquecido dada pela condição da saída da caldeira de recuperação,
- ponto  $8'$  - condição real do vapor na saída da turbina a vapor, cujas propriedades já foram determinadas no capítulo 3, item 3.3.3.
- ponto 9 - líquido saturado a temperatura de  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- ponto 10 - líquido comprimido a temperatura de  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Para o ponto 12 - potência líquida da turbina a vapor, considere-se a exergia deste ponto, como sendo a própria potência líquida da turbina a vapor ( $\dot{W}_{etv}$ ).

Para o ponto 13 - trabalho de eixo da bomba, a exergia deste ponto é considerada como sendo a própria potência da bomba, dada por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_v (h_{10} - h_9) / \eta_b \quad (4.36)$$

## • IRREVERSIBILIDADES

O cálculo das irreversibilidades para o compressor, câmara de combustão e turbina a gás é idêntico ao cálculo das irreversibilidades realizado no item 4.3.1.

• Para a caldeira de recuperação a irreversibilidade, em kW, é dada por:

$$I_{cr} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_4 + \dot{m}_v \cdot ex_{10} - \dot{m}_{gas} \cdot ex_5 - \dot{m}_v \cdot ex_7 \quad (4.37)$$

• Para a bomba, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_b = \dot{m}_v \cdot ex_8 + \dot{W}_b - \dot{m}_v \cdot ex_9 \quad (4.38)$$

• Para a turbina a vapor, a irreversibilidade, em kW, é dada por,

$$I_{tv} = \dot{m}_v \cdot ex_7 - \dot{m}_v \cdot ex_8 - ex_{12} \quad (4.39)$$

A irreversibilidade total, em kW, do sistema turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor para cada sistema selecionado, é dada, pela soma de todas as irreversibilidades dos componentes do sistema, isto é,

$$I_{total} = I_c + I_{cc} + I_{tg} + I_{cr} + I_b + I_{tv} \quad (4.40)$$

## • EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

As equações para determinação da eficiência exergética para o compressor, câmara de combustão e turbina a gás são as mesmas obtidas para o cálculo da eficiência exergética no item 4.3.1.

•A eficiência exergética para a caldeira de recuperação é dada por,

$$\Psi_{cr} = \frac{\dot{m}_{gas} \cdot ex_5 + \dot{m}_v \cdot ex_7}{\dot{m}_{gas} \cdot ex_4 + \dot{m}_v \cdot ex_{10}} \quad (4.41)$$

•Na turbina a vapor, a eficiência exergética é dada por,

$$\Psi_{tv} = \frac{\dot{W}_{etv} + \dot{m}_v \cdot ex_{g'}}{\dot{m}_v \cdot ex_7} \quad (4.42)$$

•A eficiência exergética para a bomba é dada por,

$$\Psi_b = \frac{ex_9}{ex_{g'} + \dot{W}_b / \dot{m}_v} \quad (4.43)$$

## **CAPÍTULO 5**

### **ANÁLISE ECONÔMICA**

#### **5.1 INTRODUÇÃO**

O objetivo de uma análise econômica é quantificar os custos de operação e os investimentos requeridos para determinar se o sistema de cogeração proporciona um retorno adequado do investimento.

A viabilidade econômica de um sistema de cogeração depende do custo de produção de eletricidade (ou energia mecânica e calor útil) cobrirem os custos suplementares em relação aos sistemas convencionais de atendimento.

A análise de viabilidade econômica de um sistema de cogeração depende dos seguintes fatores: gastos com aquisição, instalação, operação e manutenção de cada componente do sistema, inflação, taxas de juros, tempo de retorno do investimento, custos dos combustíveis, tempo de vida dos equipamentos, capacidade do sistema, receita obtida com a venda dos produtos do sistema, impostos e taxas.

As decisões de investimentos em cogeração são feitas usualmente com base nos custos e nas receitas ou taxas de retorno esperado.

## 5.2 METODOLOGIA ADOTADA

Será apresentada a metodologia separada para cada configuração de sistema de turbina a gás estudada neste trabalho.

### 5.2.1 CONFIGURAÇÃO PARA SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

- **CUSTOS DE PRODUÇÃO ANUALIZADOS**

A metodologia adotada segue os procedimentos descritos e adaptados da metodologia usada por Kehlhofer (1987) e de Boehn (1987), de acordo com sugestão de Silveira (1994).

A obtenção dos custos anualizados de energia elétrica ( $C_{el}$ ), em US\$/kWh, para cada sistema selecionado, é dado por,

$$C_{el} = \frac{(I_{pl} - I_{ver}) \cdot f}{H \cdot E_p} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_{cr} - Per/2)}{E_p} + CM_{stg} \quad (5.1)$$

sendo:

o fator de anuidade ( $f$ ), em 1/ano, dado pela equação,

$$f = \frac{q^k \cdot (q-1)}{q^k} \quad (5.2)$$

com,

$$q = 1 + j/100 \quad (5.3)$$

Em que  $k$  é o período de amortização ou *pay-back*, dado em anos.

O custo anualizado da produção de vapor ( $C_v$ ), em US\$/kWh, para cada sistema selecionado é dado por,

$$C_v = \frac{I_{ver} \cdot f}{H \cdot E_v} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{cr} + Per / 2)}{E_v} + CM_{cr} \quad (5.4)$$

A eletricidade produzida ( $E_p$ ), o fluxo de calor residual dos gases ( $E_{cr}$ ), o calor recuperado na forma de vapor ( $E_v$ ) e a potência suprida pelo combustível ( $E_{comb}$ ), referem-se aos dados obtidos da análise energética de cada sistema selecionado de turbina a gás associado com caldeira de recuperação.

As perdas de energia ( $Per$ ), em kW, no sistema selecionado é dado por,

$$Per = E_{comb} - E_p - E_{cr} \quad (5.5)$$

O custo do combustível ( $C_{comb}$ ), gás natural, em US\$/kWh; o período equivalente de produção ( $H$ ), em horas/anos; a taxa anual de juros ( $j$ ), em percentagem, são dados fornecidos ao projetista.

O período de amortização ( $k$ ) é determinado em função das variáveis citadas acima, através de procedimento iterativo.

- **CUSTOS DE INVESTIMENTOS**

O custo de investimento (custo de aquisição de equipamento mais custo de instalação) visando a produção de vapor, engloba os custos do sistema de turbina a gás (envolvendo compressor, câmara de combustão, turbina a gás, gerador elétrico e outros acessórios) e o da caldeira de recuperação, considerado como módulo separado. Desse modo, a equação a seguir é a utilizada para o cálculo do investimento a ser efetuado,

$$I_{pl} = I_{stg} + I_{vcr} \quad (5.6)$$

Os valores dos custos são apresentados na literatura em função da potência elétrica instalada. As informações do custo do investimento do sistema de turbina a gás ( $I_{stg}$ ), para fins de análise desenvolvidas a seguir, são coletadas dos dados obtidos da *Gas Turbine World Handbook* (1997) e agrupadas em forma de gráficos.

Nos gráficos, os valores se apresentam de forma contínua, sem se ater aos fabricantes, a partir de ajustes de regressão obtidos pelo uso do software Excel. Desta forma, tem-se o eixo das abscissas representando a potência de eixo, em kW, e no eixo das ordenadas, os valores do custo do investimento, em US\$/kW.

• Para potências de eixo menores que 9000 kW, a equação para o custo do investimento é dado por:

$$I_{stg} = 2 \cdot 10^{-5} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,2078 \cdot \dot{W}_e + 982,65 \quad (5.7)$$

A figura 12 mostra o ajuste de regressão obtido para a equação anterior.

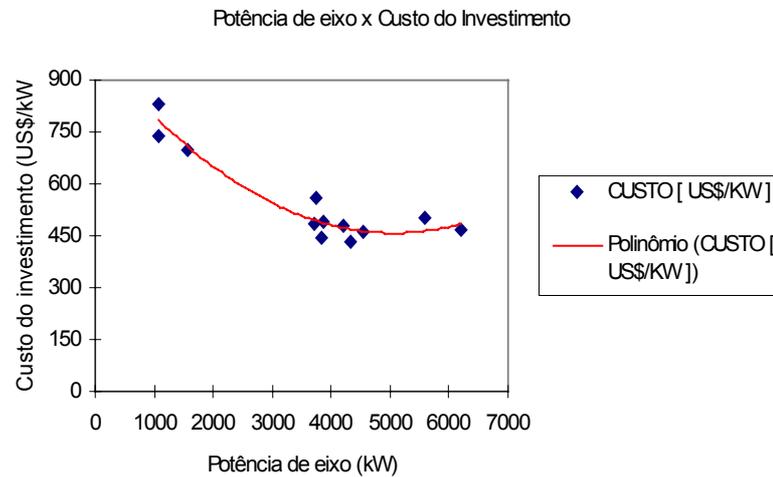


Figura 12: Investimento em sistema de turbina a gás ( $\dot{W}_e \leq 7000$  kW)

• Para potências de eixo maiores que 7000 kW e menores que 40000 kW, a equação para o custo do investimento é dado por:

$$I_{stg} = -3 \cdot 10^{-11} \cdot \dot{W}_e^3 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,045 \cdot \dot{W}_e + 776,63 \quad (5.8)$$

A figura 13 mostra o ajuste de regressão obtido para a equação anterior.

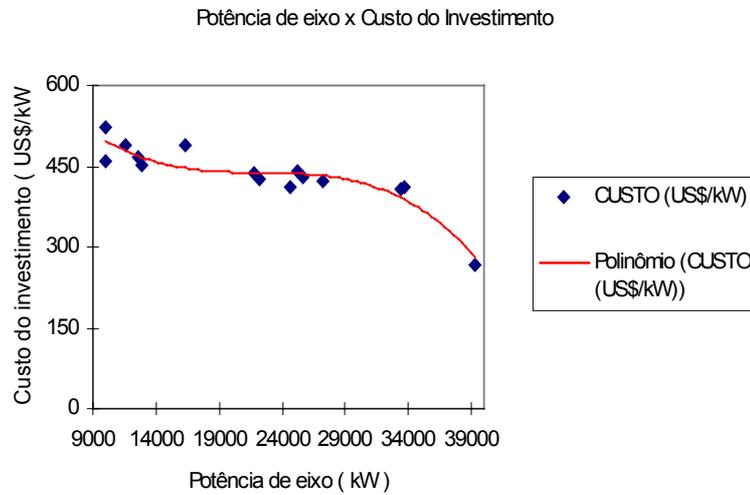


Figura 13: Investimento em sistema de turbina a gás  
( $7000 < \dot{W}_e \leq 40000$  kW)

• Para potências de eixo maiores que 40000 kW a equação para o custo do investimento é dado por:

$$I_{stg} = 6 \cdot 10^{-9} \cdot \dot{W}_e^2 - 0,0022 \cdot \dot{W}_e + 387,89 \quad (5.9)$$

A figura 14 mostra o ajuste de regressão obtido para a equação anterior.

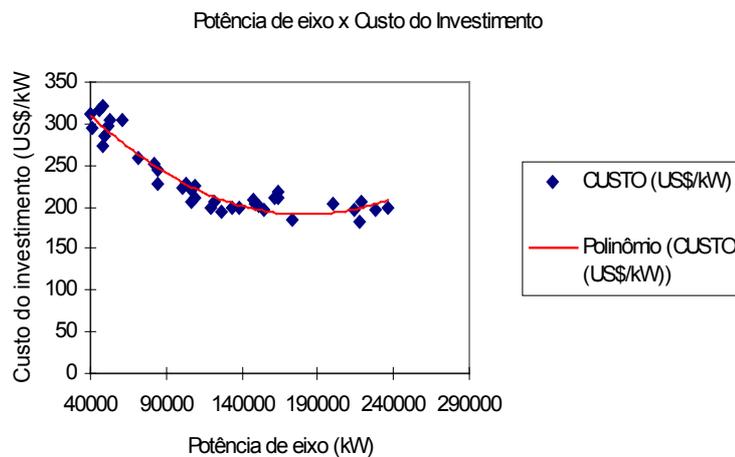


Figura 14: Investimento em sistema de turbina a gás ( $\dot{W}_e > 40000$  kW)

Para o custo do investimento em caldeira de recuperação de calor ( $I_{vcr}$ ) sem queima suplementar de combustível (incluindo torres de resfriamento adicionais, equipamentos auxiliares e de comando) utiliza-se a eq. (5.10) a seguir, definida conforme a técnica de Boehn (Boehn, 1987) e ajustada segundo Morais (Morais et al, 1992) em função da produção de vapor ( $\dot{m}_v$ ) em kg/h, com um fator multiplicativo de 10% referente ao custo de instalação da caldeira de recuperação e válida para valores de produção maiores que 800 kg/h e menores que 4000 kg/h.

$$I_{vcr} = 1,1 \cdot 160000 \cdot (\dot{m}_v/1500)^{0,81} \quad (5.10)$$

sendo este custo dado em US\$.

Para valores fora desta faixa de produção de vapor, o custo do investimento em caldeiras de recuperação, considera-se como sendo 30% do custo do investimento no sistema de turbina a gás associado.

Os custos de investimentos são baseados nos custos do equipamento principal, de modo que uma porcentagem deve ser adicionada para que se considere outros custos envolvidos no projeto, desta forma acrescenta-se um fator multiplicativo de 1,3, referente ao percentual estimado para custos de obras civis e custos de instalação. A eq. (5.11) final para o custo de investimento passa a ser:

$$I_{pl} = (I_{stg} + I_{vcr}) \cdot 1,3 \quad (5.11)$$

- **CUSTO DE MANUTENÇÃO**

Para o custo de manutenção do sistema de turbina a gás ( $CM_{stg}$ ), Pullian (Pullian, 1989) utiliza o valor 0,012 US\$/kWh e Hess (Hess, 1990) e Taki (Taki,1991) o valor de 0,017 US\$/kWh. Neste trabalho é adotado o valor de 0,015 US\$/kWh (Silveira, 1998).

O custo de manutenção da caldeira de recuperação ( $CM_{cr}$ ) é assumido como sendo 0,008 US\$/kWh (Silveira, 1998).

- **CUSTO DE PRODUÇÃO DE VAPOR EM CALDEIRA CONVENCIONAL**

Para efeito do estudo de viabilidade econômica, o investimento em cogeração deve ser comparado com um sistema que produz unicamente vapor, ou seja, com o investimento em equipamentos convencionais (caldeira a vapor convencional).

A eq. (5.12) é utilizada para cálculo do custo da produção de vapor ( $C_{vc}$ ), em US\$/kWh, em caldeiras convencionais queimando óleo BPF.

$$C_{vc} = \frac{I_{vcc} \cdot f}{H \cdot E_v} + \frac{C_{oleo}}{\eta_{cvc}} + CM_{cc} \quad (5.12)$$

Se a caldeira convencional já estiver amortizada,

$$C_{vc} = \frac{C_{oleo}}{\eta_{cvc}} + CM_{cc} \quad (5.13)$$

sendo o custo do óleo combustível BPF ( $C_{oleo}$ ), em US\$/kWh, um valor fornecido ao projetista.

A eficiência da caldeira de vapor convencional ( $\eta_{cvc}$ ) é adotado como sendo de 85% (Silveira, 1994).

Segundo Silveira (Silveira, 1994), o custo de manutenção da caldeira de vapor convencional ( $CM_{cc}$ ) é fixado em 0,012 US\$/kWh e o custo de investimento em caldeiras convencionais de vapor ( $I_{vcc}$ ), em US\$, para vazão mássica de vapor entre 200 e 10000 kg/h, é dado pela equação,

$$I_{vcc} = 1,2 \cdot 16000 \cdot (\dot{m}_v/1000)^{0,64} \quad (5.14)$$

Sendo que o fator multiplicativo 1,2 refere-se a taxa de instalação, considerada de 20% sobre o investimento. Para valores de vazão mássica de vapor maiores que 10 t/h, considera-se o investimento em caldeiras como sendo,

$$I_{vcc} = (0,035 \cdot \dot{m}_v + 0,5) \cdot 10^6 \quad (5.15)$$

Sendo que a vazão mássica de vapor é dada em t/h (Balestieri, 1994).

- **RECEITA ANUAL**

O benefício ou receita anual decorrente da instalação do sistema de cogeração é determinado pela soma dos ganhos associados a produção de eletricidade e calor útil.

No caso de existência de exportação de excedentes de eletricidade, o ganho anual devido a venda de eletricidade excedente ( $G_{pel}$ ), em US\$/ano, é dada por:

$$G_{pel} = E_r \cdot H \cdot (P_{el} - C_{el}) + (E_p - E_r) \cdot H \cdot (P_{vel} - C_{el}) \quad (5.16)$$

Se o sistema de cogeração operar com déficit de eletricidade, de tal modo que a eletricidade requerida seja maior que a eletricidade produzida, tem-se que:

$$G_{pel} = E_p \cdot H \cdot (P_{el} - C_{el}) \quad (5.17)$$

sendo, a eletricidade requerida ( $E_r$ ), em kW, o custo de compra da energia elétrica ( $P_{el}$ ), em US\$/kWh, o preço de venda de energia elétrica excedente ( $P_{vel}$ ), em US\$/kWh, são valores fornecidos ao projetista.

Quanto ao ganho anual devido à produção de vapor ( $G_{pv}$ ), em US\$/ano, pode ser determinado pela equação,

$$G_{pv} = E_v \cdot H \cdot (C_{vc} - C_v) \quad (5.18)$$

A receita anual esperada (R), em US\$/ano é dada pela soma dos ganhos devido à produção de eletricidade e devido à produção de vapor pelo sistema de cogeração.

$$R = G_{pel} + G_{pv} \quad (5.19)$$

Com as considerações acima, para cada sistema de turbina a gás associado com caldeira de recuperação, determina-se o valor do *pay-back* (k).

Para encontrar o valor de *pay-back*, deve-se atribuir valores para k, até que se obtenha um valor para receita maior ou igual a zero, como pode ser visto pela figura 15.

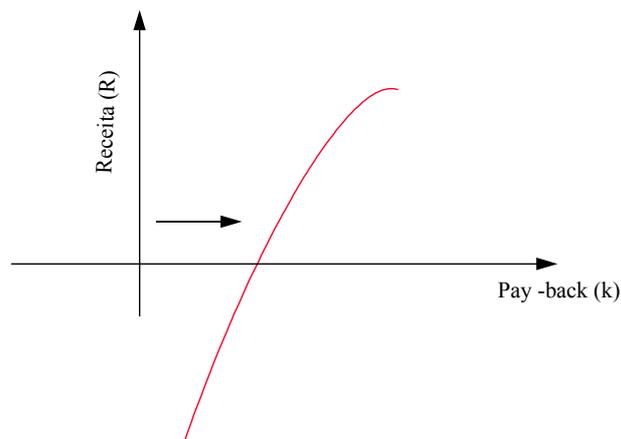


Figura 15: Pay-back x Receita

## 5.2.2 CONFIGURAÇÃO PARA SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

No caso de sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção valem as mesmas considerações feitas no item 5.2.1.

### • CUSTOS DE PRODUÇÃO ANUALIZADAS

Os custos de produção anualizadas de eletricidade ( $C_{el}$ ) e de água gelada ( $C_{ag}$ ), em US\$/kWh, são dadas respectivamente pelas equações,

$$C_{el} = \frac{(I_{pl} - I_{vsra}) \cdot f}{H \cdot E_p} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_{cr} - Per / 2)}{E_p} + CM_{stg} \quad (5.20)$$

$$C_{ag} = \frac{I_{vsra} \cdot f}{H \cdot Pf} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{cr} + Per / 2)}{Pf} + CM_{sra} \quad (5.21)$$

sendo o custo do investimento no sistema de refrigeração por absorção ( $I_{vsra}$ ), para produção de água gelada é considerado como sendo 30% do custo do investimento no sistema de turbina a gás. Se este valor for conhecido, deve-se fornecê-lo ao projetista.

O investimento no sistema de cogeração para esta configuração é dada por,

$$I_{pl} = (I_{stg} + I_{vsra}) \cdot 1,3 \quad (5.22)$$

O custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção ( $CM_{sra}$ ) é considerado como sendo 0,008 US\$/kWh (Silveira, 1994).

Para efeito de estudo de viabilidade econômica, o investimento em cogeração deve ser comparado com um sistema de refrigeração convencional.

Para o custo da produção de água gelada ( $PE_{pf}$ ), em sistema de refrigeração convencional (*chiller elétrico*) é adotado um valor de 0,045 US\$/kWh (Silveira, 1994).

O ganho devido a produção de água gelada ( $G_{ppf}$ ), em US\$/ano, é calculado pela equação,

$$G_{ppf} = Pf \cdot H \cdot (PE_{pf} - C_{ag}) \quad (5.23)$$

A receita anual esperada (R), em US\$/ano, é dada por,

$$R = G_{pel} + G_{ppf} \quad (5.24)$$

### **5.2.3 CONFIGURAÇÃO TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR**

O custo anualizado de energia elétrica para a turbina a gás ( $C_{eltg}$ ), em US\$/kWh, para cada sistema selecionado, é dado por,

$$C_{eltg} = \frac{I_{stg} \cdot f \cdot 1,3}{H \cdot E_p} + \frac{C_{comb} \cdot (E_{comb} - E_{cr})}{E_p + E_{ptv}} + CM_{stg} \quad (5.25)$$

e o custo anualizado de energia elétrica para a turbina a vapor ( $C_{elgv}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{elgv} = \frac{I_{stv} \cdot f \cdot 1,2}{H \cdot E_{ptv}} + \frac{C_{comb} \cdot E_{cr} \cdot f1}{E_p + E_{ptv}} + CM_{stv} + CM_{cr} \cdot f1 \quad (5.26)$$

O custo anualizado de energia elétrica é dado pela média proporcional, considerando os dois custos de produção de energia elétrica definidos acima, ou seja o custo anualizado de energia elétrica, em US\$/kWh é dado por,

$$C_{el} = \frac{E_p \cdot C_{elgv} + E_{ptv} \cdot C_{elgv}}{E_{ptv} + E_p} \quad (5.27)$$

sendo:

o fator de anuidade (f), em 1/ano, dado pela eq.(5.2).

O fator de produção de energia elétrica pela turbina a vapor (f1) é dado por,

$$f1 = \frac{E_{ptv}}{E_{ptv} + E_v} \quad (5.28)$$

O custo anualizado da produção de vapor ( $C_v$ ), em US\$/kWh é dado por,

$$C_v = \frac{I_{ver} \cdot f \cdot 1,2}{H \cdot E_v} + \frac{C_{comb} \cdot E_{cr} \cdot f2}{E_v} + CM_{cr} \cdot f2 \quad (5.29)$$

sendo o fator de produção de vapor (f2) no sistema de cogeração, dado por,

$$f2 = \frac{E_v}{E_{ptv} + E_v} \quad (5.30)$$

Os fatores multiplicativos de 1,3 e 1,2 nas equações (5.26) e (5.29) referem-se aos custos de instalação e demais obras civis.

Valem as mesmas considerações e procedimentos efetuados para os custos de investimentos, custo de manutenção, acrescentando o fato de que o custo de manutenção da turbina a vapor é adotado como sendo 0,017 US\$/kWh e custo de produção de vapor em caldeira convencional.

O investimento em turbina a vapor ( $I_{stv}$ ), em US\$, é dado segundo Balestieri (Balestieri, 1994) por,

$$I_{stv} = (\dot{m}_v / 6,4) \cdot 1000 \quad (5.31)$$

sendo o fluxo mássico dado em kg/h.

Para cálculo da receita anual decorrente da instalação do sistema de cogeração, vale o mesmo procedimento feito no item 5.2.1, fazendo apenas a substituição de  $E_p$  por  $(E_p + E_{ptv})$  nas equações (5.15) e (5.16).

## **CAPÍTULO 6**

### **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA**

#### **6.1 INTRODUÇÃO**

A análise exergoeconômica, também conhecida como termoeconômica, é utilizada para avaliar e otimizar os custos em processos de conversão de energia.

Basicamente pode-se dizer que a termoeconomia combina a Segunda Lei da Termodinâmica, através do conceito de exergia, com uma abordagem econômica sobre o sistema térmico considerado.

A análise exergoeconômica identifica custos associados com perdas termodinâmicas reais (destruição de exergia e perdas de exergia) em termos de componente e revela o custo real associado a cada fluxo, ou seja, determina a origem e a dimensão das perdas e destruições de exergia e avalia os custos de cada insumo e produto. Uma comparação do custo de destruição exerгético e perdas de exergia com a soma de custos de investimentos, operação e custos de manutenção, para cada componente, fornece informações úteis para

aperfeiçoamento do custo total do sistema, incorporando os níveis de degradação de energia (Exergoeconomics).

A otimização termoeconômica visa o tratamento de sistemas energéticos através do uso de modelos matemáticos que associam parâmetros termodinâmicos e de custos e tem sido utilizado como ferramenta auxiliar nas decisões de operação e de seleção de equipamentos, e deste modo no projeto de sistemas térmicos.

## **6.2 UM MÉTODO TERMOECONÔMICO**

Utiliza-se no desenvolvimento deste item uma aplicação para o método algébrico, que é baseado na análise de custos associada a análise exérgica, na qual o parâmetro de decisão é o custo de manufatura exérgico (Silveira, 1998).

### **a) Identificação das funções**

A primeira etapa do método consiste em esquematizar a configuração de turbina a gás, mediante um diagrama que permite visualizar todos os componentes e os fluxos de materiais relacionados.

Para melhor entendimento desta etapa, usualmente constrói-se a representação física da configuração em estudo, na qual fica estabelecida a função do sistema como um todo e de cada unidade individualmente, identificando,

através de letras e números, os componentes e fluxos materiais, energéticos e exergéticos associados a configuração em estudo.

### **b) Construção do diagrama funcional**

Para permitir a análise pretendida, um diagrama funcional do sistema é construído, sendo composto de figuras geométricas representando as unidades e de uma rede de linhas representando as distribuições unitárias em termos exergéticos. Essas unidades correspondem aos componentes reais do sistema.

Cada unidade ou componente da configuração é identificada com um número. Os fluxos considerados na construção do diagrama funcional referem-se aos incrementos exergéticos e não ao valor absoluto da propriedade termodinâmica (Silveira, 1998). A linha funcional de fronteira é aquela que separa os insumos e produtos do sistema energético com o meio exterior. Cabe notar que o processo consumidor é considerado externo ao sistema energético.

### **c) Determinação dos fluxos exergéticos**

Partindo do diagrama físico e dos valores de propriedades termodinâmicas, pode-se determinar os valores dos fluxos exergéticos em base incremental, associado ao diagrama funcional.

A notação adotada é a seguinte:

$Y$  - função exergética, dada em kW,

$Y_{i,j}$  -  $j$ -ésima entrada à  $i$ -ésima unidade,

$Y_{i,k}$  - k-ésima saída da i-ésima unidade.

#### **d) Minimização do custo exerético de manufatura**

Para minimização dos custos exeréticos de manufatura, que se constitui basicamente de custos de produção dos insumos e produtos relacionados a calor de processo ou produção de água fria e de energia elétrica (comprada ou vendida para a rede ou produzida na cogeração), é necessária a construção do diagrama de custos associados a manufatura (em base exerética).

#### **e) Escolha dos melhores sistemas**

Finalmente, o melhor sistema é aquele que apresentar menor índice de irreversibilidade, ou seja, o menor custo de manufatura exerético

### **6.3 APLICAÇÃO DO MÉTODO TERMOECÔNOMICO PARA A CONFIGURAÇÃO DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO**

Para cada sistema de turbinas a gás selecionado anteriormente, aplica-se o método termoeconômico.

A identificação das funções do sistema é feita através do diagrama físico mostrado na figura 4.

A construção do diagrama funcional (figura 16) está associado ao diagrama físico mostrado acima como pode ser visto abaixo .

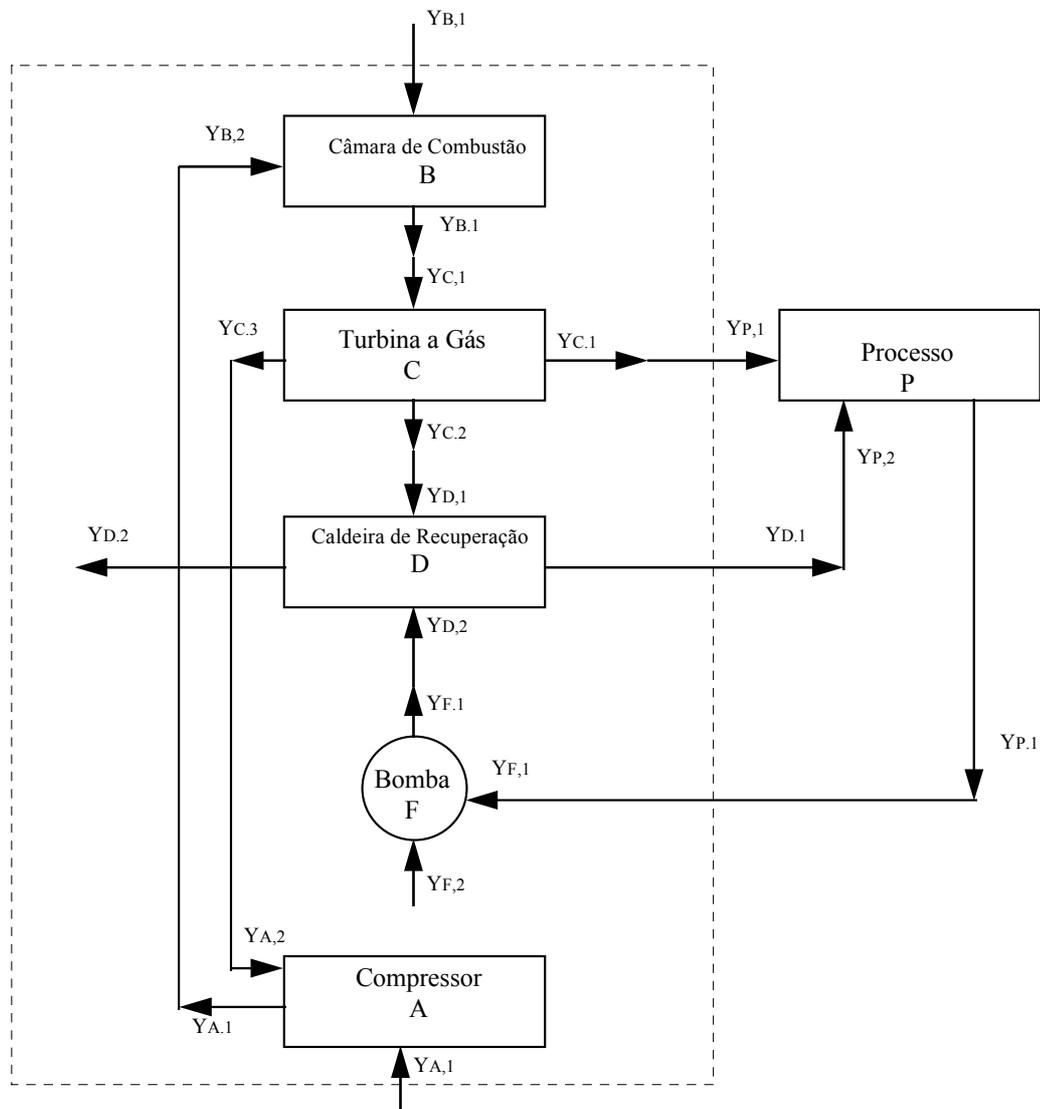


Figura 16: Diagrama funcional para sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação

Procedendo-se deste modo, tem-se as seguintes expressões para as funções exergeticas associadas:

#### A - Compressor

$$Y_{A,1} = \dot{m}_{ar} \cdot ex_1 \quad (6.1)$$

$$Y_{A,2} = Y_{C,3} \quad (6.2)$$

$$Y_{A,1} = Y_{B,2} \quad (6.3)$$

#### B - Câmara de combustão

$$Y_{B,1} = Ex_6 = E_{comb} \quad (6.4)$$

$$Y_{B,2} = \dot{m}_{ar} \cdot (ex_2 - ex_1) \quad (6.5)$$

$$Y_{B,1} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_3 - \dot{m}_{ar} \cdot ex_2 \quad (6.6)$$

#### C - Turbina a gás

$$Y_{C,1} = Y_{B,1} \quad (6.7)$$

$$Y_{C,1} = Ex_{11} = E_p \quad (6.8)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{gas} \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (6.9)$$

$$Y_{C,3} = \dot{W}_c \quad (6.10)$$

#### D - Caldeira de recuperação

$$Y_{D,1} = Y_{C,2} \quad (6.11)$$

$$Y_{D,2} = Y_{F,1} \quad (6.12)$$

$$Y_{D,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_7 - ex_9) \quad (6.13)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_5 \quad (6.14)$$

#### F - Bomba

$$Y_{F,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_7 - ex_8) \quad (6.15)$$

$$Y_{F,2} = Ex_{10} = \dot{W}_b \quad (6.16)$$

$$Y_{F,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_9 - ex_8) \quad (6.17)$$

Pelo diagrama de custos associados à manufatura, figura 17,

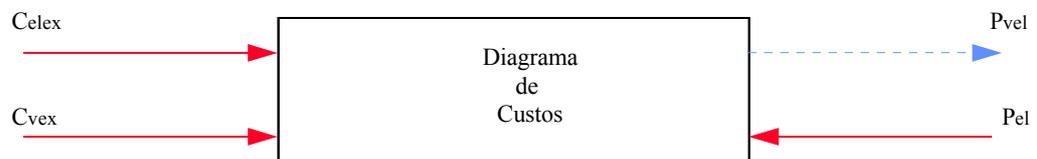


Figura 17: Diagrama de custos associados

determina-se o custo de manufatura exergético ( $CM_{ex}$ ), o qual é encontrado pela soma dos custos de geração e de compra e venda das distintas energias terciárias associadas. O excedente de energia elétrica é representado no diagrama pela linha pontilhada.

A equação para os custos de manufatura exergético, em US\$/ano, para quando houver déficit de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{elex} \cdot H \cdot Y_{C,1} + C_{vex} \cdot H \cdot Y_{D,1} + P_{el} \cdot H \cdot (E_r - Y_{C,1}) \quad (6.18)$$

ou, quando houver excedente de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{elex} \cdot H \cdot Y_{C,1} + C_{vex} \cdot H \cdot Y_{D,1} - P_{vel} \cdot H \cdot (Y_{C,1} - E_r) \quad (6.19)$$

Sendo que o custo exergético de produção de eletricidade ( $C_{elex}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{\text{elex}} = \frac{(I_{\text{pl}} - I_{\text{vcr}}) \cdot f \cdot T_{\text{ex}}}{H \cdot Y_{\text{C},1}} + \frac{C_{\text{comb}} \cdot (Y_{\text{B},1} - Y_{\text{D},1})}{Y_{\text{C},1}} \quad (6.20)$$

e o custo exergetico de producao de vapor ( $C_{\text{vex}}$ ), em US\$/kWh, e dado por,

$$C_{\text{vex}} = \frac{I_{\text{vcr}} \cdot f \cdot T_{\text{ex}}}{H \cdot Y_{\text{D},1}} + \frac{C_{\text{comb}} \cdot (Y_{\text{B},1} - Y_{\text{C},1})}{Y_{\text{D},1}} \quad (6.21)$$

Sendo  $T_{\text{ex}}$  a taxa de manutencao em base exergetica considerado 10 % sobre o investimento (fator multiplicativo de 1,1).

Finalmente, escolhe-se o melhor sistema de turbina a gas como sendo aquele que apresente o menor valor para o custo de manufatura exergetico, ou seja, o menor indice de irreversibilidade total associado.

## **6.4 APLICACAO DO METODO TERMOECOMICO PARA A CONFIGURACAO DE TURBINA A GAS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERACAO POR ABSORCAO**

Para cada sistema de turbina a gas selecionado, aplica se o metodo termoeconomico. Neste caso, a identificacao das funcoes do sistema e feita atraves do diagrama fisico mostrado na figura 12.

A construcao do diagrama funcional, figura 18 esta associado ao diagrama fisico como pode ser visto a seguir.

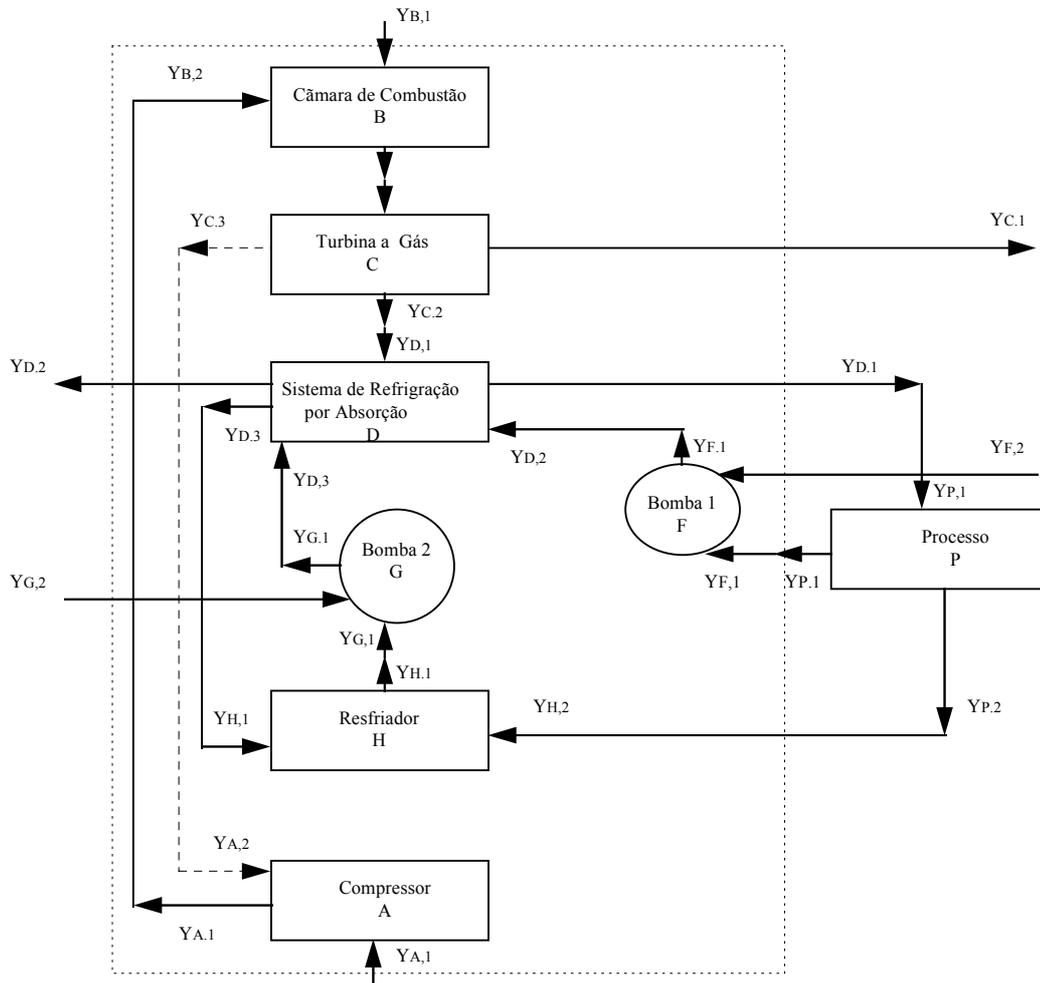


Figura 18: Diagrama funcional para turbina a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção

Procedendo-se deste modo, tem-se as seguintes expressões para as funções exergéticas associadas:

A - Compressor

$$Y_{A,1} = \dot{m}_{ar} \cdot ex_1 \quad (6.22)$$

$$Y_{A,2} = Y_{C,3} \quad (6.23)$$

$$Y_{A,1} = Y_{B,2} \quad (6.24)$$

### B - Câmara de combustão

$$Y_{B,1} = Ex_6 = E_{\text{comb}} \quad (6.25)$$

$$Y_{B,2} = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot (ex_2 - ex_1) \quad (6.26)$$

$$Y_{B,1} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot ex_3 - \dot{m}_{\text{ar}} \cdot ex_2 \quad (6.27)$$

### C - Turbina a gás

$$Y_{C,1} = Y_{B,1} \quad (6.28)$$

$$Y_{C,1} = Ex_{11} = E_p \quad (6.29)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot (ex_4 - ex_5) \quad (6.30)$$

$$Y_{C,3} = \dot{W}_c \quad (6.31)$$

### D - Sistema de refrigeração por absorção

$$Y_{D,1} = Y_{C,2} \quad (6.32)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (ex_7 - ex_9) \quad (6.33)$$

$$Y_{D,3} = \dot{m}_{\text{resf}} \cdot (ex_{15} - ex_{14}) \quad (6.34)$$

$$Y_{D,1} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (ex_7 - ex_8) \quad (6.35)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_{\text{gas}} \cdot ex_5 \quad (6.36)$$

$$Y_{D,3} = \dot{m}_{\text{quente}} \cdot (ex_{15} - ex_{13}) \quad (6.37)$$

### F - Bomba número 1

$$Y_{F,1} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (ex_9 - ex_8) \quad (6.38)$$

$$Y_{F,2} = Ex_{10} = \dot{W}_{b1} \quad (6.39)$$

$$Y_{F,1} = Y_{D,2} \quad (6.40)$$

G - Bomba número 2

$$Y_{G,1} = Y_{H,1} \quad (6.41)$$

$$Y_{G,2} = EX_{12} = \dot{W}_{b2} \quad (6.42)$$

$$Y_{G,1} = Y_{D,3} \quad (6.43)$$

h - Resfriador

$$Y_{H,1} = Y_{D,3} \quad (6.44)$$

$$Y_{H,2} = E_{\text{cresf}} \quad (6.45)$$

$$Y_{H,1} = \dot{m}_{\text{resf}} \cdot (ex_{13} - ex_{14}) \quad (6.46)$$

Pelo diagrama de custos associados a manufatura, figura 19,

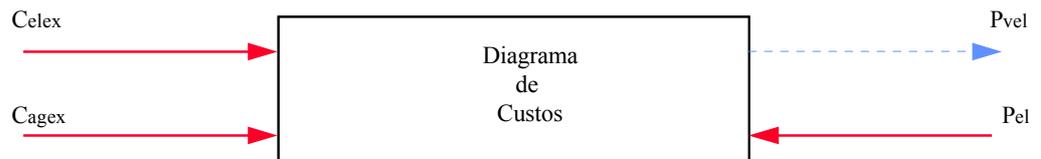


Figura 19: Diagrama de custos

determina-se o custo de manufatura exergetico, o qual é encontrado pela soma dos custos de geração das distintas energias terciárias. O excedente de energia elétrica é representado no diagrama pela linha pontilhada.

A equação para os custos de manufatura exergetico ( $CM_{ex}$ ), em US\$/ano, para quando houver déficit de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{el\text{ex}} \cdot H \cdot Y_{C,1} + C_{ag\text{ex}} \cdot H \cdot Y_{D,1} + P_{el} \cdot H \cdot (E_r - Y_{C,1}) \quad (6.47)$$

ou, quando houver excedente de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{el\text{ex}} \cdot H \cdot Y_{C,1} + C_{ag\text{ex}} \cdot H \cdot Y_{D,1} - P_{vel} \cdot H \cdot (Y_{C,1} - E_r) \quad (6.48)$$

sendo o custo exerético de produção de eletricidade ( $C_{el\text{ex}}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{el\text{ex}} = \frac{(I_{pl} - I_{vsra}) \cdot f \cdot T_{ex}}{H \cdot Y_{C,1}} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{B,1} - Y_{D,1})}{Y_{C,1}} \quad (6.49)$$

e o custo exerético de produção de frio ou água gelada ( $C_{ag\text{ex}}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{ag\text{ex}} = \frac{I_{vsra} \cdot f \cdot T_{ex}}{H \cdot Y_{D,1}} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{B,1} - Y_{C,1})}{Y_{D,1}} \quad (6.50)$$

Sendo  $T_{ex}$  a taxa de manutenção em base exerética considerado 10 % sobre o investimento (fator multiplicativo de 1,1).

Com o custo de manufatura exerético, escolhe-se o melhor sistema de turbina a gás, aquele que apresentar o menor valor.

## **6.5 APLICAÇÃO DO MÉTODO TERMOECÔNOMICO PARA A CONFIGURAÇÃO DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR**

Para cada sistema de turbinas a gás selecionado anteriormente, aplica-se o método termoeconômico.

A identificação das funções do sistema é feita através do diagrama físico mostrado na figura 6.

A construção do diagrama funcional, figura 20 está associado ao diagrama físico mostrado acima como pode ser visto a seguir.

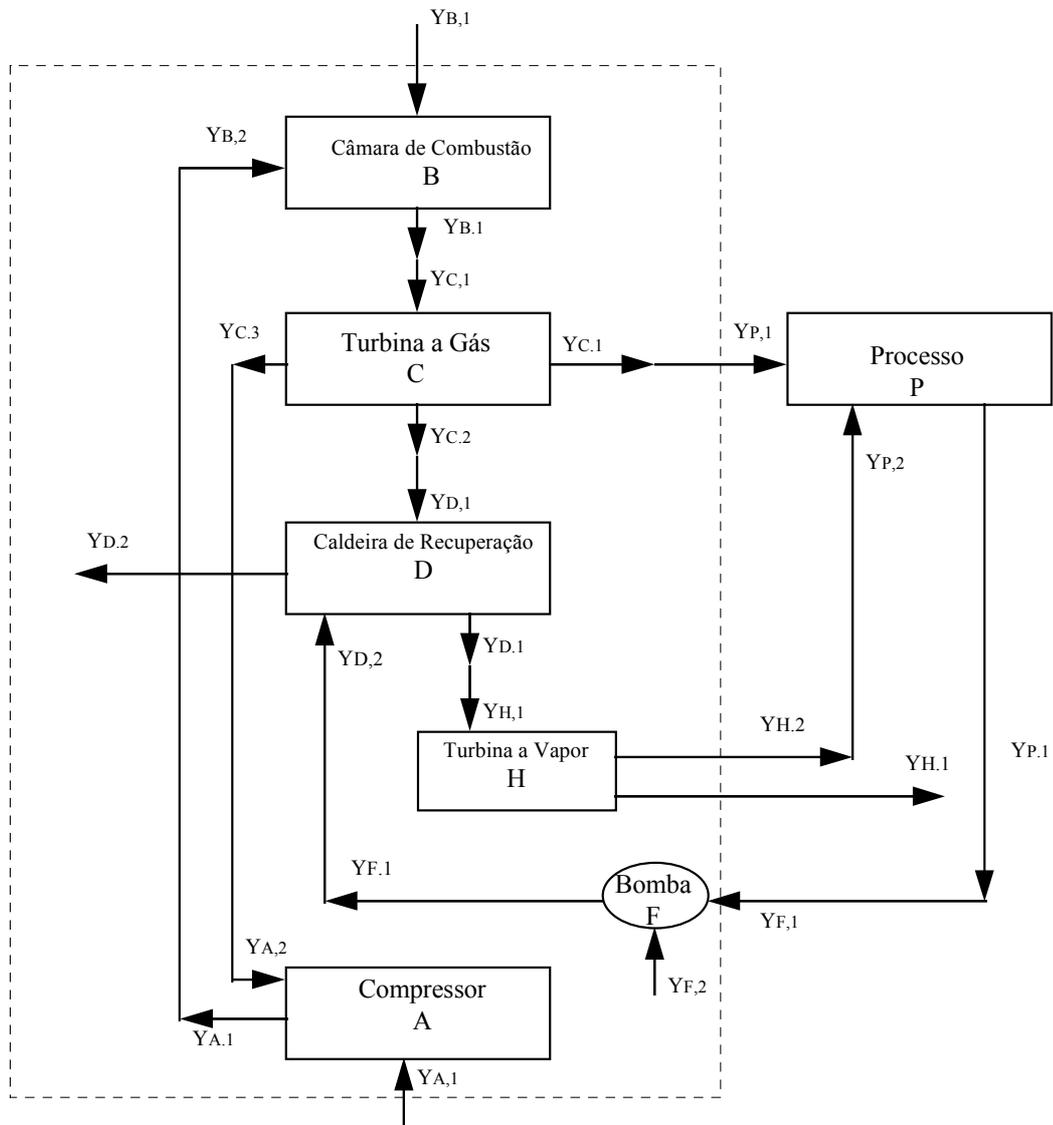


Figura 20: Diagrama funcional para sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor

Procedendo-se deste modo, tem-se as expressões para as funções exergéticas associadas para o compressor, câmara de combustão e turbina a gás são as mesmas obtidas no item 6.3. As funções exergéticas para os demais componentes são dadas por,

#### D - Caldeira de recuperação

$$Y_{D,1} = Y_{C,2} \quad (6.51)$$

$$Y_{D,2} = Y_{F,1} \quad (6.52)$$

$$Y_{D,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_7 - ex_{10}) \quad (6.53)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_{gas} \cdot ex_5 \quad (6.54)$$

#### F - Bomba

$$Y_{F,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_8 - ex_9) \quad (6.55)$$

$$Y_{F,2} = Ex_{13} = \dot{W}_b \quad (6.56)$$

$$Y_{F,1} = \dot{m}_v \cdot (ex_{10} - ex_9) \quad (6.57)$$

#### G - Turbina a vapor

$$Y_{H,1} = Y_{D,1} \quad (6.58)$$

$$Y_{H,1} = Ex_{12} \quad (6.59)$$

$$Y_{H,2} = \dot{m}_v \cdot ex_8 \quad (6.60)$$

Pelo diagrama de custos associados a manufatura, figura 21,

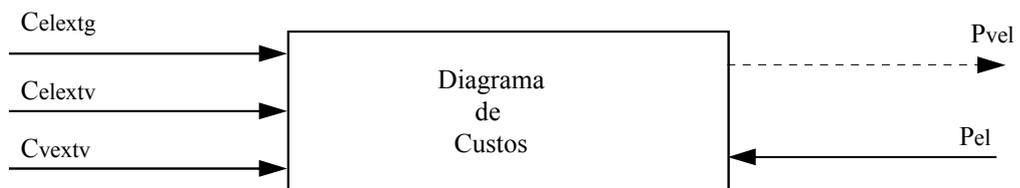


Figura 21: Diagrama de custos associados

determina-se o custo de manufatura exergetico ( $CM_{ex}$ ), o qual é encontrado pela soma dos custos de geração e de compra e venda das distintas energias terciárias associadas. O excedente de energia elétrica é representado no diagrama pela linha pontilhada.

A equação para os custos de manufatura exergetico, em US\$/ano, para quando houver déficit de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{elextg} \cdot H \cdot Y_{C.1} + C_{elextv} \cdot H \cdot Y_{H.1} + C_{vextv} \cdot H \cdot Y_{H.2} + P_{el} \cdot H \cdot (E_r - Y_{C.1} - Y_{H.1}) \quad (6.61)$$

ou, quando houver excedente de energia elétrica, é dada por,

$$CM_{ex} = C_{elextg} \cdot H \cdot Y_{C.1} + C_{elextv} \cdot H \cdot Y_{H.1} + C_{vextv} \cdot H \cdot Y_{H.2} - P_{vel} \cdot H \cdot (-E_r + Y_{C.1} + Y_{H.1}) \quad (6.62)$$

sendo o custo exergetico de produção de eletricidade pela turbina a gás ( $C_{elextg}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{elextg} = \frac{I_{stg} \cdot f \cdot T_{ex}}{H \cdot Y_{C.1}} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{B.1} - Y_{C.2})}{Y_{C.1}} \quad (6.63)$$

e o custo exergetico de produção de eletricidade pela turbina a vapor ( $C_{elextv}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{elextv} = \frac{(I_{stv} + I_{vcr}) \cdot f \cdot T_{ex} \cdot f_{l_{ex}}}{H \cdot Y_{H.1}} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{C.2} - Y_{H.2})}{Y_{H.1}} \quad (6.64)$$

e o custo exergetico de produção de vapor ( $C_{vextv}$ ), em US\$/kWh, é dado por,

$$C_{vextv} = \frac{(I_{stv} + I_{vcr}) \cdot f \cdot T_{ex} \cdot f_{2_{ex}}}{H \cdot Y_{H.2}} + \frac{C_{comb} \cdot (Y_{C.2} - Y_{H.1})}{Y_{H.2}} \quad (6.65)$$

Os fatores exergeticos de produçao de eletricidade e de vapor ( $f_{1_{ex}}$ ) e ( $f_{2_{ex}}$ ) sao dados respectivamente por,

$$f_{1_{ex}} = \frac{Y_{H.1}}{Y_{H.1} + Y_{H.2}} \quad (6.66)$$

$$f_{2_{ex}} = \frac{Y_{H.2}}{Y_{H.1} + Y_{H.2}} \quad (6.67)$$

Finalmente, escolhe-se o melhor sistema de turbina a gas como sendo aquele que apresente o menor valor para o custo de manufatura exergetico, ou seja, o menor ındice de irreversibilidade total associado.

## **CAPÍTULO 7**

### **DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL PROPOSTO**

#### **7.1 ASPECTOS GERAIS**

O código computacional baseado no algoritmo desenvolvido neste trabalho é um programa interativo, muito amigável, com janelas que descrevem cada etapa de sua utilização tornando-o bastante versátil.

O programa pode ser aplicado para:

- análise de esquemas de cogeração que empregam turbina a gás associada com: caldeira de recuperação ou sistema de refrigeração por absorção e ciclo combinados;

- para análises em estabelecimentos do setor terciário, como também em indústrias,

- ou seja, para pequenas instalações como também grandes instalações de potência.

O código computacional está composto por cinco blocos de programas que interagem entre si, sendo cada bloco responsável por um aspecto fundamental do processo de análise.

A figura 22 representa um diagrama de blocos simplificado do código computacional elaborado.



Figura 22: Diagrama de blocos simplificado

Antes de passar a descrever com mais profundidade a estrutura geral do programa, convém ressaltar alguns aspectos que o caracterizam e que de

alguma maneira definem a filosofia com que foi elaborado o presente código computacional.

- O programa foi elaborado para que sejam satisfeitas as necessidades de vapor ou de água gelada do processo, ou seja, o programa deve trabalhar em paridade térmica. Para tanto, a energia elétrica é tratada como um subproduto que sempre se poderá comprar ou vender, dependendo da situação.

- O banco de dados para a seleção dos sistemas de turbinas a gás é formado por máquinas comercialmente disponíveis no mercado (mais de quatrocentas máquinas) no ano de 1997, cujos dados (nas condições ISO) foram fornecidos pelos fabricantes e agrupados em um catálogo, o *Gas Turbine World Handbook*.

## **7.2 ESTRUTURA GERAL**

Do ponto de vista de funcionamento, o programa se divide em blocos, cujo fluxo é controlado pelo programa principal.

O programa principal consta de um menu de opções contendo cinco alternativas em que o usuário poderá optar entre:

- 1) Turbina a gás associada à caldeira de recuperação.
- 2) Turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção.
- 3) Turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado).

- 4) Atualização do banco de dados para turbinas a gás.
- 5) Sair do programa

A figura 23 mostra o procedimento para o programa principal.

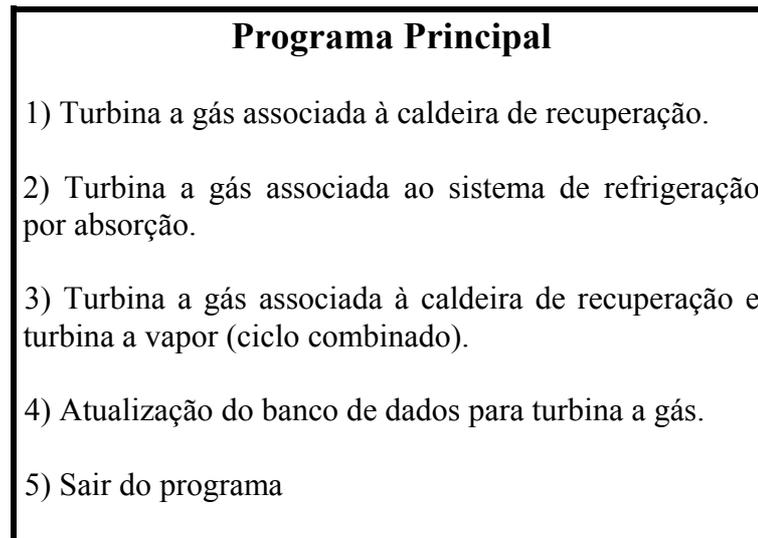


Figura 25: Diagrama de blocos do programa principal

Deste ponto em diante passa-se a ser efetuada a análise mais detalhada de cada etapa do programa.

## 7.2.1 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

O usuário ao escolher a opção 1, sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, o programa passa a realizar as seguintes etapas:

- **ANÁLISE ENERGÉTICA**

Na análise energética, o programa chama a rotina energética, que solicita do usuário as seguintes informações: a vazão mássica de vapor e a pressão do vapor necessário ao processo, as condições locais da instalação do sistema de turbina a gás: temperatura ambiente, umidade relativa e a altitude; a energia elétrica requerida e por fim, o nome do arquivo de dados em que os resultados deverão ser gravados.

Para a entrada de dados, o usuário pode escolher entre as opções, a unidade em que a vazão mássica de vapor deverá ser fornecida, através de um menu, como mostra a figura 24.

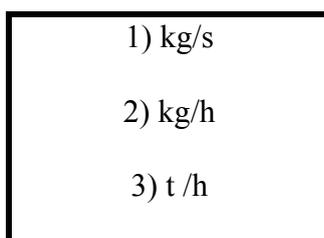


Figura 24: Menu de opções para unidade de vazão mássica de vapor

Para a pressão de vapor, a unidade que o usuário pode optar é mostrada pela figura 25.

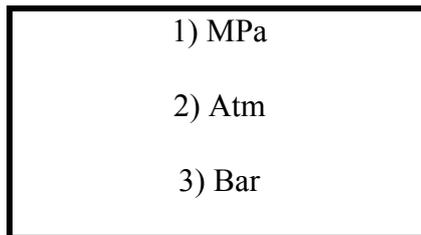


Figura 25: Menu de opções para unidade de pressão

A toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo o dado ser alterado nesta fase.

Com as informações fornecidas pelo usuário o programa chama a rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas; na fase seguinte, o programa seleciona os possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado, acessando o banco de dados de máquinas comerciais.

Os dados da turbinas a gás selecionadas nas condições ISO são: nome do fabricante, código do fabricante, ano de fabricação, peso, dimensões, potência de eixo, *Heat rate*, razão de pressão, rotação, vazão mássica dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão e em alguns casos a temperatura de entrada dos gases na turbina.

Após a seleção dos equipamentos, o programa faz as devidas correções para as condições locais da instalação, bem como correção da

temperatura dos gases de escape pelo critério do *pinch point*. Na próxima etapa o programa chama a rotina para cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível.

Em seguida é feito o dimensionamento dos sistemas de turbina a gás selecionados, sendo efetuados cálculos tais como: eficiência térmica da turbina a gás, eletricidade produzida pela turbina a gás, potência suprida pelo combustível, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão, eficiência da geração de calor, eficiência de geração de energia elétrica e eficiência global.

A figura 26 a seguir mostra de forma simplificada os principais tópicos abordados para a análise energética.

<b>Análise Energética</b>
1. Entrada de dados ( $\dot{m}_v$ , $P_v$ , $E_r$ , altitude, $U_r$ , $T_{amb}$ )
2. Chamada da rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas
3. Seleção do sistema de turbina a gás na condição ISO Consulta ao banco de dados
4. Correção de performance pelas condições locais e pelo <i>pinch point</i>
5. Cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível para as condições locais
6. Dimensionamento dos sistemas de turbinas a gás selecionados
7. Impressão dos resultados

Figura 26: Diagrama de blocos simplificado para análise energética

Por fim, o programa mostra os resultados da análise energética no monitor de vídeo e grava estes resultados no arquivo de dados fornecido pelo usuário.

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

Terminada a análise energética, o programa efetua a análise exergética para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 27.

Esta análise, é efetuada na rotina exergética, cujas informações como propriedades termodinâmicas, vazões mássicas de vapor, ar e combustível e das temperaturas são trazidas da análise energética para cálculo das exergias.

Em seguida, a rotina determina as irreversibilidades para cada componente do sistema de turbina a gás associada a caldeira de recuperação, isto é, são calculadas as irreversibilidades no compressor, na câmara de combustão, na turbina a gás, na caldeira de recuperação e na bomba, bem como a irreversibilidade total do sistema de turbina a gás.

Na etapa seguinte é realizado o cálculo das eficiências exergéticas para cada componente do sistema de turbina a gás selecionado; finalmente, os resultados dos cálculos das exergias, irreversibilidades e eficiências exergéticas são mostrados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados.

<b>Análise Exergética</b>
1. Propriedades termodinâmicas, temperaturas e vazões mássicas
2. Cálculo das exergias associadas aos fluxos materiais
3. Cálculo das irreversibilidades
4. Cálculo das eficiências exergéticas
5. Impressão dos resultados

Figura 27: Diagrama de blocos simplificado para análise exergética

- **ANÁLISE ECONÔMICA**

Para a realização desta etapa o programa chama a Rotina Econômica, que realiza a análise econômica para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 28.

O programa solicita que o usuário forneça as seguintes informações: tarifa de energia elétrica paga a concessionária, preço de venda de energia elétrica excedente (quando for o caso), taxa de juros anual praticada pelo mercado, preço do gás combustível (gás natural), preço do óleo combustível BPF, período de utilização do sistema de turbina a gás (em horas anuais). Cabe salientar que as informações referentes aos custos são pedidas na unidade US\$/kWh e a

toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo o dado ser alterado nesta fase.

Com estes e com os dados da análise energética, como fluxo de calor utilizado na forma de vapor, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão e potência suprida pelo combustível, o programa calcula os ganhos anualizados com energia elétrica e vapor. Em seguida, ele realiza o cálculo da receita anual da instalação do sistema de cogeração proposto e determina o tempo de retorno do investimento (*pay-back*) de cada sistema de turbina a gás selecionado.

Para finalizar esta etapa, o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de saída de dados (custo de produção de eletricidade cogorada, custo de produção de vapor cogorado e o custo de produção de vapor utilizando caldeira convencional), os melhores sistemas de turbina a gás selecionados mediante análise do menor *pay-back*. Outro dado para comparação dos melhores sistemas de turbina a gás, é feito com base na maior receita anual esperada para um período máximo de dez anos, onde se determina que o melhor sistema de turbina a gás é o que apresentar a maior receita anual esperada, e assim sucessivamente.

<b>Análise Econômica</b>
1. Entrada de dados: $P_{el}$ , $P_{vel}$ , $j$ , $H$ , $C_{oleo}$ , $C_{comb}$
2. Da análise energética: $E_v$ , $E_{comb}$ , $E_{cr}$
3. Ganho devido a produção anual de eletricidade
4. Ganho devido a produção anual de vapor
5. Cálculo da receita anual esperada
6. Determinação do tempo de retorno de investimento
7. Impressão dos custos de produção: $C_{el}$ , $C_v$ e $C_{vc}$
8. Impressão dos melhores sistemas ( base na receita anual)
9. Impressão dos melhores sistemas (base no pay-back)

Figura 28: Diagrama de blocos simplificado para análise econômica

## • ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

O programa, em sua última etapa, chama a Rotina Exergoeconômica para a realização da análise termoeconômica dos sistemas de turbinas a gás selecionados, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 29.

Com as informações trazidas da análise energética, exergética e econômica, o programa calcula as funções exergéticas incrementais associadas a

cada componente do sistema de turbina a gás selecionado; em seguida o programa calcula o custo exergético anualizado de produção de eletricidade e custo exergético anualizado de produção de vapor. Numa próxima etapa o programa calcula o custo de manufatura exergético do sistema de turbina a gás.

Finalmente o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de dados os custos de produção exergético de eletricidade e vapor, o custo de manufatura exergético e os melhores sistemas de turbinas a gás selecionados, isto é, aqueles que apresentarem menores custos de manufaturas exergéticos.

<b>Análise Exergoeconômica</b>
1. Informações das análises: energéticas, exergéticas e econômicas
2. Cálculo da produção exergética de eletricidade
3. Cálculo da produção exergética de vapor
4. Cálculo do custo de manufatura exergético
5. Impressão dos custos de produção exergético: $C_{\text{el ex}}$ , $C_{\text{v ex}}$ e $C_{\text{m ex}}$
6. Impressão dos melhores sistemas (base no custo de manufatura exergético)

Figura 29: Diagrama simplificado para análise exergoeconômico

Após a análise exergoeconômica o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

- **ESTUDO DE CASOS**

A seguir são apresentados os resultados que o programa fornece para um caso simulado.

*Utilização de turbina a gás associada a caldeira de recuperação em substituição a produção de vapor na caldeira convencional de um hospital, sendo o limite de geração correspondente à 3600 kg/h de vapor a pressão de 0,75 MPa em um local situado a 640 m de altitude, de umidade relativa média de 76% e temperatura média de 30 °C, sendo a eletricidade requerida de 2000 kW.*

- **SISTEMAS DE TURBINAS A GÁS SELECIONADOS**

Para fluxo mássico de vapor igual a 1,01 kg/s e pressão de vapor igual a 0,75 MPa, a tabela 2, mostra os sistemas selecionados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, na condição ISO.

<b>Nome do fabricante</b>	Ebara	OPRA Optimal Radical Turbine	European Gas Turbines
<b>Código da máquina</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Ano de fabricação</b>	1990	1997	1991
<b>Peso - [kg]</b>	14000	1300	13154
<b>Dimensões – LxWxH [m]</b>	5,5 x 3,2 x 2,2	2,2 x 1,0 x 1,6	19,0 x 6,6 x 7,8 [ft]
<b>Potência de eixo - [kW]</b>	1435	1550	1662
<b>Heat Rate - [Btu/kWh]</b>	15155	13384	13914
<b>Razão de pressão</b>	8,1	6,5	9,0
<b>Rotação da turbina - [rpm]</b>	1500/1800	26000	27245
<b>Vazão mássica dos gases de exaustão - [kg/s]</b>	7,62	7,44	7,39
<b>Temperatura de exaustão - [°C]</b>	578,0	590,0	602,2
<b>Temperatura na entrada da turbina - [°C]</b>	Não fornecida	Não fornecida	1133,9

Tabela 2: Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)

- ***ANÁLISE ENERGÉTICA***

A tabela 3 mostra a análise energética para cada sistema selecionado anteriormente. Os dados obtidos referem-se as condições para o local da instalação. Nota-se pela tabela que, o melhor sistema selecionado é a **OP-16** do fabricante **OPRA Optimal Radical Turbine**, pois apresenta a maior eficiência energética entre os sistemas de turbinas a gás selecionados.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Optimal Radical Turbine	European Gas Turbines
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Eletricidade produzida - [kW]</b>	1174,0	1268,0	1359,0
<b>Potência suprida no combustível - [kW]</b>	5683,2	5421,3	6043,2
<b>Fluxo mássico de gases de exaustão - [kg/s]</b>	6,78	6,62	6,58
<b>Fluxo mássico de gás combustível - [kg/s]</b>	0,138	0,133	0,144
<b>Fluxo mássico de ar - [kg/s]</b>	6,09	5,95	,90
<b>Relação estequiométrica</b>	48,0	48,7	44,7
<b>Fluxo de calor recuperado - [kW]</b>	3414,0	3441,3	3522,7
<b>Eficiência da geração de energia elétrica - [%]</b>	20,6	23,4	22,5
<b>Eficiência térmica da turbina - [%]</b>	21,7	24,6	23,6
<b>Eficiência da geração de calor - [%]</b>	42,4	44,8	41,1
<b>Eficiência global - [%]</b>	63,0	68,2	63,6
<b>Energia elétrica - [kW]</b>	Déficit – 826,0	Déficit – 732,0	Déficit – 641,0

Tabela 3: Análise energética para os sistemas selecionados

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

A tabela 4 mostra a eficiência exergética racional para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Radical Turbine	European Gas Turbines
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Compressor [%]</b>	81,2	80,4	81,6
<b>Câmara de combustão – [%]</b>	71,5	70,6	71,3
<b>Turbina a gás – [%]</b>	59,4	67,4	61,0
<b>Caldeira de recuperação – [%]</b>	44,8	44,4	43,9
<b>Bomba – [%]</b>	60,3	60,3	60,3

Tabela 4: Eficiência exergética racional

A tabela 5 mostra a irreversibilidade para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Radical Turbine	European Gas Turbines
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Compressor - [kW]</b>	410,8	362,5	419,3
<b>Câmara de combustão - [kW]</b>	1553,8	1599,3	1768,9
<b>Turbina a gás - [kW]</b>	5103,0	4691,9	5559,8
<b>Caldeira de recuperação - [kW]</b>	1086,4	1106,2	1146,3
<b>Bomba - [kW]</b>	19,6	19,7	20,2
<b>Irreversibilidade total - [kW]</b>	8273,6	7779,6	8914,5

Tabela 5: Irreversibilidade de cada componente

Pela análise da tabela 5, o melhor sistema de turbinas a gás é a **OP-16** do fabricante **OPRA Radical Turbines**, pois este apresenta a menor irreversibilidade total.

- **ANÁLISE ECONÔMICA**

**Dados fornecidos para Análise Econômica**

Tarifa de energia elétrica paga a concessionária = 0,0800 [US\$/kWh]

Preço de venda da energia elétrica excedente = 0,0350 [US\$/kWh ]

Taxa de juros anual = 12 %

Preço do combustível - gás natural = 0,0110 [ US\$/kWh]

Preço do óleo BPF = 0,0130 [US\$/kWh]

Período de utilização em horas no ano = 7000,0

Eletricidade requerida = 2000,0 [kW]

A tabela 6 mostra o custo de produção para cada sistema de turbinas a gás selecionados anteriormente.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA radical Turbines	European Gas Turbine
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Eletricidade cogenerada – [US\$/kWh]</b>	0,05963	0,05689	0,05788
<b>Vapor cogenerado – [US\$/kWh]</b>	0,03004	0,02914	0,03009
<b>Vapor em caldeira convencional – [US\$/kWh]</b>	0,027757	0,027756	0,027752

Tabela 6: Custo de produção

- ***ANÁLISE ECONÔMICA – Baseado no PAYBACK***

A tabela 7 mostra o período de amortização de capital para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Radical Turbines	European Gas Turbine
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Período de amortização de capital [anos]</b>	5,6	5,1	4,8

Tabela 7: Período de amortização de capital

Pela análise da tabela 7, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **OP-16** do fabricante **OPRA Radical Turbines**, pois apresenta o menor período de amortização de capital, o próximo é a **Hurricane** do fabricante **European Gas Turbine**.

- ***ANÁLISE ECONÔMICA - Baseado na Receita Máxima Esperada Anual***

A tabela 8 mostra a receita máxima esperada obtida para um período de 10 anos, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Radical Turbines	European Gas Turbine
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Receita máxima – [US\$/ano]</b>	1,29.10 <sup>5</sup>	1,81.10 <sup>5</sup>	1,70.10 <sup>5</sup>

Tabela 8: Receita máxima esperada

Pela análise da tabela 8, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **OP-16** do fabricante **OPRA Radical Turbines**, pois apresenta a maior receita anual esperada em 10 anos, o próximo é a **Hurricane** do fabricante **European Gas Turbine**.

- **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA**

- **Baseado no CUSTO DE MANUFATURA EXERGÉTICO**

A tabela 9 mostra os custos de produção exergético de eletricidade e de vapor, além do custo de manufatura exergético, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Ebara	OPRA Radical Turbines	European Gas Turbine
<b>Código</b>	PW-14E	OP-16	Hurricane
<b>Custo de produção exergético de eletricidade - [US\$/kWh]</b>	0,0868	0,0848	0,0840
<b>Custo da produção exergético de vapor - [US\$/kWh]</b>	0,0839	0,0802	0,0853
<b>Custo de manufatura exergético - [US\$/ano]</b>	1,622.10 <sup>6</sup>	1,592.10 <sup>6</sup>	1,626.10 <sup>6</sup>

Tabela 9: Análise exergoeconômica

Pela análise da tabela 9, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **OP-16** do fabricante **OPRA Radical Turbines**, pois apresenta o menor custo de manufatura exergético, o próximo é a **PW-14E** do fabricante **Ebara**. Deve observar que este fato está associado ao sistema que apresenta menor índice de irreversibilidade total.

## **7.2.2 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

Quando o usuário escolher a opção 2, sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção, o programa basicamente executa os mesmos procedimentos relatados na análise do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, item 7.2.1, com pequenas modificações, que são descritas a seguir.

- **ANÁLISE ENERGÉTICA**

Para a análise energética o programa chama a Rotina Energética, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 30, que solicita do usuário dados como: fluxo de água, temperatura da água, temperatura da água de retorno do processo, tipo de sistema de refrigeração por absorção que será utilizado, eletricidade requerida e condições do local da instalação: como, temperatura ambiente, altitude e umidade relativa. Além do nome do arquivo de dados para a gravação dos resultados obtidos.

<b>Análise Energética</b>
1. Entrada de dados ( $\dot{W}$ , $T_{\text{agua}}$ , $T_{\text{rag}}$ , $E_r$ , altitude, $U_r$ , $T_{\text{amb}}$ )
2. Chamada da rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas
3. Seleção do sistema de turbina a gás na condição ISO - Consulta ao banco de dados
4. Correção pelas condições locais
5. Cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível
6. Dimensionamento dos sistemas de turbinas a gás selecionados
7. Impressão dos resultados

Figura 30: Diagrama simplificado para análise energética

Para a entrada do fluxo de água, o usuário pode escolher a unidade em que este dado será fornecido, através de um menu como mostra a figura 31.

1) $\text{m}^3/\text{h}$ ,
2) $\text{m}^3/\text{s}$
3) $\text{kg}/\text{s}$

Figura 31: Menu de opções para unidade de fluxo de água

Do mesmo modo para a temperatura, o usuário pode escolher fornecer os dados como mostra a figura 32.

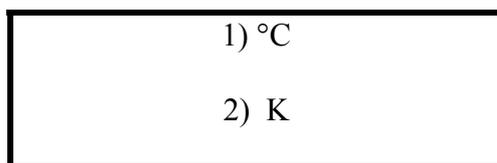


Figura 32: Menu de opções para a unidade de temperatura

Para o tipo de sistema de refrigeração por absorção que será utilizado, o usuário pode escolher entre as opções, como mostra a figura 33.

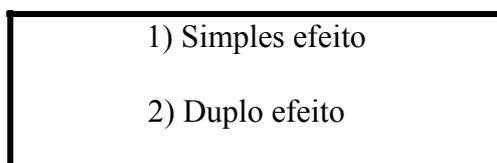


Figura 33: Menu de opções para tipo de sistema de refrigeração por absorção

Com as informações acima é chamada a rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas, é feita a seleção dos sistemas de turbinas a gás, através de consulta ao banco de dados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, correção pelas condições locais, cálculos dos fluxos mássicos de ar e combustível, dimensionamento dos sistemas selecionados e por fim, são mostrados os resultados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados do usuário. A toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo o dado ser alterado nesta fase.

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

Terminada a análise energética, o programa efetua a análise exergética para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado também pode ser visto pela figura 27.

Esta análise, é efetuada na rotina exergética, cujas informações como: propriedades termodinâmicas, vazões mássicas de vapor, ar e combustível e das temperaturas são trazidas da análise energética para cálculo das exergias.

O procedimento para cálculo das exergias, irreversibilidades e eficiências exergéticas são os mesmos efetuados no item 7.2.1 (Análise Exergética).

Os resultados dos cálculos das exergias, irreversibilidades e eficiências exergéticas são mostrados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados.

- **ANÁLISE ECONÔMICA**

Para a realização desta etapa o programa chama a rotina econômica, que realiza a análise econômica para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 34.

O programa solicita que o usuário forneça as seguintes informações: Tarifa de energia elétrica paga a concessionária, preço de venda de energia elétrica excedente (se houver), taxa de juros anual praticada pelo mercado, preço do gás combustível (gás natural), preço do óleo combustível BPF, período de utilização do sistema de turbina a gás (em horas anuais).

<b>Análise Econômica</b>
1. Entrada de dados: $P_{el}$ , $P_{vel}$ , $j$ , $H$ , $C_{comb}$ , $I_{vsra}$
2. Da análise energética: $E_v$ , $E_{comb}$ , $E_{cr}$
3. Cálculo da produção anual de eletricidade
4. Cálculo da produção anual de água gelada
5. Cálculo da receita anual esperada
6. Determinação do tempo de retorno de investimento
7. Impressão dos custos de produção: $C_{el}$ , $C_{ag}$ , $PE_{pf}$
8. Impressão dos melhores sistemas ( base na receita anual)
9. Impressão dos melhores sistemas (base no pay-back)

Figura 34: Diagrama de blocos simplificado para análise econômica

O programa solicita do usuário, se o custo do investimento no sistema de refrigeração por absorção é conhecido, através das opções, como mostra a figura 35.

1) Sim
2) Não

Figura 35: Menu de opções para custo de investimento

Caso a opção seja 1, o usuário é solicitado a digitar o valor para o custo de investimento em US\$/kW, se a opção digitada for 2, a rotina adota o valor dado pelo programa (30% do custo de investimento em turbina a gás).

Cabe salientar que as informações referentes aos custos (de combustível, água gelada e eletricidade) são pedidas na unidade US\$/kWh e a toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo o dado ser alterado nesta fase.

Com estes dados e com os dados da análise energética como: fluxo de calor utilizado na forma de vapor, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão e potência suprida pelo combustível, o programa calcula os custo anualizado de energia elétrica e custo anualizado de produção de água gelada. Em seguida, ele realiza o cálculo da receita anual da instalação do sistema de cogeração proposto e determina o tempo de retorno do investimento (*pay-back*) de cada sistema de turbina a gás selecionado.

Para finalizar esta etapa, o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de saída de dados os custos de produção de eletricidade e água gelada e o custo de produção de água gelada utilizando chiller elétrico e os melhores sistemas de turbina a gás selecionados mediante análise do *pay-back*, isto é, o melhor sistema de turbina a gás será aquele que apresentar o menor *pay-*

*back*, e assim sucessivamente. Outro dado para comparação dos melhores sistemas de turbina a gás, é feito com base na maior receita anual esperada para um período máximo de dez anos, onde se determina que o melhor sistema de turbina a gás será o que apresentar a maior receita anual esperada, e assim sucessivamente.

- **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA**

O programa em sua última etapa, chama a rotina exergoeconômica para a realização da análise termoeconômica dos sistemas de turbina a gás selecionados, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 36.

Com informações trazidas da análise energética, exérgica e econômica, o programa calcula as funções exérgicas para cada componente do sistema de turbina a gás selecionado, em seguida o programa calcula o custo exérgico anualizado de produção de eletricidade e custo exérgico anualizado de produção de água gelada. Numa próxima etapa o programa calcula o custo de manufatura exérgico do sistema de turbina a gás.

Finalmente o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de dados os custos exérgicos de produção de eletricidade e de água gelada o custo de manufatura exérgico e os melhores sistemas de turbinas a gás

selecionados, isto é, o melhor sistema de turbina a gás selecionado será aquele que apresentar o menor custo de manufatura exergético.

Após a análise exergoeconômica o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

<b>Análise Exergoeconômica</b>
1. Informações das análises: energéticas, exergéticas e econômicas
2. Cálculo do custo de produção exergética de eletricidade
3. Cálculo do custo de produção exergética de água fria
4. Cálculo do custo de manufatura exergético
5. Impressão dos custos exergéticos: $C_{\text{el ex}}$ , $C_{\text{ag ex}}$ e $CM_{\text{ex}}$
5. Impressão dos melhores sistemas (base no custo de manufatura exergético)

Figura 36: Diagrama de blocos simplificado para análise exergoeconômica

- **ESTUDO DE CASOS**

A seguir são apresentados os resultados que o programa fornece para um caso simulado.

*Utilização de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção com uso direto dos gases de exaustão para a produção de água gelada a 7 °C em substituição aos chillers elétricos, correspondente a vazão de 80 kg/s de água gelada de um hospital, em um local situado a 640 m de altitude, de umidade relativa média de 76% e temperatura média de 30 °C. A temperatura de retorno da água é de 15 °C, sendo a eletricidade requerida de 2000 kW.*

- **SISTEMAS DE TURBINAS A GÁS SELECIONADOS**

Para fluxo de água igual a 94,64 kg/s e temperatura da água de 7,0 °C, a tabela 10, mostra os sistemas selecionados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, na condição ISO.

<b>Nome do fabricante</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código da máquina</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Ano de fabricação</b>	1992	1986
<b>Peso - [kg]</b>	27216	6400
<b>Dimensões – LxWxH [m]</b>	28,8 x 8,0 x 9,7 [ft]	3,0 x 1,5 3,0
<b>Potência de eixo - [kW]</b>	3515	2720
<b>Heat Rate - [Btu/kWh]</b>	1224	1330
<b>Razão de pressão</b>	9,7	10,0
<b>Rotação da turbina - [rpm]</b>	14951	13070
<b>Vazão mássica dos gases de exaustão - [kg/s]</b>	18,6	14,5
<b>Temperatura de exaustão - [°C]</b>	437,2	491,0
<b>Temperatura na entrada da turbina - [°C]</b>	Não fornecida	Não fornecida

Tabela 10: Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)

- ***ANÁLISE ENERGÉTICA***

A tabela 11 mostra a análise energética para cada sistema selecionado anteriormente. Os dados obtidos referem-se as condições para o local da instalação. Nota-se pela tabela que, o melhor sistema selecionado é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta a maior eficiência energética entre os sistemas de turbinas a gás selecionados.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Eletricidade produzida- [kW]</b>	2875	2225
<b>Potência suprida no combustível - [kW]</b>	11243,3	9475,1
<b>Fluxo mássico de gases de exaustão - [kg/s]</b>	16,55	12,9
<b>Fluxo mássico de gás combustível - [kg/s]</b>	0,243	0,222
<b>Fluxo mássico de ar - [kg/s]</b>	14,96	11,64
<b>Relação estequiométrica</b>	66,9	57,0
<b>Fluxo de calor recuperado - [kW]</b>	4876,9	4544,8
<b>Eficiência da geração de energia elétrica - [%]</b>	25,5	23,5
<b>Eficiência térmica da turbina - [%]</b>	26,9	24,7
<b>Eficiência da geração de água gelada - [%]</b>	43,4	47,9
<b>Eficiência global - [%]</b>	68,9	71,4
<b>Energia elétrica - [kW]</b>	Excesso – 875,0	Excesso – 225,0

Tabela 11: Análise energética para os sistemas selecionados

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

A tabela 12 mostra a eficiência exergética racional para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Máquina</b>	<b>Solar Turbines</b>	<b>Mitsui Engineering &amp; Shipbuilding</b>
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Compressor - [%]</b>	81,8	81,9
<b>Câmara de combustão - [%]</b>	67,1	70,8
<b>Turbina a gás - [%]</b>	53,8	53,2
<b>Sistema de absorção - [%]</b>	29,2	26,5
<b>Bomba - [%]</b>	6,9	6,9
<b>Bomba do resfriador - [%]</b>	1,2	1,2
<b>Resfriador - [%]</b>	12,2	12,2

Tabela 12: Eficiência exergética racional

A tabela 13 mostra a irreversibilidade para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Compressor - [kW]</b>	1084,4	853,9
<b>Câmara de combustão - [kW]</b>	5310,0	3900,4
<b>Turbina a gás - [kW]</b>	5003,7	4427,5
<b>Sistema de absorção - [kW]</b>	2221,0	2189,6
<b>Bomba - [kW]</b>	1796,1	1673,7
<b>Bomba do resfriador - [kW]</b>	3965,6	3695,5
<b>Resfriador - [kW]</b>	2153,7	2007,0
<b>Irreversibilidade total</b>	21534,7	18748,0

Tabela 13: Irreversibilidade de cada componente

Pela análise da tabela 13, o melhor sistema de turbinas a gás é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois este apresenta a menor irreversibilidade total.

- **ANÁLISE ECONÔMICA**

**Dados fornecidos para Análise Econômica**

Tarifa de energia elétrica paga a concessionária = 0,0800 [US\$/kWh]

Preço de venda da energia elétrica excedente = 0,0350 [US\$/kWh]

Taxa de juros anual = 12 %

Preço do combustível - gás natural = 0,0110 [ US\$/kWh]

Período de utilização em horas no ano = 7000,0

Eletricidade requerida = 2000,0 [kW]

A tabela 14 mostra o custo de produção para cada sistema de turbinas a gás selecionados anteriormente.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Eletricidade cogenerada – [US\$/kWh]</b>	0,05068	0,05300
<b>Água gelada cogenerada – [US\$/kWh]</b>	0,03486	0,03360
<b>Água gelada – sistema elétrico – [US\$/kWh]</b>	0,04500	0,04500

Tabela 14: Custo de produção

- ***ANÁLISE ECONÔMICA – Baseado no PAYBACK***

A tabela 15 mostra o período de amortização de capital para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Período de amortização de capital [anos]</b>	3,2	2,8

Tabela 15: Período de amortização de capital

Pela análise da tabela 15, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois

apresenta o menor período de amortização de capital, o próximo é a **Centaur 40S** do fabricante **Solar Turbines**.

- **ANÁLISE ECONÔMICA - Baseado na Receita Máxima Esperada Anual**

A tabela 16 mostra a receita máxima esperada obtida para um período de 10 anos, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Receita máxima – [US\$/ano]</b>	$5,39 \cdot 10^5$	$5,85 \cdot 10^5$

Tabela 16: Receita máxima esperada

Pela análise da tabela 16, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta a maior receita anual esperada em 10 anos, o próximo é a **Centaur 40S** do fabricante **Solar Turbines**.

- **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA**

- **Baseado no CUSTO DE MANUFATURA EXERGÉTICO**

A tabela 17 mostra os custos de produção exergético de eletricidade e de vapor, além do custo de manufatura exergético, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Máquina</b>	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
<b>Código</b>	Centaur 40S	SB15
<b>Custo de produção exergético de eletricidade - [US\$/kWh]</b>	0,0861	0,1019
<b>Custo da produção exergético de água gelada- [US\$/kWh]</b>	0,9742	0,9371
<b>Custo de manufatura exergético - [US\$/ano]</b>	2,372.10 <sup>6</sup>	2,298.10 <sup>6</sup>

Tabela 17: Análise exergoeconômica

Pela análise da tabela 17, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta o menor custo de manufatura exergético, o próximo é a **Centaur 40S** do fabricante **Solar Turbines**. Deve observar que este fato está associado ao sistema que apresenta menor índice de irreversibilidade total.

### **7.2.3 SISTEMA DE TURBINA A GÁS ASSOCIADO À CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO E TURBINA A VAPOR (CICLO COMBINADO)**

O usuário ao escolher a opção 3, sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor, o programa chama a rotina combinado que executa basicamente os mesmos procedimentos relatados na análise do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, item 7.2.1, com pequenas modificações que são descritas a seguir.

- **ANÁLISE ENERGÉTICA**

Para a análise energética, o programa chama a rotina energética, que solicita do usuário as seguintes informações: a vazão mássica de vapor e a pressão do vapor necessário ao processo, as condições locais da instalação do sistema de turbina a gás: temperatura ambiente, umidade relativa e a altitude; a energia elétrica requerida e por fim, o nome do arquivo de dados em que os resultados deverão ser gravados.

Para a entrada de dados, o usuário pode escolher entre as opções, a unidade em que a vazão mássica de vapor deverá ser fornecida, através de um menu, como mostra a figura 24.

Para a pressão de vapor, a unidade que o usuário pode optar é mostrada pela figura 25.

O programa também solicita do usuário que ele forneça a pressão e a temperatura na saída na caldeira de recuperação, entre as opções mostradas na figura 37.

- |                             |
|-----------------------------|
| 1) P = 2,1 MPa e T = 300 °C |
| 2) P = 4,2 MPa e T = 400 °C |
| 3) P = 6,3 MPa e T = 450 °C |
| 4) P = 8,0 MPa e T = 500 °C |

Figura 37: Menu de opções para pressão e temperatura

A toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo o dado ser alterado nesta fase.

Com as informações fornecidas pelo usuário o programa chama a rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas, na fase seguinte o programa seleciona os possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado, acessando o banco de dados de turbina a gás.

Os dados da turbina a gás selecionada nas condições ISO são: nome do fabricante, código do fabricante, ano de fabricação, peso, dimensão, potência de eixo, *Heat rate*, razão de pressão, rotação, vazão mássica dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão e em alguns casos a temperatura de entrada dos gases na turbina.

Após a seleção dos equipamentos, o programa faz as devidas correções para as condições locais da instalação. Na próxima etapa o programa chama a rotina para cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível.

Em seguida é feito o dimensionamento dos sistemas de turbina a gás selecionados, onde são efetuados cálculos como: eficiência térmica da turbina a gás, eletricidade produzida pela turbina a gás, potência suprida pelo combustível, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão, eficiência da geração de calor, eficiência de energia elétrica e eficiência global.

Por fim, o programa mostra os resultados da análise energética no monitor de vídeo e grava estes resultados no arquivo de dados fornecido pelo usuário. O programa informa se o sistema selecionado está com excesso ou déficit de energia elétrica, assim como mostra características da turbina a vapor, como a pressão e temperatura na entrada, pressão na saída e potência de eixo.

A figura 38 mostra de forma simplificada os principais tópicos abordados para a análise energética.

<b>Análise Energética</b>
1. Entrada de dados ( $\dot{m}_v$ , $P_8$ , $E_r$ , altitude, $U_r$ , $T_{amb}$ )
2. Chamada da rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas
3. Seleção do sistema de turbina a gás na condição ISO Consulta ao banco de dados
4. Correção pelas condições locais
5. Cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível
6. Dimensionamento dos sistemas de turbinas a gás selecionados
7. Impressão dos resultados

Figura 38: Diagrama simplificado para análise energética

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

Terminada a análise energética, o programa efetua a análise exergética para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 27.

Esta análise, é efetuada na Rotina Exergética, cuja as informações como: propriedades termodinâmicas, vazões mássicas de vapor, ar e

combustível e das temperaturas são trazidas da análise energética para cálculo das exergias.

Em seguida, a rotina determina as irreversibilidades para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor, isto é, são calculadas as irreversibilidades no compressor, na câmara de combustão, na turbina a gás, na caldeira de recuperação, na bomba e na turbina a vapor, bem como a irreversibilidade total do sistema de turbina a gás.

Na etapa seguinte é realizado o cálculo das eficiências exergéticas para cada componente do sistema de turbina a gás selecionado. E finalmente, os resultados dos cálculos das exergias, irreversibilidades e eficiências exergéticas são mostrados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados.

## • ANÁLISE ECONÔMICA

Para a realização desta etapa o programa chama a Rotina Econômica, que realiza a análise econômica para cada sistema de turbina a gás selecionado, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 28 e analisado no item 7.2.1 (análise econômica).

- **ANÁLISE EXERGOECÔMICA**

O programa, em sua última etapa, chama a Rotina Exergoeconômica para a realização da análise termoeconômica dos sistemas de turbinas a gás selecionados, cujo procedimento simplificado pode ser visto pela figura 29 e analisado no item 7.2.1 (análise exergoeconômica).

Após a análise exergoeconômica o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

- **ESTUDO DE CASOS**

*Utilização de turbina a gás associada à caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo combinado) para geração de 15 t/h de vapor a pressão de 1,3 MPa, em um local situado a 640 m de altitude, de umidade relativa média de 76% e temperatura média de 30 °C, sendo a eletricidade requerida de 30000 kW. Para a caldeira de recuperação considera-se que na saída a pressão é de 4,2 MPa e a temperatura é de 400 °C.*

- **SISTEMAS DE TURBINAS A GÁS SELECIONADOS**

Para fluxo mássico de vapor igual a 7,06 kg/s e pressão de vapor igual a 1,30 MPa, a tabela 18, mostra os sistemas selecionados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, na condição ISO.

<b>Nome do fabricante</b>	Ge Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Ano de fabricação</b>	1996	1996	1996
<b>Peso - [kg]</b>	14969	4990	16000
<b>Dimensões – LxWxH [m]</b>	19,7 x 10,0 x 12,0 [ft]	6,7 x 2,1 x 2,1	22,5 x 4,1 x 4,4
<b>Potência de eixo - [kW]</b>	27500	27040	27640
<b>Heat Rate - [Btu/kWh]</b>	8857	9330	8812
<b>Razão de pressão</b>	21,7	22,1	21,9
<b>Rotação da turbina - [rpm]</b>	6100	3600	6100
<b>Vazão mássica dos gases de exaustão - [kg/s]</b>	81,19	83,01	81,28
<b>Temperatura de exaustão - [°C]</b>	496,1	496,6	496,1
<b>Temperatura na entrada da turbina - [°C]</b>	798,3	801,6	791,6

Tabela 18: Sistemas de turbinas a gás selecionados (condição ISO)

- ***ANÁLISE ENERGÉTICA***

A tabela 19 mostra a análise energética para cada sistema selecionado anteriormente. Os dados obtidos referem-se as condições para o local da instalação. Nota-se pela tabela que, o melhor sistema selecionado é a **LM2500+** do fabricante **Tomassen Stewart & Stevenson International**, pois apresenta a maior eficiência energética entre os sistemas de turbinas a gás selecionados.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Eletricidade produzida - [kW]</b>	22490,0	22120,0	22610,0
<b>Potência suprida no combustível - [kW]</b>	63648,2	65925,7	63647,2
<b>Fluxo mássico de gases de exaustão - [kg/s]</b>	72,26	73,87	72,34
<b>Fluxo mássico de gás combustível - [kg/s]</b>	1,39	1,42	1,39
<b>Fluxo mássico de ar - [kg/s]</b>	65,03	66,47	65,10
<b>Relação estequiométrica</b>	50,9	50,7	50,8
<b>Fluxo de calor recuperado - [kW]</b>	28371,0	290521,9	28402,7
<b>Eficiência da geração de energia elétrica - [%]</b>	43,3	41,3	43,4
<b>Eficiência térmica da turbina - [%]</b>	37,2	35,3	37,3
<b>Eficiência da geração de calor - [%]</b>	25,3	25,0	25,3
<b>Eficiência global - [%]</b>	68,6	66,3	68,8
<b>Energia elétrica - [kW]</b>	Déficit – 3827,0	Déficit – 4115,0	

Tabela 19: Análise energética para os sistemas selecionados

- **ANÁLISE EXERGÉTICA**

A tabela 20 mostra a eficiência exergética racional para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Compressor [%]</b>	85,0	85,2	85,1
<b>Câmara de combustão – [%]</b>	71,8	71,4	71,2
<b>Turbina a gás – [%]</b>	56,7	55,0	56,6
<b>Caldeira de recuperação – [%]</b>	93,9	93,8	93,9
<b>Bomba – [%]</b>	60,8	60,8	60,8
<b>Turbina a vapor – [%]</b>	52,7	52,7	52,7

Tabela 20: Eficiência exergética racional

A tabela 21 mostra a irreversibilidade para cada componente do sistema de turbina a gás associada à caldeira de recuperação, selecionado anteriormente.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Compressor - [kW]</b>	5911,1	6063,4	5927,7
<b>Câmara de combustão - [kW]</b>	21289,1	22424,2	21179,7
<b>Turbina a gás - [kW]</b>	36433,1	38669,9	36604,6
<b>Caldeira de recuperação - [kW]</b>	983,3	1013,6	984,4
<b>Bomba - [kW]</b>	137,1	140,4	137,3
<b>Turbina a vapor - [kW]</b>	6546,1	6703,3	6553,4
<b>Irreversibilidade total - [kW]</b>	71300,0	75015,0	71387,4

Tabela 21: Irreversibilidade de cada componente

Pela análise da tabela 21, o melhor sistema de turbinas a gás é a **LM2500+(PV)** do fabricante **GE Marine & Industrial**, pois este apresenta a menor irreversibilidade total.

- **ANÁLISE ECONÔMICA**

**Dados fornecidos para Análise Econômica**

Tarifa de energia elétrica paga a concessionária = 0,0800 [US\$/kWh]

Preço de venda da energia elétrica excedente = 0,0350 [US\$/kWh ]

Taxa de juros anual = 12 %

Preço do combustível - gás natural = 0,0110 [ US\$/kWh]

Preço do óleo BPF = 0,0130 [US\$/kWh]

Período de utilização em horas no ano = 7000,0

Eletricidade requerida = 30000,0 [kW]

A tabela 22 mostra o custo de produção para cada sistema de turbinas a gás selecionados anteriormente.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Eletricidade cogorada – [US\$/kWh]</b>	0,04606	0,04684	0,04598
<b>Vapor cogorado – [US\$/kWh]</b>	0,02555	0,02552	0,02554
<b>Vapor em caldeira convencional – [US\$/kWh]</b>	0,02947	0,02945	0,02947

Tabela 22: Custo de produção

- ***ANÁLISE ECONÔMICA – Baseado no PAYBACK***

A tabela 23 mostra o período de amortização de capital para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Período de amortização de capital [anos]</b>	2,27	2,31	2,25

Tabela 23: Período de amortização de capital

Pela análise da tabela 23, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **LM2500+** do fabricante **Thomassen Stewart & Stevenson International**, pois apresenta o menor período de amortização de capital, o próximo é a **LM2500+(PV)** do fabricante **GE Marine & Industrial**.

- ***ANÁLISE ECONÔMICA - Baseado na Receita Máxima Esperada Anual***

A tabela 24 mostra a receita máxima esperada obtida para um período de 10 anos, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Receita máxima [US\$/ano]</b>	6,66.10 <sup>6</sup>	6,46.10 <sup>6</sup>	6,70.10 <sup>6</sup>

Tabela 24: Receita máxima esperada

Pela análise da tabela 24, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **LM2500+** do fabricante **Thomassen Stewart & Stevenson International**, pois apresenta a maior receita anual esperada em 10 anos, o próximo é a **LM2500+(PV)** do fabricante **GE Marine & Industrial**.

- *ANÁLISE EXERGOECONÔMICA*

- **Baseado no CUSTO DE MANUFATURA EXERGÉTICO**

A tabela 25 mostra os custos de produção exergético de eletricidade e de vapor, além do custo de manufatura exergético, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

<b>Nome do fabricante</b>	GE Marine & Industrial	Ishikawajima-Harima Heavy Industries	Thomassen Stewart & Stevenson International
<b>Código da máquina</b>	LM2500+(PV)	LM2500PK	LM2500+
<b>Custo de produção exergético de eletricidade TG- [US\$/kWh]</b>	0,07571	0,0764	0,07576
<b>Custo de produção exergético de eletricidade TV- [US\$/kWh]</b>	0,0978	0,0967	0,0980
<b>Custo da produção exergético de vapor - [US\$/kWh]</b>	0,0980	0,0970	0,0983
<b>Custo de manufatura exergético - [US\$/ano]</b>	$1,654 \cdot 10^7$	$1,666 \cdot 10^7$	$1,656 \cdot 10^7$

Tabela 25: Análise exergoeconômica

Pela análise da tabela 25, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **LM2500+(PV)** do fabricante **GE Marine & Industrial**, pois apresenta o menor custo de manufatura exergético, o próximo é a **LM2500+** do fabricante **Thomassen Stewart & Stevenson International**. Deve observar que este fato está associado ao sistema que apresenta menor índice de irreversibilidade total.

## 7.2.4 ATUALIZAÇÃO DO BANCO DE DADOS PARA TURBINA A GÁS

O usuário ao escolher a opção 4, atualização do banco de dados para turbina a gás, o programa chama a Rotina Atualiza, para que o usuário faça atualização do banco de dados.

O programa pede ao usuário que ele forneça o nome do fabricante de turbina a gás, o código da máquina, o ano de fabricação, o peso em kg ou Libras, as dimensões (largura, comprimento e altura) em metros ou pés, a potência de eixo, o *heat rate* em Btu/kWh, a razão de pressão, a rotação da turbina em rpm, a vazão mássica dos gases de exaustão em Libras/s, a temperatura dos gases de exaustão em °C ou °F e a temperatura na entrada da turbina a gás (em alguns casos) em °C ou °F.

Após encerrar a execução desta opção, o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

## CAPÍTULO 8

### CONCLUSÕES

O programa computacional foi escrito em linguagem de programação FORTRAN, usando o programa FORTRAN Power Station versão 1.0; e pode ser executado em qualquer microcomputador no sistema operacional DOS.

Foi desenvolvido com objetivo de fazer análises energéticas, exergéticas, econômicas e exergoeconômicas de sistemas de cogeração que empregam turbinas a gás, sempre buscando escolher os melhores sistemas selecionados dentre os sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado. Na análise econômica, o programa computacional seleciona os sistemas com menores períodos de amortização de capital investido ou *pay-back*, não considerando os níveis de irreversibilidades associadas. Já na análise exergoeconômica, o melhor sistema escolhido é aquele que apresenta menores índices de irreversibilidades.

O programa computacional desenvolvido neste trabalho apresenta vantagens sobre os outros programas encontrados na literatura nos seguintes aspectos:

- os sistemas a gás selecionados são máquinas reais, isto é, a escolha dos sistemas de turbinas a gás é feita com base num banco de dados composto (com mais de quatrocentos) de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado.
- O programa computacional corrige os parâmetros de performance para as condições locais da instalação (temperatura ambiente, altitude e umidade relativa).
- Apresenta grande rapidez e eficiência na seleção e análise dos sistemas de turbina a gás.
- O banco de dados do programa computacional é facilmente atualizado com a inclusão de novas máquinas que estiverem disponíveis no mercado.

Como sugestão para futuros trabalhos pode-se citar:

- Incluir no programa computacional opção para que o programa satisfaça a demanda elétrica de processo, podendo incluir uso de caldeira de recuperação com queima suplementar de combustível.
- Incluir no código computacional opção para que o usuário possa escolher outros tipos de combustíveis.
- incorporar no programa computacional estudos de impactos ambientais (poluição).
- Do ponto de vista computacional pode-se fazer a mudança da linguagem utilizada na programação para uma linguagem de programação

orientada a objeto, isto é, para uma linguagem visual do tipo Visual Basic ou Delphi.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGAZZANI, A. and MASSARDO, A. A. A Tool for Thermo-economic Analysis and Optimization of Gas, Steam, and Combined Plants. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 119, p. 885-891, October, 1997.

ALY, S. E. Gas Turbine Waste Heat Driven Multiple Effect Absorption System. *Heat Recovery Systems and CHP*, v 11, nº 5, p. 407-413, Pergamon Press Publishing London, 1991.

BABUS'HAQ, R. F. PROBERT, S. D. and O'CALLAGHAN, P. W. Assessing the Prospects and Commercial Viabilities of Small-scale CHP Schemes. *Appl. Energy*, v. 31, nº 1, p.19-30, 1988.

BADR, O., PROBERT, S. D. and O'CALLAGHAN, P. Rankine Cycles for Steam Power-Plants. *Applied Energy*, v. 36, p. 191-231, 1990.

BALESTIERI, J. A. P. *Planejamento de Centrais de Co-geração: Uma Abordagem Multiobjetivo*. Tese de Doutorado, p. 154, Universidade de Campinas, Campinas, 1994.

BARCLAY, F. J. *Combined Power and Process - an Exergy Approach*. Editôra: Mechanical Engineering Publications Limited. London, 1995.

BIASI, V. (publisher) *Gas Turbine World 1997 Handbook*. Southport, Pequot Publishing, 1997.( numero de páginas )

BOEHN, J. L. *Thermal Energy Recovery*. Second Edition, John Wiley & Sons Inc., 1980.

BOEHN, R. *Design Analysis of Thermal Systems*. John Wiley, New York, 1987.

BRANT, D. E. and WESORICK, R. R. GE Gas Turbine Design Philosophy. *38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar*. GER 3434D, 1994.

BROOKS, F. J. GE Gas Turbine Performance Characteristics. *38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar*. GER 3567E, 1994.

CHASE, D. L., TOMLINSON, L. O., DAVIDSON, T. L., SMITH, R. W. and MASLAK, C. E. GE Combined-Cycle Product Line and Performance. *38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar*. GER 3574E, 1994.

COGENE. *Manual del Usuário*, COGENE, Grupo de Eficiência Energética, 1988.

EL-MASRI, M. A. and MAGNUSSON, J. H. Thermodynamics of an Isothermal Gas Turbine Combined Cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 106, p. 743-749, 1984.

EXERGOECONOMICS – What does it mean?, [on line], [14/09/1998] available from Word Wide Web < [url:http://buran.fb10.tu-berlin.de/~petros/wimi/reserch/exergo.html](http://buran.fb10.tu-berlin.de/~petros/wimi/reserch/exergo.html) >.

FISK, R. W., PALMER, W. B. and VANHOUSEN, R. L. Cogeneration Application Considerations. *38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar*. GER 3430E, 1994.

GURNEY, J. D. et al. Industrial Combined Heat and Power: Investment, Savings and Decision-making. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, v. 202, n° A1, p. 23-37, 1988.

HABIB, M. A. Thermodynamic Analysis of the Performance of Cogeneration Plants. *Energy*, v. 17, n° 5, p.485-491, 1992.

HESS, H. Combined Heat and Power: High Value Energy with Maximum Fuel Exploitation. *Heat and Ventilation Engineer*, v. 63, n° 703, p. 17-20, London, 1990.

HOGAN, F. The Optimisation of Cogeneration Problems. *Energy World*, nº 212, p.12-12, October, 1993.

HOLLAUF, H. Operating Experience with Medium-Size Steam Turbines in Combined Cycle Power Stations. *BBC Brown Boveri Rev.*, nº 11, p. 395-397, 1982.

JIN, H., ISHIDA, M., KOBAYASHI, M. and NUNOKAWA, M. Exergy Evaluation of Two Advanced Power Plants: Supercritical Steam Turbine and Combined Cycle. *Proceedings of the ASME - Advanced Energy Systems Division*, v. 36, p.493-500, 1996.

KEENAN, J. H. & KEYES, F. G. *Thermodynamics Properties of Steam*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1955.

KEHLHOFER, R. A Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat and Electricity. *BBC Brown Boveri Rev.*,v. 8, nº 80, p.504-511, 1987.

KEHLHOFER, R. and PLANCHERL, A. The Combined Cycle Power Plant Series KA 9, 11 and 13. *BBC Brown Boveri Rev.*, nº 11, p.360-367, 1982.

KOTAS, T. J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Editôra Butterworths, London, 1985, 296p.

LEE, R. T. Y. *User Data Package on PC version of the Cogeneration Analysis Program*. Naval Civil Engineering lab., 1987.

LIZARRAGA, J. M. S. *Cogeneration - Aspectos Termodinámicos, tecnológicos y Económicos*. Servicio Editorial Universidad Del Pais Vasco, 2ª Edición, 1994.

MORAIS, P. B., BONINI, M. V. V., ENNES, S. A. W., ARANTES, R. L., OLIVEIRA Jr., S. e CESPEDES, J. F. P. *Cogeração e Auto-geração no Setor Comercial e de Serviços Públicos*. Relatório Final da Sub-Comissão entre Eletropaulo, COMGÁS, CESP, CPFL e IPT, p. 77, São Paulo, 1992.

MORAN, J. M. and SCIBBA, E. Exergy Analysis: Principles and Practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 116, p. 285-290, 1994.

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Editôra: John Wiley & Sons, New York, 1995.

NAJJAR, Y. S. H., AKYURT, M., AL-RABGHI, O. M. and ALP, T. Cogeneration With Gas Turbine Engines - Review Paper. *Heat Recovery Systems & CHP*, v. 13, nº. 5, pp. 471- 480, Pergamon Press Ltd, London, 1993.

NAJJAR, Y. S. H., RADHWAN, A. M. Comparison of total Energy Systems Using Gas Turbine and Diesel Engines for Combined Cooling. *International Journal of Refrigeration*, v. 14, p. 351-356, 1991.

ORLANDO, J. A. *Cogeneration Planner's Handbook*. Rio de Janeiro: Editôra Prentice-Hall do Brasil Ltda., 1991. 314p.

PULLIAN, E. R. Cogeneration: The California Experience. In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE CO-GERAÇÃO DE ENERGIA NA INDÚSTRIA, *Anais...*, Campinas, Brasil, 1989, p. 109-132.

REID, R. C., PRAUSNITZ, J. M. & SHERWOOD, T. K. *Properties of Gases and Liquids*. McGraw-Hill, New York, 1977.

REIS, J. G. N. Co-Geração de Energia na Indústria. In: XI SNPTEE - SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 11, 1991, Rio de Janeiro. *Anais...* Rio de Janeiro, 1991. p.1-6.

SARABCHI, K. Parametric Analysis of Gas Turbine Cogeneration Plant from First-and Second-Law Viewpoints. *ASME COGEN-TURBO*, v.7, p.485-491, 1992.

SCHNACKEL, H. C. Formulations for the Thermodynamic Properties of Steam and Water. *Trans. ASME*, n ° 80, p. 959-966, 1958.

SI-DOEK, Oh, HYO-SUN, P., SI-MOON, K. and HO-YOUNG, K. Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 118, p. 782-791, 1996.

SILVEIRA, J, L. *Uma Contribuição para a Modelagem Termoeconômica: Otimização da Operação e do Projeto de Sistemas Energéticos*. Tese de Livre-Docência, p. 60, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1998.

SILVEIRA, J. L. Análise Funcional Termoeconômica: Um critério para a Otimização do Projeto de Cogeração Aplicado a Indústria de Celulose. In: 3ER. CONGRESSO INTERAMERICANO DE COMPUTACIÓN APLICADA A LA INDUSTRIA DE PROCESOS, *Anais...* Villa María, Argentina, 1996, p337-342.

SILVEIRA, J. L. and LACAVA, P. T. Análise Exérgica de Sistema de Cogeração Aplicado à Fabricação de Papel e Celulose. In: III CEM-NNE - CONGRESSO DE ENGENHARIA MECÂNICA NORTE-NORDESTE, *Anais...* João Pessoa, Paraíba, 1992, p. 242-250.

SILVEIRA, J. L. *Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários; Estudos de Casos para o Setor Terciário*. Tese de Doutorado, p. 196, Universidade de Campinas, Campinas, 1994.

SILVEIRA, J. L., WALTER, A. C. S. and LUENGO, C. A. Cogeneration for Small Users: Case Studies for Brazilian Tertiary Sector, In: PROCEEDINGS OF ASME COGEN TURBO POWER 95, 9TH CONGRESS AND EXPOSITION ON GAS TURBINES IN COGENERATION AND UTILITY, INDUSTRIAL AND INDEPENDENT POWER GENERATION, *Anais...* Viena, Austria. 1995. p. 1-7.

STROMBERG, J. and PER-AKE, F. Gas Turbine in Industrial CHP Applications - Assessment of Economics. *Heat Recovery Systems & CHP*, v.14, nº 2, p. 129-141, Pergamon Press Publishing London, 1994.

TAKI, Y., BABUS'HAQ, R. F., ELDER, R. L. and PROPERT, S. D. Design and Analysis of a Compact Gas Turbine for CHP System. *Heat Recovery Systems and CHP*, v 11, nº 2/3, p. 149-160, Pergamon Press Publishing London, 1991.

TUNA, C. E. and SILVEIRA, J. L. Um Método de Análise Termoeconômica para Otimização de Sistemas de Produção Combinada de Calor e Potência. In: THIRD LATIN-AMERICAN CONGRESS: ELECTRICITY GENERATION AND TRANSMISSION, *Anais...* Campos do Jordão, Brasil, 1997, p.162-167.

TURBINE SYSTEMS ENGINEERING INC., Gas Turbine Performance Estimator, [on line], [05/09/97], available from Word Wide Web <  
[url:http://www.cogeneration.com/estimate/index.htm](http://www.cogeneration.com/estimate/index.htm)>.

VALERO, A. C. and SERRANO, M. A. L. *Curso de Termoeconomia*. Universidade de Campinas, Campinas, 1994.

VALERO, A., LOZANO, M. A. and SERRA, L. CGAM PROBLEM: Definition and Conventional Solution. *Energy*, v. 19, n° 3, p. 279-286, 1994.

VAN WYLEN, G. J. and SONNTAG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 2ª ed. São Paulo: Editôra Edgard Blücher Ltda, 1978. 565p.

VERBRUGGEN, A. Combined Heat and Power - A Real Alternative when Carefully Implemented. *Energ. Policy*, v. 20, n° 9, p. 884-892, 1992.

WITZANI, M. and PECHTL, P. Modeling of (Cogeneration) Power Plants on Time-Dependent Power Demands of the Consumer. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 118, p. 353-358, April, 1996.

WU, C. Power Optimization of an Endoreversible Brayton Gas Heat Engine. *Energy Conversion Management*. v. 31, n° 6, p. 561-565, Pergamon Press Publishing, London, 1991.

WUNSCH, A. Combined Gas/Steam Turbine Power Plants The Present State of Progress and Future Developments. *BBC Brown Boveri Rev.*, n° 10, p. 646-655, 1978.

## ANEXO

# 1. FORMULAÇÃO DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO VAPOR E DO LÍQUIDO PARA A ÁGUA

### 1.1 REGIÃO DE VAPOR SUPERAQUECIDO

O volume específico, a entalpia específica e a entropia específica, como formuladas por Keenan e Keyes (1955), foram colocadas numa forma mais conveniente, para uso no computador, por Schnackel (1958). Estas fórmulas são dadas abaixo, com as unidades no Sistema Internacional.

$$v = 1,000035 \cdot 10^{-3} \left( \frac{461539,43 \cdot T}{p} + B \right) \quad (\text{A.1})$$

$$h = F + 101,31358 \cdot \left\{ F_0 \frac{p}{101325,0} + \frac{B_0}{2} \left( \frac{p}{101325,0 \cdot T} \right)^2 \cdot \left[ -B_6 + B_0 \left( B_2 - B_3 + B_0 B_7 \left[ \frac{p}{101325,0 \cdot T} \right]^2 \right) \right] \right\} \quad (\text{A.2})$$

$$s = 1472,2626 \cdot \text{Ln } T - 461,487 \cdot \text{Ln } p + 0,7557174 \cdot T + 3830,4065 - 47845,076/T - 101,31344 \cdot \beta \quad (\text{A.3})$$

onde,

$$B = B_0 \cdot \left\{ 1 + \frac{B_0 p}{101325 T^2} \left[ B_2 - B_3 + \left( \frac{B_0 p}{101325} \right)^2 (B_4 - B_5) \right] \right\} \quad (\text{A.4})$$

$$B_0 = 1,89 - B_1 \quad (\text{A.5})$$

$$B_1 = \frac{2641,62}{T} \cdot 10^{80870/T^2} \quad (\text{A.6})$$

$$B_2 = 82,546 \quad (\text{A.7})$$

$$B_3 = 162460/T \quad (\text{A.8})$$

$$B_4 = 0,21828 \cdot T \quad (\text{A.9})$$

$$B_5 = 126970/T \quad (\text{A.10})$$

$$B_6 = B_0 \cdot B_3 - 2 \cdot F_0 \cdot (B_2 - B_3) \quad (\text{A.11})$$

$$B_7 = 2 \cdot F_0 \cdot (B_4 - B_5) - B_0 \cdot B_5 \quad (\text{A.12})$$

$$F_0 = 1,89 - B_1 \cdot \left( \frac{372420}{T^2} + 2 \right) \quad (\text{A.13})$$

$$F = 1804036,3 + 1472,265 \cdot T + 0,37789824 \cdot T^2 + 47845,137 \text{ Ln } T \quad (\text{A.14})$$

$$\beta = \frac{1}{T} \left\{ \left( (B_0 - F_0) \frac{p}{101325} + \frac{B_0}{2} \left( \frac{p}{101325} \right)^2 \cdot \left[ B_6 + \frac{1}{2} \left( \frac{B_0 p}{101325 T} \right)^2 [B_0 (B_4 - B_5) - 2B_7] \right] \right) \right\} \quad (\text{A.15})$$

## 1.2 Linha de Vapor Saturado

A pressão de saturação, como função da temperatura, pode ser estimado usando a correlação para pressão de vapor de Antonie's. Com os coeficientes para água, retirado em Reid et al (1977),

$$\ln p_s = 23,196452 - \frac{3816,44}{T - 46,13} \quad (\text{A.16})$$

A equação A.16 é aplicada para uma temperatura máxima de 441 K para a água. Acima desta temperatura, e abaixo do ponto crítico, é usada a correlação de Harlacher e Braun para pressão de vapor,

$$\ln p_s = 60,228852 - 6869,5/T - 5,115 \cdot \ln T + 7,875 \cdot 10^{-3} \cdot p_s/T^2 \quad (\text{A.17})$$

Para estimar a pressão de saturação, usando a eq. A.17 necessita-se de um procedimento iterativo. É utilizado o método de Newton-Raphson e como primeira aproximação para a pressão de saturação é usada a eq. A.16.

Com ambos, a temperatura e a correspondente pressão de saturação, eqs. A.1 e A.3 pode ser usada para calcular outras propriedades desejadas para o vapor saturado.

### 1.3 Linha de líquido saturado

Dada a temperatura, a correspondente pressão pode ser calculada usando as eqs. A.16 e A.17 como para o caso de vapor saturado.

A entalpia específica do líquido saturado pode ser calculado como a diferença entre a entalpia específica do vapor saturado e o calor latente de vaporização na mesma temperatura. O calor latente de vaporização pode ser estimado como segue:

Para  $450 \leq T \leq 647,3$  K, a correlação de Carruth e Kobayashi pode ser usada. A sua representação analítica para a água é dada por,

$$\Delta h_{\text{lat}} = 2115173,3 \cdot \left(1 - \frac{T}{647,3}\right)^{0,354} + 1125343,9 \left(1 - \frac{T}{647,3}\right)^{0,456} \quad (\text{A.18})$$

Para  $T < 450$  K e abaixo do ponto de ebulição (isto é, aproximadamente 373,15 K), a correlação de Fish e Lielmens pode ser empregada. A forma para a água é dada por,

$$\Delta h_{\text{lat}} = 6051,1583 \left( \frac{X + X^{0,35298}}{1 + X^{0,13856}} \right) \cdot T \quad (\text{A.19})$$

onde,

$$X = 1,3615467 \cdot (647,3 - T) / T \quad (\text{A.20})$$

Acima do ponto de ebulição, a entalpia específica do líquido saturado pode ser estimado pela equação abaixo,

$$h_l = 4186,8 \cdot (T - 273,15) \quad (\text{A.21})$$

O valor para a entropia específica do líquido saturado pode ser determinado de maneira similar, a entropia de vaporização é dada por,

$$\Delta s_{\text{lat}} = \Delta h_{\text{lat}} / T \quad (\text{A.22})$$

#### **1.4 Região de líquido comprimido**

A entalpia específica para líquido comprimido pode ser considerada como sendo igual do líquido saturado para a mesma temperatura com um satisfatório grau de exatidão.

A entropia específica para o líquido comprimido pode ser estimado aproximadamente considerando como fluido incompressível,

$$s = s_l + 4186,8 \cdot \ln (T/T_s) \quad (\text{A.23})$$

onde  $s_l$  e  $T_s$  são, respectivamente, a entropia específica e a temperatura de saturação do líquido saturado para a mesma pressão.