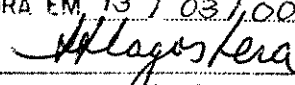


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO:
TESE DEFENDIDA POR PEDRO ALBERTO
DIAZ ROJAS E APROVA
COMISSÃO JULGADORA EM 13 / 03 / 00

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise Termodinâmica de Ciclo de Potência utilizando Turbina a Gás com Injeção de Água no Ar de Combustão

Autor: Pedro Alberto Diaz Rojas
Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran

17/00

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

Análise Termodinâmica de Ciclo de Potência utilizando Turbina a Gás com Injeção de Água no Ar de Combustão

Autor: Pedro Alberto Diaz Rojas
Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado apresentada à Comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2000
S.P. – Brasil

CHAMADA:
UNICAMP
10.543a
ANO: 41343
100.278/00
C ☐ D ☒
REC9 11.00
ATA 05-07-00
* CPD

CM-00142330-2

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

D543a Diaz Rojas, Pedro Alberto
 Análise termodinâmica de ciclo de potência utilizando
 turbina a gás com injeção de água no ar de combustão /
 Pedro Alberto Diaz Rojas.--Campinas, SP: [s.n.], 2000.

 Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran
 Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

 1. Turbinas a gás. 2. Termodinâmica. 3. Simulação
 (Computadores). I. Beltran, Jorge Isaias Llagostera. II.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica. III. Título.

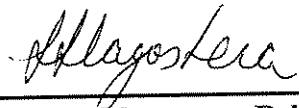
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

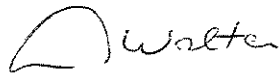
**Análise Termodinâmica de Ciclo de
Potência utilizando Turbina a Gás com
Injeção de Água no Ar de Combustão**

Autor: **Pedro Alberto Diaz Rojas**

Orientador: **Jorge Isaias Llagostera Beltran**



**Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran , Presidente
FEM - UNICAMP**



**Prof. Dr. Arnaldo Cesar da Silva Walter
FEM - UNICAMP**



**Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri
UNESP**

Campinas, 13 de março de 2000

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha querida família

Alberto e Yolanda

Marco

Omar

Patricia

Marcelo

Giovana

Junior

e Mónica

Sem o apoio dos quais, muitos de meus objetivos nunca poderiam ter sido alcançados.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ter sido concluído sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Deus por seu cuidado e bondade.

À minha querida família pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran meu orientador, por sua dedicada orientação, incentivo e principalmente por seu elevado espírito humano.

Ao Prof. Dr. José R. Figueiredo que me acompanhou e colaborou em momentos difíceis.

Ao Ernesto, Richard, Evelin, Ronald e Mirna amigos bolivianos da Unicamp pela amizade brindada.

Ao Marcio, Christiam, Fernando, Julio, Mauricir, Carlos, Marcelo, Maria Izabel, Manuel, Alexandre, José Antonio, Regina, Celso amigos, e colegas da pós-graduação pelo companheirismo e bons momentos passados.

Aos amigos Cosme, Meche, Pedro (tocuyo), Rocio, Herme, Fábio, Paulo, Ana, Alex, Sandra, Glicia, Patricia, André, Cármen, Edvaldo, Bernadete, Junior, Nilton pelo apoio e calorosa acolhida.

À Neusa, Secretária do Departamento de Energia pela colaboração oferecida e ao Rodrigues, funcionário do Departamento de Energia, que sempre me auxiliou.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de estudo oferecida para a realização deste trabalho.

A distância não é nada. O importante é o primeiro passo
Marquesa de Deffand

Resumo

DIAZ, Rojas Pedro Alberto, *Análise Termodinâmica de Ciclo de Potência utilizando Turbina a Gás com Injeção de Água no Ar de Combustão*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 171 p. Dissertação (Mestrado).

Neste trabalho é apresentada a análise termodinâmica de um ciclo de potência equipado com turbina a gás. Foi elaborado um programa computacional para a modelagem do sistema. A configuração do sistema térmico de potência está baseada em versões modernas de elevada eficiência e desempenho e utiliza injeção de água no ar de combustão para melhorar as características do ciclo (RWI - Recuperated Water Injected). O combustível utilizado é gás natural. O modelo computacional determina as propriedades termodinâmicas nos distintos pontos e componentes do sistema por meio de subrotinas. A análise termodinâmica desenvolvida emprega os critérios de eficiência da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, com o objetivo de verificar a influência de diversos parâmetros, como a temperatura dos gases na entrada da turbina e das relações de compressão de baixa e de alta do sistema sobre o rendimento térmico e trabalho específico do ciclo. Tomando como base a análise exergética aplica-se a Termoeconomia para a determinação dos Custos Exergéticos.

Palavras Chave

- Ciclo de Potência RWI, Turbina a Gás, Injeção de Água, Análise Termodinâmica, Modelagem Computacional.

Abstract

DIAZ, Rojas Pedro Alberto, *Thermodynamic analysis of a gas turbine power cycle using water injection in the combustion air (RWI)*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 171 p. Dissertação (Mestrado).

This work presents a thermodynamic analysis of a gas turbine power cycle. A computational program was implemented for the system modeling. The system configuration is based on modern cycle versions, with high efficiency and performance. The cycle uses water injection in the combustion air to improve the cycle characteristics (RWI - Recuperated Water Injected). The fuel used is natural gas. The computational model determines the water and gases thermodynamic properties in the several points of the system using specific subroutines. The thermodynamic analysis is performed on the basis of the First and the Second Laws of Thermodynamics to verify the influence of several parameters, including the combustion gases temperature in the turbine inlet and the pressure relations in the air compressors, on the cycle thermal efficiency and specific work. Thermoeconomics is applied to calculate the exergetic costs.

Key Words

RWI Power Cycle, Gas Turbine, Water Injection, Thermodynamic Analysis, Computational Modeling.

Índice

I

CAPÍTULO 1.....	1
INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2.....	4
REVISÃO DE LITERATURA.....	4
2.1 Revisão bibliográfica.....	4
CAPÍTULO 3.....	13
CONFIGURAÇÃO DO CICLO DE POTÊNCIA.....	13
3.1 Ciclos baseados em Versões Modernas - Modificadas.....	13
3.2 Caracterização do Ciclo.....	17
3.3 Descrição dos Componentes.....	19
CAPÍTULO 4.....	23
MODELAGEM COMPUTACIONAL	23
4.1 Características do Programa Computacional.....	23
4.2 Descrição do Método de Solução das Equações de Cálculo	24
4.3 Esquema Geral do Programa Base.....	26
CAPÍTULO 5.....	28
ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	28
5.1 Aspectos gerais da Análise pela Primeira lei da Termodinâmica.....	29

5.2 Aspectos Gerais da Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica.....	30
5.3 Exergia.....	31
5.4 Análise Termodinâmica.....	33
5.4.1 Análise Termodinâmica com R_{ps-l} variável e β constante.....	35
5.4.2 Análise Termodinâmica com TIT variável.....	37
5.4.3 Análise Termodinâmica com β variável.....	41
5.4.4 Análise Termodinâmica com β variável na faixa de R_{ps-l} 3 até 4,5.....	44
5.4.5 Análise Termodinâmica variando as Eficiências Isentrópicas dos Compressores e Turbinas.....	48
5.4.6 Análise Termodinâmica variando a Temperatura e Pressão do Ar de Entrada.....	57
5.4.7 Análise Termodinâmica variando a Umidade Relativa do Ar de Entrada.....	62
CAPÍTULO 6.....	66
ANÁLISE EXERGÉTICA.....	66
6.1 Aspectos Gerais sobre a Análise Exergética.....	66
6.2 Aspectos gerais sobre Termoeconomia.....	71
6.3 Aplicação da Teoria do Custo Exergético	72
6.4 Custos Exergoeconômicos.....	78
6.5 Determinação dos Custos Exergoeconômicos (C) e Exergoeconômicos Unitários (c)	80
CAPÍTULO 7.....	85
RESULTADOS E DISCUSSÃO	85
CAPÍTULO 8.....	93
CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	93
8.1 Conclusões Finais.....	93
8.2 Sugestões	94
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	95
ANEXOS I.....	100
I.1 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Energia [kW] e Exergia [kW] e outros	100

I.2 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Entalpias e Exergias em [kJ/kg] e [kW].....	103
I.3 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Custos Exergéticos, Exergias e Custos Exergéticos Unitários	105
I.4 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Exergias do Fuel e Produto dos Componentes.....	106
I.5 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Custos Exergéticos do Fuel e do Produto	106
I.6 Relações entre Fuel e Produto com referência a Exergia e Custo Exergético.....	107
I.7 Rendimento Exergético Inverso $K=1/h$ (%) dos Componentes.....	107
I.8 Custos Exergoeconômicos e Exergoeconômicos Unitários.....	108
ANEXOS II.....	109
II.1 Custos monetários estimados dos subsistemas ou componentes.....	109
II.2 Dados gerais da Turbina LM 6000PA.....	110
II.3 Parâmetros dos Custos Econômicos necessários	110
II.4 Cálculo do Custo da Água:	113
APÊNDICE A.....	114
A.1 Matriz de Incidência do Sistema.....	114
APÊNDICE B	115
B.1 Listagem do Programa Principal: Estado dos fluxos do Sistema Base.....	115
APÊNDICE C	144
C.1 Listagem do Programa: Cálculo do Fuel e Produto Exergéticos	144
APÊNDICE D.....	150
D.1 Listagem do Programa: Cálculo do Fuel, Produto e Irreversibilidades Exergéticas....	150
APÊNDICE E	157
E.1 Listagem do Programa: Cálculo dos Custos Exergéticos Unitários	157
APÊNDICE F.....	164
F.1 Listagem do Programa: Cálculo dos Custos Exergoeconômicos e Unitários.....	164

Lista de Figuras

Figura 3.1.- Evolução da temperatura de entrada na turbina (TIT)	14
Figura 3.2.- Consumo específico de combustível de distintos ciclos em função da carga.....	16
Figura 3.3.- Configuração do ciclo de potência com injeção de água e recuperação de calor	18
Figura 5.1.- Eficiências térmicas de Primeira e de Segunda leis em função de Rps-L.....	35
Figura 5.2.- Trabalho específico do ciclo em função de Rps-L.....	36
Figura 5.3.- Fluxo mássico de água em função de Rps-L.....	36
Figura 5.4.- Eficiência térmicas em função de TIT.....	38
Figura 5.5.- Trabalho específico em função de TIT.....	39
Figura 5.6.- Fluxo mássico da água em função de TIT	40
Figura 5.7.- Eficiência térmica em função do trabalho específico.....	42
Figura 5.8.- Eficiência exergética em função do trabalho específico.....	43
Figura 5.9.- Eficiência térmica função de β , para Rps-L de 3, 3,5, 4 e 4,5	44
Figura 5.10.- Eficiência exergética em função de β para vários Rps-L	45
Figura 5.11.- Trabalho específico em função de β para vários Rps_Ls.....	46
Figura 5.12.- Fluxo mássico em função de β para vários Rps_L	47
Figura 5.13.- Diagrama T vs S mostra a variação isentrópica e real dos processos de a) Compressão b) Expansão.....	48
Figura 5.14.- Diagrama das eficiências térmicas de Primeira lei do sistema base - ciclo RWI e ciclo “ideal” com 100 % nas eficiências isentrópicas.....	51
Figura 5.15.- Diagrama do trabalho específico do sistema base - ciclo RWI e ciclo “ideal” com 100 % nas eficiências isentrópicas.....	52

Figura 5.16.- Diagrama do fluxo mássico de água com eficiências isentrópicas do ciclo RWI e o ciclo ideal ($\eta_{ISENT} = 100 \%$).	53
Figura 5.17.- Diagrama das eficiências térmicas de primeira lei de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (R_{ps-L}).....	54
Figura 5.18.- Diagrama do trabalho específico de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (R_{ps-L}).....	55
Figura 5.19.- Diagrama do fluxo mássico de água de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (R_{ps-L}).....	55
Figura 5.20.- Eficiências térmicas de Primeira e Segunda lei como função da temperatura de entrada no sistema $T[1]$ K.....	58
Figura 5.21.- Trabalho específico em função da temperatura de entrada no sistema $T[1]$ K.....	58
Figura 5.22.- Fluxo mássico em função da temperatura de entrada no sistema $T[1]$ K.....	59
Figura 5.23.- Variação da eficiência térmica de Primeira lei como função da altura (m).....	60
Figura 5.24.- Variação do trabalho específico em função da altura (m).....	60
Figura 5.25.- Variação do fluxo mássico como função da altura (m).....	61
Figura 5.26.- Variação das eficiências térmicas como função da umidade (%).....	63
Figura 5.27.- Variação do trabalho específico como função da umidade (%).....	64
Figura 5.28.- Variação do fluxo mássico como função da umidade (%).....	64
Figura 6.1.- Rendimento exergético (%) dos componentes.....	69
Figura 6.2.- Irreversibilidades verificadas nos componentes do sistema.....	70
Figura 6.3.- Custos exergéticos e exergias dos fluxos.....	76
Figura 6.4.- <i>Fuel</i> e produto dos componentes, considerando as exergias dos fluxos.....	77
Figura 6.5.- Custos exergoeconômicos dos fluxos do sistema em US\$/s.....	81
Figura 6.6.- Custos exergoeconômicos unitários dos fluxos do sistema em US\$/MJ.....	82
Figura 6.7.- Custos exergoeconômicos comparados com os custos do gás natural para os fluxos do sistema.....	82
Figura 7.1.- Eficiências máximas em função de β (variando R_{ps-L}).....	88
Figura 7.2.- Relações do <i>Fuel</i> e Produto com relação à exergia e ao custo exergético.	91
.....	

Lista de Tabelas

Tabela 3.1.- Comparação dos parâmetros de projeto das ultimas versões de turbinas a gás industriais.....	14
Tabela 3.2.- Dados de desempenho de turbinas a gás aeroderivativas -estacionárias.....	15
Tabela 3.3.- Dados prognosticados de desempenho de vários ciclos otimizados.....	16
Tabela 5.1.- Principais parâmetros de operação do ciclo.....	34
Tabela 5.2.- Resumo dos deltas - diferenciais das variáveis : eficiências de Primeira e Segunda leis, potência e fluxo mássico da água.....	40
Tabela 5.3.- Eficiências de Primeira e Segunda leis, potência e fluxo mássico da água com diminuição de um ponto nas eficiências isentrópicas.....	56
Tabela 6.1.- Resumo das irreversibilidades e eficiências exergéticas dos componentes.....	68
.....	

Nomenclatura

Letras Latinas

A -	matriz de incidência ampliada
A_{F,P} -	matriz do fuel e produto (entradas e saídas) dos subsistemas ou componentes
c -	custo exergoeconômico unitário [US\$/MJ]
C -	custo exergoeconômico [US\$/s]
C_e -	custo exergoeconômico associado aos fluxos de entrada
C_s -	custo exergoeconômico associado aos fluxos de saída
C_q -	custo exergoeconômico associado à transferência de calor
C^F_{TOT} -	taxa de custo do fuel ou combustível.
C^P_{TOT} -	taxa de custos associados aos produtos do sistema.
C_w -	custos exergoeconômicos associados aos fluxos de entrada
COMB -	custo do combustível [US\$]
CP -	custo de produção do MWh em US\$.
E -	vetor coluna de ordem m da energia
E' -	custos relativos a peças de reposição em estoque
Ex -	exergia total [kJ/kg], [kW]
Ex_(i) -	exergia do fluxo i [kJ/kg], [kW]
Ex[*] -	custo exergético [kJ/kg], [kW]
Ex^{CH} -	exergia química [kJ/kg], [kW]
Ex^{KN} -	exergia cinética [kJ/kg], [kW]
Ex^{PH} -	exergia física [kJ/kg], [kW]
Ex^{PT} -	exergia potencial [kJ/kg], [kW]
Ex^q -	exergia associada a transferência de calor [kJ/kg]
F[*] -	fuel dos componentes em relação aos custos exergéticos
h_{sensível} -	entalpia sensível [kJ/kg]
Hr -	jornada anual de operação
i -	taxa de juros, 12 %
I -	irreversibilidades ocorridas no sistema, exergia perdida e destruída [kJ/kg_ar]
IC -	capital referente aos equipamentos [US\$]
k_{exer} -	eficiência exergética inversa
L -	matriz da exergia destruída
LHV -	poder calorífico inferior do combustível (low heating value) [kJ/kg]

$m_{\text{água}}$	-	fluxo mássico de água [kg/s]
$m_{e,s}$	-	fluxo mássico de entrada e saída [kg/s]
M	-	vector coluna de ordem m da massa
$M_{\text{h}_2\text{o}}$	-	massa molecular da água [kg/mol]
M_{ar}	-	massa molecular do ar [kg/mol]
N	-	número de anos referente à capitalização ou vida útil do projeto
P^*	-	produto dos componentes em relação aos custos exergéticos
P_i	-	pressão no fluxo i do sistema [kPa]
P_{sat}	-	pressão de saturação do ar [kPa]
qH	-	calor produzido na câmara de combustão [kJ/kg_ar]
$R_{\text{ps-L}}$	-	relação de pressões de baixa
$R_{\text{ps-H}}$	-	relação de pressões de alta
T_0	-	temperatura do meio ambiente [K]
T_i	-	temperatura no fluxo i do sistema [K]
TIT	-	temperatura de entrada na turbina de alta [°C]
V^*	-	vetor dos fluxos exergéticos que possuem valoração externa (fluxos que saem e entram do sistema)
V_z^*	-	vetor de valores monetários dos fluxos que possuem valoração econômica externa
w	-	vetor que satisfaz as equações das bifurcações
w_z	-	vetor que satisfaz as equações das bifurcações
Wt_L	-	potência específica da turbina de baixa [kJ/kg_ar]
Wt_H	-	potência específica da turbina de alta [kJ/kg_ar]
W_{elect}	-	potência desenvolvida [MW]
y_i	-	quantidade de água por quilograma de ar
Y_b^*	-	matriz dos fluxos com valoração externa
Y_m^*	-	vetor de valoração econômica externa
Z	-	custos de capital [US\$/s]
Z_{TOT}	-	taxa dos custos associados a capital, operação e manutenção

.....

Letras Gregas

α_b	-	matriz das bifurcações
α_e	-	matriz das entradas no sistema global
β	-	relação de pressões total, produto das relações de pressões de baixa e de alta
β^*	-	fator de recuperação de capital.
ΔTIT	-	variação da temperatura de entrada na turbina [°C]
$\Delta E_{\text{fic_exer}}$	-	variação da eficiência exergética
$\Delta E_{\text{fic_th}}$	-	variação da eficiência térmica de primeira lei
ΔWt_L	-	variação da potência específica [kW/kg_ar]
$\Delta m[25]$	-	variação do fluxo mássico [kg/s]
η_{sist}	-	eficiência térmica do sistema
η_{exer}	-	eficiência exergética do sistema
$\eta_{\text{isent-comp}}$	-	eficiênciaisentrópica do compressor

$\eta_{\text{isent-turb}}$	-	eficiência isentrópica da turbina
ϕ	-	umidade relativa do ar
$\sum_j Ex^q$	-	fluxos de exergia associados a transferência de calor
$\sum_j F$	-	somatória de fuels, soma de todas as exergias que constituem os insumos, [kJ/kg_ar]
$\sum_j P$	-	somatória de produtos, soma de todas as exergias que constituem os produtos, [kJ/kg_ar]

.....

Abreviações

BIG/GT	-	biomass integrated gasifier/gas turbine
CC	-	câmara de combustão
CGAM	-	C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, M. Lozano, Von Spakovsky
DRIASI	-	dual-recuperated intercooled aftercooled steam-injected cycle
EXS	-	exergoeconomia simbólica
HAT	-	humid air turbine cycle
HPC	-	compressor de alta pressão
HT	-	turbina de alta pressão
IC1	-	interresfriador 1
IC2	-	interresfriador 2
ICR	-	unmixed intercooled recuperated cycle
ISTIG	-	intercooling steam injected cycle
LPC	-	compressor de baixa pressão
LT	-	turbina de baixa pressão
M	-	misturador
MMCD	-	milhões de metros cúbicos por dia
RP	-	recuperador
RWI	-	recuperated water injected cycle
STIG	-	steam injected cycle
TCE	-	teoria do custo exergético

.....

Siglas

COMGÁS	-	Companhia de Gás de São Paulo
ELETROBRÁS	-	Centrais Elétricas Brasileiras S.A.

Capítulo 1

Introdução

A crescente necessidade de produção de energia elétrica no Brasil tem tornado insuficientes as fontes tradicionais de geração de energia, basicamente de origem hidráulica, e pensar numa expansão desse recurso significaria elevados investimentos e impactos ambientais importantes. A Eletrobrás prevê, para primeira década do 2000, que o Brasil terá que consumir energia elétrica de origem térmica numa percentagem cada vez maior, inclusive a gerada por usinas nucleares, a carvão e a gás natural, além do aproveitamento de fontes eólicas e solares (ELETROBRAS, 1999).

Nos últimos anos, em diversos países, tem-se verificado a implementação de numerosos sistemas térmicos baseados em termelétricas cujos componentes estão conectados entre si formando redes de trabalho, como é o caso dos sistemas que utilizam turbinas a gás (Bathie, 1996).

A utilização das turbinas a gás abrange diversas áreas, incluindo as aplicações em aeronáutica e as plantas de geração de energia elétrica de grande porte, crescente desenvolvimento e estudo de inovações nos sistemas de turbinas a gás. O uso do gás natural como combustível tem oferecido vantagens tanto técnicas, como econômicas e ambientais e baixos índices de emissões de poluentes e sua pronta disponibilidade para uso têm sido importantes nesse contexto (Cohen et al., 1987).

O estudo e o desenvolvimento de pesquisas sobre esses sistemas de potência são relevantes. O presente trabalho consiste na modelagem computacional e análise termodinâmica, com base nas eficiências de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, de um ciclo de potência com injeção de água no ar de combustão (RWI – “Recuperated Water Injected”), descrito por Chiesa et al. (1995). São efetuados balanços de massa, de energia e de exergia. A análise dos fluxos de exergia nos distintos pontos do sistema incorpora a consideração das irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos diversos processos.

Com base na análise exérgica apresentada é feita uma discussão e análise termoeconômica em concordância com a teoria do Custo Exérgico (Valero, 1994), obtendo-se tanto custos exérgicos e exergoeconômicos estimados, como custos exérgicos e exergoeconômicos unitários.

Foi definida uma configuração básica do ciclo, em que água é injetada na corrente de saída do compressor de ar de alta pressão. Este ciclo utiliza inter-resfriadores no processo de compressão de ar, o que melhora a eficiência térmica e o trabalho específico do sistema. Para possibilitar a realização dos cálculos de um modo flexível e com a rapidez necessária, foi elaborado um modelo computacional correspondente à configuração estabelecida, envolvendo um certo grau de idealização em termos de um sistema de relações matemáticas. O modelo envolve a aplicação da Primeira e Segunda leis da Termodinâmica e da conservação de massa. O programa incorpora subrotinas de determinação de propriedades termodinâmicas de gases e de vapor. Por meio da aplicação do modelo computacional é possível simular numerosas condições de operação, e estudar sua influência sobre o rendimento termodinâmico e a potência específica desenvolvida pelo ciclo de turbina a gás.

O trabalho consta basicamente de quatro partes, a primeira parte compreende os capítulos um e dois, onde é feita a apresentação do tema, destacando os aspectos envolvidos e comentando a literatura pesquisada. Na segunda parte, que compreende os capítulos três e quatro, é detalhada a configuração do sistema, baseado em um ciclo de turbina gás com injeção de água no ar de combustão, são estabelecidas as características do sistema e explicitadas as hipóteses consideradas, para logo ser objeto de uma modelagem computacional, que possibilitará as

simulações dos distintos casos estudados. A parte seguinte, que abarca os capítulos cinco e seis, refere-se à análise termodinâmica e exergética em distintas condições de operação, e os resultados são apresentados em tabelas e gráficos, para sua interpretação e análise. A quarta parte do trabalho, que inclui os capítulos sete e oito, salienta os resultados obtidos, juntamente com as conclusões, sugerindo também linhas para a continuação de pesquisas na área de análise termodinâmica de ciclos de elevado desempenho. Finalmente no anexo e apêndice são apresentados resultados detalhados dos programas computacionais, gráficos de interesse para análise, tabelas e informações relacionadas com os tópicos estudados no desenvolvimento da dissertação.

Capítulo 2

Revisão de Literatura

Inicialmente é preciso definir a metodologia de abordagem da revisão de literatura, a qual será feita começando com uma visão geral das turbinas, comparando distintos ciclos e as metodologias de análise. São apresentados trabalhos que tratam de sistemas de potência de tecnologia avançada. Posteriormente, é apresentado o conceito de “exergia”, os princípios e aplicações, em ciclos energéticos. Logo é revisada a literatura que trata da teoria termoeconômica, continuando com os aspectos computacionais, programas e subrotinas aplicados na modelagem computacional de sistemas térmicos de potência. Finalmente, é colocado o tema do combustível, o gás natural, abordando aspectos de disponibilidade e vantagens.

2.1 Revisão bibliográfica

Muitas são as aplicações dos sistemas de potência, especialmente na indústria de geração de energia elétrica. No âmbito desses sistemas pode-se mencionar as turbinas a gás, aplicadas simplesmente à geração de energia elétrica ou em instalações de cogeração. Foram analisados diversos estudos e pesquisas sobre sistemas de potência, enfocando um amplo panorama, isto é, aplicações termodinâmicas, termoeconômicas e modelagens computacionais.

Em “Avaliação de desempenho de turbinas a gás em condições de uso em campo” (Machado, 1993) foi feito um estudo de avaliação de desempenho de turbinas a gás. O autor enfoca distintos aspectos relacionados à operação da máquina, relacionados com a análise termodinâmica dos componentes da turbina a gás, resultados obtidos são submetidos a uma avaliação técnica com o objetivo de estabelecer um plano de manutenção e assim manter em boas condições a operação da turbina. Ao mesmo tempo, foram feitas leituras de dados em distintas condições para a configuração da “metodologia de avaliação”. Além disso, aplicou-se o método das diferenças sobre a linha de operação, acoplado à utilização de matrizes de falhas, como forma de avaliação de possíveis formas de degradação e de validação dos valores identificados. Esse trabalho fornece bases de estudo para uma metodologia de avaliação das condições de operação de sistemas de potência.

No trabalho “Performance evaluation of selected combustion gas turbine cogeneration system based on first and second law analysis” (Huang, 1990), o autor faz uma análise do desempenho de uma turbina de gás associada a um sistema de cogeração, baseada na aplicação da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica. São efetuados os cálculos de eficiências e avaliada a importância das mesmas. O autor estuda três sistemas de turbinas a gás industriais e discute suas avaliações. O conceito de exergia foi utilizado pelo autor, e foi mencionado também o método de “Pinch Point” para a análise de desempenho de sistemas de potência. A metodologia é simples, mas relevante na análise de sistemas de cogeração, e mostra a importância da avaliação por meio da Segunda Lei da Termodinâmica.

Um parâmetro muito importante na configuração de sistemas de potência é a escolha entre os distintos tipos de ciclos termodinâmicos, no artigo “Comparative thermodynamics for Brayton and Rankine cycles” (Beans, 1990), é apresentada uma comparação entre os ciclos Brayton e Rankine, o primeiro utilizado em ciclos de turbinas a gás e o segundo em ciclos de turbinas a vapor. A eficiência térmica, trabalho ou potência, e outras grandezas são expressas em termos de sete variáveis independentes, utilizando um ciclo simples de comparação. Determinou-se que duas das relações são importantes na análise. Estas comparações fornecem uma útil ferramenta para a seleção do ciclo e fluido. Foram utilizados os princípios termodinâmicos na determinação das propriedades, variáveis, e do ciclo ideal para o estudo.

O trabalho “Availability analysis of engineering cycles” (Kam, 1995) apresenta estudos envolvendo análise de disponibilidade de ciclos aplicados em engenharia, como Carnot, Brayton, Otto e Diesel. O número de equações para o estudo é desenvolvido em função da eficiência da Segunda Lei da Termodinâmica, quando os ciclos operam como um sistema de potência ou como refrigerador. Também destaca a definição do conceito de fator de relacionamento, no qual a eficiência cíclica da segunda lei se relaciona com a eficiência da primeira lei. Este fator é uma função da temperatura do ambiente considerado.

Os artigos citados correspondem a sistemas térmicos, turbinas em geral e análises considerando a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica e concepções acerca da exergia, que serão ampliadas mais adiante. Merece também ser mencionado o desenvolvimento de sistemas térmicos que incorporam inovações, como no artigo “A study on modified gas turbine systems with steam injection or evaporative regeneration” (Annerwall e Svedberg, 1991). O alvo dos autores é basicamente aumentar a eficiência térmica e a potência dos sistemas em geral. É feito um estudo do desempenho das turbinas a gás com injeção de vapor ou regeneração evaporativa, introduzindo resfriamento intermediário, recuperação de calor e pré-aquecimento, com o objetivo de definir um sistema adequado. Demonstra-se que as turbinas com injeção de vapor apresentam trabalhos específicos mais elevadas que as turbinas de regeneração evaporativa, e estas últimas têm eficiência térmica superior à das primeiras. É evidenciado que um parâmetro importante na geração de potência é a quantidade de água adicionada no ciclo. Annerwall e Svedreg determinam nesse estudo que, com a injeção de vapor, resfriamento intermediário, e pré-aquecimento, é possível incrementar a potência de geração em cerca de 150%, em comparação com turbinas convencionais de ciclo simples, e de aproximadamente 70% em comparação com os ciclos combinados. Foi determinada uma eficiência térmica acima de 52,4 % para um sistema de turbina gás com regeneração evaporativa de duas etapas, inter-resfriamento, e pré-aquecimento.

A Westinghouse Electric Corporation, em um trabalho conjunto com o Departamento de Energia, dos Estados Unidos, implementam um programa de desenvolvimento de turbinas a gás com sistemas avançados. Os autores apresentaram o artigo “Development of advanced gas turbine systems” (Little, Bannister e Wiant, 1993), mostrando as bases de uma das quatro fases desse

programa, com o objetivo de desenvolver uma tecnologia que permita o incremento significativo da eficiência de plantas de potência com ciclos combinados utilizando gás natural. Nessa fase do projeto foi obtido um acréscimo importante desse parâmetro com a reconfiguração de um ciclo combinado, introduzindo resfriadores intermediários e recuperadores de calor. Com o objetivo de configurar um ciclo inovador de turbina gás, considera-se a viabilidade de alcançar uma eficiência térmica acima de 60 % (com base no PCI do combustível) com as inovações propostas, de forma a aumentar a temperatura de queima até 1430°C ou mais, aumentar a eficiência dos componentes e reduzir o uso de ar de resfriamento.

Um outro artigo que faz referência à injeção de vapor em turbinas a gás foi elaborado por Rice (1995), “Steam-injected gas turbine analysis: steam rates”, onde é apresentada uma análise das taxas de vapor injetado nas turbinas a gás de ciclo simples com pós-aquecimento, a metodologia aplicada é separar a injeção de vapor da corrente principal de gases de trabalho. Existe a necessidade de avaliar a injeção de vapor em termos do incremento de potência e da energia envolvida. O autor mostra gráficos que podem ser usados para obter taxas de vapor estimadas para uma razão de pressão e TIT (“Turbine Inlet Temperature”) dados. Rice apresenta procedimentos e métodos de cálculo da injeção de vapor para o aumento da potência, bem como as limitações práticas existentes.

Um trabalho importante na revisão de literatura com relação ao presente estudo, foi elaborado por Chiesa et al. (1995a e 1995b), “An assessment of the thermodynamic performance of mixed gas-steam cycles”. Esses autores estudaram aspectos de análise termodinâmica em ciclos de potência com injeção de vapor e água no ar, com o objetivo de melhorar o desempenho de ciclos equipados com turbinas estacionárias a gás. Eles apresentam um estudo baseado em turbinas aeroderivativas, versões modernas modificadas de elevado desempenho e alta eficiência. Na parte A do artigo discutem ciclos de tipo STIG e ISTIG (“Steam Injected Cycle” e “Intercooled Steam Injected Cycle”) junto com as implicações do resfriamento intermediário. Na parte B examinam ciclos com injeção de água RWI e HAT (“Recuperated Water Injected Cycle e Humid Air Turbine Cycle”), resultados mostram que o resfriamento intermediário proporciona melhoras significativas na potência e na eficiência dos sistemas aeroderivativos de ciclo simples e combinado. Para os sistemas estacionários de grande capacidade também se verifica uma melhora

na potência, mas pouco significativa na eficiência. Os autores destacam que devido às irreversibilidades na mistura de vapor e ar, os ciclos com injeção de vapor com resfriamento intermediário não conseguem atingir eficiências acima de 52-53 %, mas os ciclos RWI e HAT podem alcançar eficiências comparáveis com o ciclo combinado com 53-60 %, particularmente no caso do ciclo HAT.

Nessa segunda parte do artigo (“Water Injected and HAT cycles”) é feito um estudo comparativo dos ciclos em questão, junto com uma proposição de otimização de parâmetros principais do ciclo, baseado na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Os resultados indicam que o ciclo HAT deve atingir uma eficiência mais elevada que o ciclo RWI, com dois pontos percentuais de diferença, ou seja 57% e 55%, respectivamente. Esses níveis são comparáveis às eficiências atingíveis pelos ciclos combinados, ao redor de 56 % segundo Chiesa, e até 60% segundo (Khartchenko, 1998) .

Com referência ao tópico relacionado a ciclos de elevado desempenho, o trabalho “Comparative evaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injection, steam injection and recuperation” (Bolland e Stadaas, 1995) apresenta um modelo comparativo detalhado dos ciclos mencionados, que visam uma melhoria de desempenho. A comparação é feita entre o ciclo combinado e ciclo simples, ciclo com injeção de vapor e ciclo com injeção de vapor com dupla recuperação, inter-resfriamento e pós-resfriamento (DRIASI). Os resultados obtidos demonstram que para pequenos sistemas (4-6 MW), o ciclo DRIASI apresenta eficiências comparáveis ou superiores às do ciclo combinado, e também superiores às do ciclo com injeção de vapor. Para sistemas de porte médio (38-60 MW) os ciclos combinados apresentam eficiências maiores que os demais, mas o ciclo DRIASI apresenta um nível de desempenho muito próximo. Para sistemas de elevado porte (123-158 MW), o ciclo combinado é bem superior aos outros ciclos estudados.

Um aspecto estudado na presente dissertação, como mencionado anteriormente, é a aplicação do conceito de exergia, ou de disponibilidade. No trabalho “Exergy analysis: principles and practice”, (Moran e Sciubba, 1994), são apresentadas detalhadamente sua definição e estabelecidas expressões para a determinação dessa grandeza termodinâmica. Os autores definem

exergia como o máximo trabalho disponível que pode ser extraído de um sistema combinado - sistema e meio ambiente - quando o sistema passa de um estado dado a um estado de equilíbrio com o meio ambiente. É exposto também o campo geral de aplicação da exergia na análise e projeto de sistemas térmicos e químicos, na análise exérgica de sistemas não idealizados, que não possam ser caracterizados convenientemente apenas por meio de uma análise energética. Finalmente, o autor destaca que a análise exérgica pode ser aplicada globalmente a um setor industrial, agrícola ou a uma nação completa, para o desenvolvimento e compreensão do significado de realidades mensuráveis.

No trabalho “Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem” (Valero et al., 1994) é apresentada uma aplicação da teoria do custo exérgico, atribuindo custos aos fluxos de um sistema energético, e aos insumos e produtos dos diversos componentes do mesmo. Foi proposta uma simbologia exergoeconômica para otimização do projeto de sistemas térmicos complexos, utilizando os multiplicadores de Lagrange. Com este objetivo é configurado um sistema básico de uma turbina de gás com ciclo de cogeração, para ilustração da metodologia. No caso, é definida uma função objetivo, e por meio da aplicação da teoria do custo exérgico é proposta uma solução para o problema. A informação obtida através desta metodologia é utilizada para o tratamento e análise termoeconômica do sistema, com o objetivo obter economia e melhorar as características do sistema.

Ainda em relação à questão da exergia, encontra-se uma aplicação específica no artigo “Exergy analysis for a gas turbine cogeneration system” (Oh et al., 1997), onde é feito um balanço exérgico global, aplicado aos componentes de um sistema de potência. Nesse caso foi considerada uma turbina a gás com sistema de cogeração de 1000 kW, onde são caracterizados fluxos exérgicos, fluxos entrópicos, e é realizado um estudo particular da razão de combustível e trabalho disponível. A análise exérgica permite analisar a eficiência térmica do sistema estudado. Foi testado o efeito da temperatura do ar de entrada e da umidade relativa. Também é apresentada uma comparação dos valores obtidos pelo método proposto, mostram-se variações nos parâmetros da potência do sistema e nas propriedades dos gases de saída.

A teoria termoeconômica é útil na análise, projeto e otimização de sistemas térmicos e químicos. No trabalho “Análisis termoeconómico de un sistema de cogeneración” (Valero, 1993), o autor faz uma análise da teoria termoeconômica aplicada a um sistema de cogeração. É proposto um modelo combinado considerando conceitos termodinâmicos e econômicos para análise, projeto, otimização, estudo de custos dos produtos e diagnóstico da operação de sistemas energéticos. Ao mesmo tempo, é definida e aplicada a Teoria do Custo Exergético (TCE) e a Exergoeconomia Simbólica (EXS), que permite estabelecer as relações funcionais entre as variáveis termoeconômicas. A metodologia aplicada é baseada na definição de uma função objetivo global do sistema, já que cada função produtiva particular está relacionada às demais. São aplicadas técnicas matemáticas simbólicas adequadas para a resolução do problema.

Além disso, foi estudado um trabalho com aplicação mais específica utilizando a teoria termoeconômica “Análise termoeconômica de plantas de cogeração” (Peral e Oliveira Júnior, 1998), que trata da análise termoeconômica de plantas de cogeração. No início, é realizada uma análise da questão da energia elétrica no Brasil, e em seguida são definidas as plantas de potência e cogeração em termos de ciclos, equipamento e utilização final. A seguir os autores apresentam a análise exergética dessas unidades de cogeração, combinando a Primeira e Segunda leis da Termodinâmica. O trabalho apresenta uma análise termoeconômica de sistemas de cogeração baseada em dois exemplos: cogeração de energia elétrica e vapor, e cogeração de energia elétrica e água gelada. Finalmente é realizada uma síntese dos resultados obtidos no estudo dos dois casos.

Um aspecto importante da presente dissertação é a modelagem computacional de sistemas térmicos, isto é, a implementação de programas e subrotinas que incluem as equações e procedimentos de cálculo destinados à representação das condições de operação de um sistema, possibilitando a determinação rápida e automatizada das grandezas necessárias para a análise termodinâmica e termoeconômica do sistema estudado.

No trabalho “Implementation of design in mechanical engineering thermodynamics” (Zenouzi et al., 1993), é apresentada uma modelagem aplicada na área termodinâmica, especificamente ao estudo de sistemas de potência. As tabelas termodinâmicas de água e outros gases são substituídas por subrotinas, que efetuam interpolações dos dados requeridos, permitindo

assim flexibilidade de manipulação e variação dos dados de entrada em ciclos de potência, para determinação da eficiência térmica e otimização do ciclo. O programa tem diversas subrotinas, em função da variedade de ciclos analisados. Posteriormente são apresentados gráficos relativos às partes do sistema que serão utilizadas no projeto, permitindo assim a definição da configuração e a análise de ciclos de potência.

No trabalho “Subrotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da água” (Llagostera, 1994), são apresentadas subrotinas computacionais para a determinação de propriedades termodinâmicas da água no projeto e análise de sistemas térmicos. Os resultados obtidos são de elevada precisão, compatíveis com os tabulados no trabalho de Keenan et al. (1978). Estas subrotinas podem ser utilizadas por outros programas computacionais.

Ainda em relação a programas computacionais aplicados ao estudo de sistemas térmicos, no trabalho “Modelagem computacional de sistemas térmicos de potência equipados com turbina a gás” (Llagostera e Walter, 1995), foi desenvolvido um conjunto de programas aplicáveis à modelagem de sistemas de potência. Estes programas incluem subrotinas de cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos. Apresentam grandes vantagens para a modelagem na análise termodinâmica e exergética pela flexibilidade e exatidão na obtenção de resultados. Como estudo de caso foi analisado um sistema BIG/GT (“Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine”) e os autores realizam os cálculos de eficiência, potência, incluindo a determinação dos estados termodinâmicos correspondentes a cada um dos fluxos.

Com relação ao combustível utilizado na configuração estudada na presente dissertação, que é um sistema de potência equipado com turbina a gás, foi considerada a utilização de gás natural, escolhido em função de diversos aspectos:

- tecnológico, porque a combustão do metano é simples, apresenta segurança, pois sua densidade é menor do que a do ar, e em caso de vazamento se dispersa com facilidade. O gás natural é um combustível limpo, o que contribui para a manutenção do equipamento;

- econômico, pois seu preço pode ser relativamente baixo comparado com outros combustíveis nos distintos sistemas aplicados;
- ecológico, pois a combustão do gás natural emite menos poluentes, tais como óxidos nitrosos (NO_x), e monóxido de carbono (CO). O gás natural não contém enxofre, elemento responsável pela chuva ácida.

Na tese “Um estudo sobre a expansão do gás natural no Brasil num contexto de integração regional” (Rodrigues, 1995), e também no trabalho “Investimento energético em tempo de crise: o projeto gasoduto - termelétrica Bolívia - Mato Grosso do Sul - São Paulo na conjuntura 1994-1996” (Silva, 1996), é analisada a viabilidade de contar com o gás natural em aplicações industriais em geral e na geração de energia elétrica. É discutida a ampliação da rede de gás no estado de São Paulo e outros estados do Brasil. Era feita uma previsão de importação de gás natural da Bolívia para o Brasil de oito milhões de metros cúbicos por dia (MMCD) no primeiro ano, e para o ano 2005 um volume de trinta MMCD (Los Tiempos, 1998).

Em 1996, foi firmado um contrato de venda e compra de gás natural importado entre a Comgás e a Petrobrás para o fornecimento a seu mercado, pelo prazo de 20 anos, e cuja efetivação ocorreu no mês de fevereiro de 1999 e neste 16 de março 2000 o Brasil assinou um contrato de ampliação de dezoito a trinta (MMCD) para o ano 2004 (EEN, 2000). A distribuição do gás natural boliviano será paulatinamente ampliada nos próximos anos.

Capítulo 3

Configuração do Ciclo de Potência

3.1 Ciclos baseados em Versões Modernas - Modificadas

Nestes anos recentes foram feitos avanços notáveis na tecnologia aplicada nas turbinas a gás, de uso industrial, como as aeroderivativas, visando elevar o desempenho e diminuir a contaminação do meio ambiente. Entre os parâmetros mais importantes das turbinas industriais a gás de porte pesado, de acordo com a tabela 3.1, estão a potência, com valores acima de 282 MW, a potência específica de saída, a elevada relação de compressão, temperaturas elevadas na entrada da turbina, elevada eficiência térmica, baixas emissões de NO_x (25-9 ppmv utilizando o gás natural como combustível). Os fatores mais importantes da produção de NO_x são a temperatura de queima, o oxigênio disponível e a duração do processo de combustão, os quais podem ser reduzidos pela injeção de vapor de água ou de água líquida na corrente de ar de combustão. Uma das técnicas usadas na diminuição de formação de NO_x é por meio da câmara de combustão do tipo DLN (Dry Low NO_x), pela queima de uma mistura pobre de combustível e ar. Uma outra técnica é a combustão catalítica que é similar a anterior só que a câmara de combustão catalítica queima uma mistura bastante baixa de combustível e ar.

Tabela 3.1 Comparação dos parâmetros de projeto das ultimas versões de turbinas a gás industriais.

Dados de desempenho	Westinghouse Fiat, MHI			ABB				General Electric Nuovo Pignone			Siemens Ansaldo	
	TG50D5S 6	FMW70 1F	MW501 F	GT13E 2	GTGT11 N2	GT26	GT24	MS9001E C	MS7001 FA	MS9001 EC	V94.3A	V84.3A
Potência de saída MW	143	237	153	164	109	254	173	226.5	159	219	240	170
Eficiência do ciclo simples, %	34.8	37.2	35.3	35.7	34.2	38.3	38.0	35.7		34.9	38.0	38.0
Fluxo de gases exaustão kg/s	454	666		525	375	562	390	615		507	640	454
Temp. de entrada na turbina °C	1250	1350		1100	1085			1235		1290	1204-1340	
Temp. dos gases de exaust. °C	528	550		525	524	608	610	589		558	562	
Relação de compressão	14.1	15.9	16	15		30		15		14.2	16	

Fonte: Advanced Energy Systems (Khartchenko, 1998), pg. 108.

As turbinas aeroderivativas a gás trabalham com relações de compressão e temperaturas de entrada na turbina mais elevadas que as turbinas a gás de uso industrial, acima de 60 e 1500 °C respectivamente. Na figura 3.1 é apresentada a evolução da TIT durante as últimas décadas, e pode-se prever uma tendência de aumento nos próximos anos. Além disso são usados materiais de composição avançada para aumentar a resistência na condução de gases quentes, já que estão expostos a elevadas cargas térmicas, mecânicas e impactos químicos. Também estão sendo aplicadas novas técnicas de resfriamento, com o uso de fluido refrigerante. Na tabela 3.2 são apresentados os dados típicos de desempenho das turbinas aeroderivativas a gás.

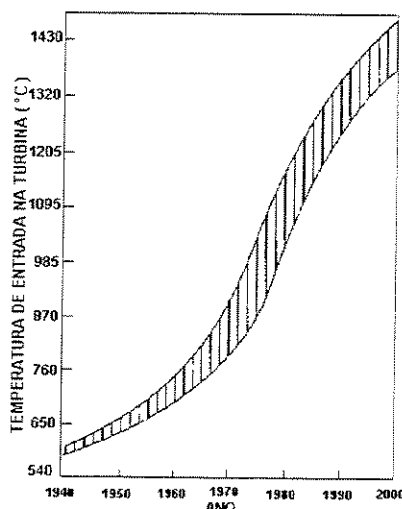


Figura 3.1 Evolução da temperatura de entrada na turbina (TIT)

Fonte: Little, D., Bannister, R. and Wiant B. (1993), pg. 272

Tabela 3.2 Dados de desempenho de turbinas a gás aeroderivativas estacionárias

Dados de desempenho	Valor
Potência de saída MW	40-50
Eficiência Térmica, %	39,0-39,9
Temp. de entrada na turbina °C	1280-1350
Temp. dos gases de exaust °C	450-470
Relação de compressão	30-60
Potência específica de saída KJ/kg	350-370
Fluxo mássico de ar, kg/s	115-135

Fonte: Advanced Energy Systems (Khartchenko, 1998), pg. 109.

As turbinas a gás aeroderivativas avançadas apresentam configurações que incluem componentes, tais como os trocadores de calor (recuperador e economizador), que reduzem o consumo de combustível. Na figura 3.2 é apresentado o consumo específico para distintas configurações onde os ciclos com recuperação de calor e inter-resfriamento apresentam o consumo mais baixo. O consumo específico de combustível do ciclo RWI estudado no presente trabalho é de 0,1347 (kg/kWh).

Apresentam também câmaras de pré-aquecimento, misturadores de ar/água, também denominados saturadores. Os inter-resfriadores reduzem o trabalho dos compressores, aumentando assim o trabalho líquido da instalação. As configurações avançadas mais conhecidas, envolvendo turbinas aeroderivativas a gás em ciclo simples incluem:

- Ciclo de turbina a gás com injeção de vapor (STIG).
- Ciclo de turbina gás com inter-resfriamento e injeção de vapor (ISTIG).
- Ciclo sem mistura com inter-resfriamento e recuperação (ICR).
- Ciclo com injeção de água e recuperação de calor (RWI).
- Ciclo de turbina com ar úmido (HAT).

A turbina a gás com o ciclo RWI apresenta um notável desempenho em termos de potência e eficiência térmica. Na tabela 3.3 pode-se observar uma comparação dos parâmetros principais dos vários ciclos de elevado desempenho.

Tabela 3.3 Dados prognosticados de desempenho de vários ciclos otimizados

Dados de desempenho	Ciclo Simples	ICC	ISTIG	RWI	HAT
Tipo de turbina a gás	Estacionarias	Aeroderivati	Aeroderivati	Aeroderivati	Aeroderivati
Relação de compressão	30	46	45	33	48
Temp. de entrada na turbina °C	1250	1500	1500	1500	1500
Consumo de água, kg/kWh	0,892	0,74	0,74	0,61	0,72
Eficiência, %	39,7	55,5	53,2	55,1	57,0

Fonte: Advanced Energy Systems (Khartchenko, 1998), pg. 123.

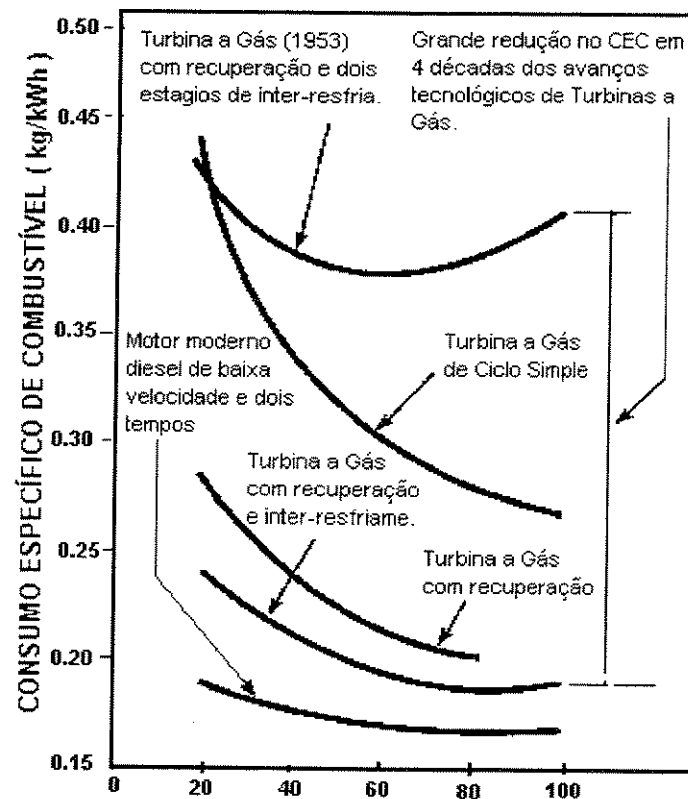


Figura 3.2 Consumo específico de combustível de distintos ciclos em função da carga

Fonte: Colin F. E David Gordon Wilson (1995), pg. 638

3.2 Caracterização do Ciclo

O ciclo estudado é equipado com turbina a gás e injeção de água na corrente de ar após o compressor de alta (ciclo RWI), e está esquematizado no fluxograma apresentado na Figura 3.3. Este sistema é aplicável a turbinas aeroderivativas, com uma potência específica de geração em uma faixa intermediária. A configuração pode atingir eficiências térmicas acima de 50 %, devido aos componentes e tecnologias aplicados, tais como o inter-resfriamento, compressores de elevadas razões de compressão, elevada temperatura de entrada na turbina (propõe-se atingir temperaturas acima de 1500°C), utilização de combustíveis limpos como o gás natural, e novos aperfeiçoamentos na câmara de combustão, queimadores com injeção de água ou vapor, permitindo atingir baixos níveis de emissões de NO_x . O sistema inclui trocadores de calor, recuperadores, inter-resfriadores e pós-resfriadores para o aquecimento da água, do ar de combustão e do gás combustível, possibilitando bons níveis de eficiência térmica e de trabalho específico.

Os inter-resfriadores (IC1 e IC2) diminuem a temperatura do ar, a fim de reduzir o consumo de potência no processo de compressão de ar. Além disso o calor cedido pelo ar é aproveitado para o aquecimento de água e de gás combustível, diminuindo a irreversibilidade termodinâmica do processo. No recuperador de calor o ar saturado, água e o gás combustível são aquecidos pelos gases de combustão. A sua utilização contribui bastante para a elevação da eficiência da Segunda lei do ciclo, diminuindo as perdas de exergia associadas à exaustão dos gases quentes. De forma geral, a recuperação de calor dos gases de combustão diminui notavelmente o consumo de combustível.

Após a saída do compressor de alta pressão (HPC) o ar é resfriado no pós-resfriador evaporativo de contato direto, indicado no fluxograma como misturador (M), onde a água é injetada aumentando o fluxo de gases expandidos na turbina, possibilitando a obtenção de maiores potências. A injeção de água eleva também o calor específico dos gases, o que também contribui para melhorar o desempenho termodinâmico do sistema. Outro efeito produzido por essa injeção, é que a redução da temperatura de combustão obtida com a umidade elevada, permite obter emissões com menores concentrações de NO_x .

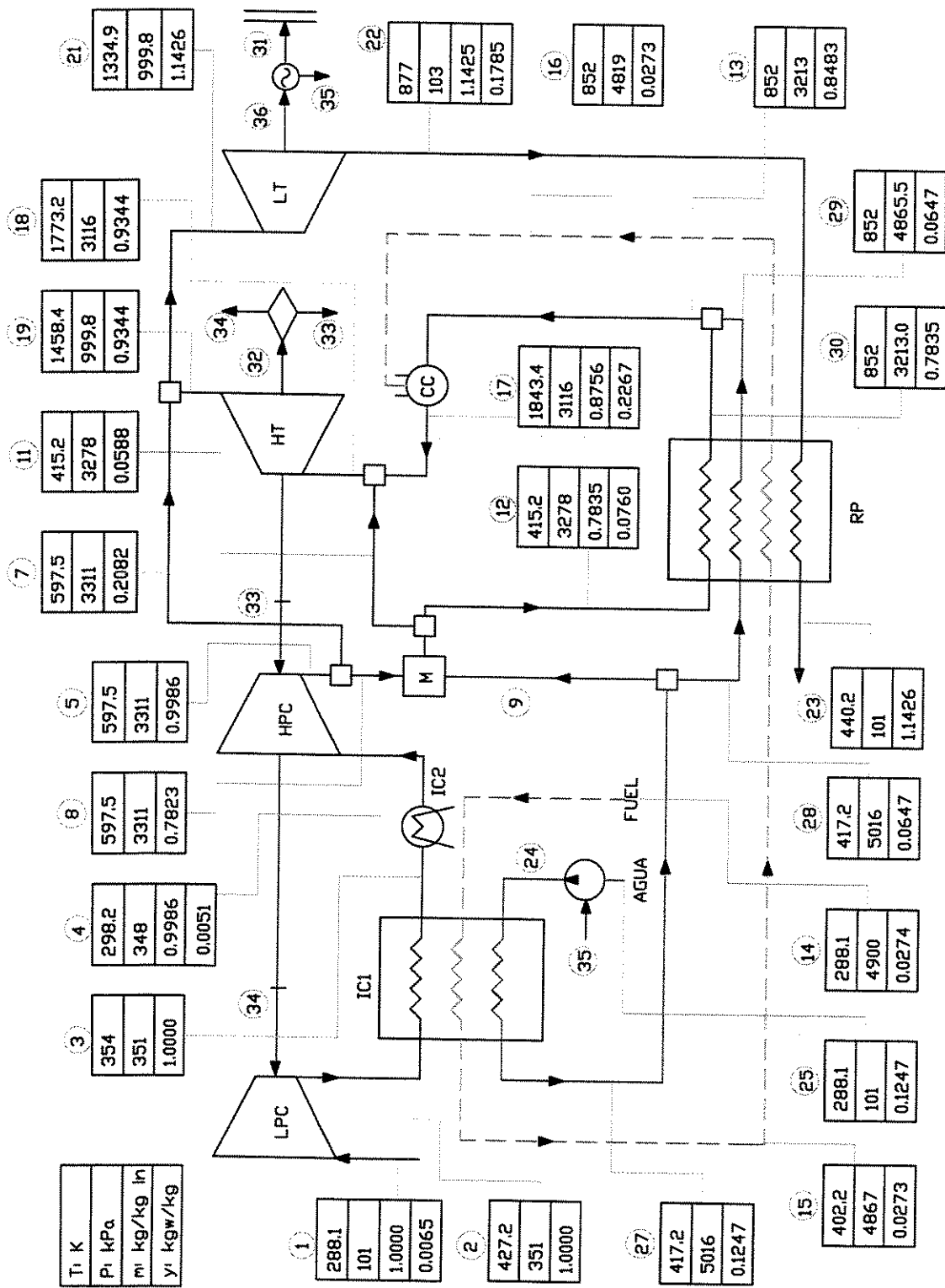


Figura 3.3. Configuração do ciclo de potência com injeção de água e recuperação de calor (RWI)

Na modelagem do ciclo é considerado o resfriamento da turbina de alta pressão (HT) por meio de ar, o que possibilita a operação com valores elevados da temperatura de entrada dos gases na turbina. O fluxo máximo de resfriamento depende de vários fatores, como a disponibilidade de ar comprimido a pressão adequada e as velocidades de escoamento no interior dos canais.

3.3 Descrição dos Componentes

A descrição a seguir corresponde à configuração do sistema apresentada na Figura 3.3:

Compressor de baixa pressão (LPC). Os dados de entrada na modelagem do compressor são: as condições do ar na entrada: T_1 , P_1 , m_1 , y_1 , eficiências isentrópica e mecânica, relação de pressões (RPS-L), e a composição molar do ar, incluindo sua umidade. Como resultados são obtidos T_2 , P_2 , m_2 , e o trabalho consumido pelo compressor.

Inter-resfriador 1 (IC1). O fluido de aquecimento é o ar quente de saída do compressor de baixa (LPC), cuja temperatura diminui de 427 K até 354 K, e os fluidos aquecidos são a água e o gás combustível. Para a modelagem do inter-resfriador foi considerado que a temperatura de saída da água no trocador é 10 K inferior à temperatura de entrada do ar quente, e a temperatura de saída do combustível do trocador é 25 K inferior à temperatura de entrada do ar. As condições de entrada do combustível e da água são dadas por T_{14} , P_{14} , m_{14} , e por T_{24} , P_{24} , m_{24} , respectivamente.

Inter-resfriador 2 (IC2). Este componente do sistema transfere calor da corrente de ar ainda a uma temperatura relativamente elevada até alcançar a temperatura determinada de entrada no compressor de alta (HPC). Este processo é realizado a pressão constante. Esta perda de temperatura é necessária para diminuir trabalho no compressor de alta, não poderia-se recuperar esta energia porque não se dispõe no sistema fluido onde aplicar, já que as temperaturas do combustível e água estão fixadas na saída do inter-resfriador 1.

Compressor de alta pressão (HPC). O estado do ar na entrada do compressor caracterizados por (T_4, p_4) , bem como sua vazão m_4 , a relação de compressão de alta (RPS-H), e

as eficiências isentrópica e mecânica. Os resultados obtidos são: o estado de saída do ar (T_5 , p_5) e o trabalho consumido pelo compressor. Foi também adotada uma relação de compressão global (β), definida pelo produto das relações de compressão dos dois compressores.

Misturador (M). Neste componente água é injetada na corrente de ar. O programa determina a quantidade de água necessária para a saturação do ar m_9 , em função da temperatura da mistura. É conhecido o estado do ar na entrada do misturador (T_8 , p_8), sua vazão m_8 e o estado de entrada da água (T_9 , p_9), e é calculado o estado de saída do ar saturado (T_{10} , p_{10}), sua vazão, e também a quantidade de água de saturação que acompanha a corrente de ar.

Recuperador(RP). Basicamente, o recuperador é um trocador de calor de superfície, que aproveita a entalpia dos gases de combustão ainda quentes, provenientes da saída da turbina de baixa (LT) para aquecer o gás combustível, ar saturado e água que vai ser utilizada para nebulizar o ar saturado. Para a caracterização deste trocador é fixada em 25 K a diferença de temperaturas entre o ar na saída do recuperador e a temperatura dos gases de combustão na entrada do mesmo. Para a corrente do gás combustível e a corrente de água também é fixada uma diferença de temperaturas de 25 K entre estes últimos na saída do recuperador e a temperatura de entrada dos gases de combustão. São conhecidos os estados de entrada e respectivas vazões do ar saturado (T_{12} , p_{12}), do gás combustível (T_{15} , p_{15}) e da água de nebulização (T_{30} , p_{30}). O estado dos gases de combustão na entrada do recuperador (T_{22} , p_{22}) é também conhecido. A corrente de ar úmido, água de nebulização e a corrente dos gases de combustão sofrem uma perda de carga de 2% e a corrente de gás combustível sofre uma perda de carga de 1%.

Câmara de combustão (CC). São dados: o estado de entrada do gás combustível (T_{16} , p_{16}) e sua composição (gás natural), o estado (T_{13} , p_{13}), a composição, e a vazão de ar úmido. Em função das características da turbina é fornecida a temperatura em que os gases devem sair da câmara de combustão T_{17} . O programa calcula a vazão mássica de combustível m_{16} necessária para atender à temperatura de saída estabelecida. São também determinadas a vazão (m_{17}), e a composição molar dos produtos de combustão, considerando combustão completa.

Misturador de gases 1. A mistura de produtos de combustão com ar saturado de resfriamento, que ocorre na entrada da turbina é calculada neste componente, visando atingir a temperatura de entrada da turbina (TIT) definida, e que será igual a T_{18} .

Turbina de alta pressão (HT). Esta turbina é também denominada *turbina geradora de gases*. Este componente recebe os gases em alta temperatura. Essa temperatura é definida pelas limitações dos materiais utilizados para sua fabricação e seu sistema de resfriamento. A potência produzida por esta turbina destina-se exclusivamente ao acionamento dos compressores de baixa e de alta pressões. Assim a potência da turbina (W_{t_H}) é dada pela modelagem dos compressores. São conhecidos o estado (T_{18} , p_{18}), vazão (m_{18}), e a composição dos gases de combustão na entrada da turbina. A eficiência isentrópica e mecânica da turbina são fornecidas. Obtém-se como resultados o estado dos gases na saída da turbina (T_{19} , p_{19}).

Misturador de gases 2. Em termos de modelagem, este componente efetua a mistura de parte do ar pressurizado pelo compressor de alta (HPC) destinado ao resfriamento da turbina com os gases de saída da turbina de alta. A composição dessa mistura, sua temperatura e pressão são dados de entrada para o cálculo da turbina de baixa pressão.

Turbina de baixa pressão (LT). Esta turbina é também denominada *turbina de potência*. Os gases sofrem aqui um segundo processo de expansão. É conhecido o estado de entrada dos gases (T_{21} , p_{21}). É também fornecida a pressão na saída (p_{22}), a vazão mássica de gases (m_{21}), e as eficiências isentrópica e mecânica da turbina. São obtidos como resultados o trabalho específico produzido pela turbina e a temperatura de saída dos gases (T_{22}).

Dessa maneira foi configurado o sistema a ser estudado, apresentando inicialmente as características dos novos sistemas envolvendo turbinas de última geração que apresentam inovações nas tecnologias de resfriamento e materiais, e assim podem suportar temperaturas elevadas na entrada da turbina. Além disso, é possível a diminuição de emissão de poluentes, especialmente NO_x . Com esses objetivos estão sendo desenvolvidas tecnologias para evitar a formação de poluentes, como os ciclos com injeção de água e vapor de água no ar de combustão, e neste caso, o ciclo RWI (“Recuperated Water Injection”). Finalmente foi feita uma descrição dos

componentes do sistema destacando as características termodinâmicas e considerações para a modelagem computacional.

Capítulo 4

Modelagem Computacional

4.1 Características do Programa Computacional

O programa foi elaborado em Pascal, incluindo unidades, procedimentos e funções. As unidades efetuam os cálculos das propriedades termodinâmicas do ar, gás combustível, gás de combustão e água (Llagostera, 1994), as quais são utilizadas nos cálculos dos parâmetros dos componentes do sistema, como os compressores, turbinas, câmara de combustão, bomba, trocadores de calor e outros.

Para a modelagem computacional de um ciclo de potência podem ser identificados alguns passos: (1) definição da configuração do sistema de potência; (2) modelagem da estrutura matemática do problema; (3) resolução do modelo matemático.

Inicialmente são definidos os dados e parâmetros de entrada do sistema escolhido, neste caso o ciclo de potência com injeção de água e recuperação de calor (RWI), como também a composição dos fluidos envolvidos: ar, água e gás combustível. Outros parâmetros devem ser definidos, como as eficiências isentrópicas e mecânicas dos compressores e turbinas; as relações de pressões dos compressores e o parâmetro β (produto das relações de pressões dos compressores); as diferenças de temperatura para modelagem dos trocadores (IC1, IC2 e Recuperador); a temperatura de entrada na turbina TIT e outros dados tomados como estimativas

iniciais. Uma vez definido o sistema e as condições de operação, por meio da execução do programa correspondente são obtidos diversos resultados, como as propriedades termodinâmicas e as composições dos fluidos nos diversos pontos identificados, incluindo as entalpias e exergias físicas, químicas e totais, e também as eficiências calculadas de acordo com a Primeira e a Segunda Leis da Termodinâmica.

A partir dos resultados obtidos foram elaboradas as análises termodinâmicas e exergéticas, considerando como variáveis: a relação de compressão de baixa (R_{ps_L}), a temperatura de entrada na turbina (TIT), a relação de compressão total (β), as eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas, temperatura e pressão de entrada no sistema e a umidade relativa do ar de entrada. Os resultados podem ser utilizados para análises exergéticas e exergoeconômicas, caracterizando os custos exergéticos e os custos exergoeconômicos associados aos fluxos e componentes do sistema.

4.2 Descrição do método de Solução das Equações de cálculo

Para diminuir os custos em cálculos iterativos e melhorar a precisão, é muito conveniente o uso de programas ou subrotinas computacionais para determinação das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos no sistema, proporcionando deste modo eficiência e flexibilidade na manipulação dos dados que caracterizam o sistema estudado.

No modelo desenvolvido para este trabalho é utilizado, basicamente, o método seqüencial-estrutural, no qual os cálculos são efetuados componente a componente, sendo cada um representado por funções e equações baseadas nas leis de conservação de massa e energia, fazendo uso das unidades de cálculo. No entanto, há componentes e sub-sistemas que são resolvidos de forma iterativa.

O conjunto de equações que representam o sistema é resolvido iterativamente, de modo a obter solução para o conjunto de condições determinadas. O principal *loop* utiliza o método da secante para determinar uma condição de convergência em T_{23} , que é comparado com T_{12} , e cuja diferença é definida em 25 K, chamada *delta* do recuperador. Através deste método iterativo a

vazão mássica de água, (m_{25}) é ajustada automaticamente até que seja satisfeita a condição descrita, a qual é explicitada como: $\text{abs}(T_{23} - T_{12} - \text{deltarec}) < 0,00001$. Este ciclo é iniciado na primeira parte do programa de cálculo do sistema e é concluído na parte final do cálculo, percorrendo todos os componentes do sistema, considerando as estimativas necessárias, para posteriormente efetuar novas iterações com os novos dados obtidos. A temperatura T_{23} é determinada calcula-se a energia total transferida aos fluidos água, ar e combustível, obtendo-se também a temperatura de saída.

O *loop* seguinte consiste em garantir que T_{23} satisfaça às diferenças de temperatura no recuperador, impostas como dadas. Para a corrente de ar saturado deve ser satisfeito $T_{22} - T_{30} = \text{deltaicb}$, para a água a condição $T_{22} - T_{29} = \text{deltaicb}$, e da mesma forma, para o gás combustível deve ser satisfeito $T_{22} - T_{16} = \text{deltaicb}$. A sequência de cálculo prossegue até a determinação do estado 22, e a seguir do estado 23. A temperatura obtida é comparada com T_{23} , estimada inicialmente ($T_{\text{aux}} - T_{23} < 0,0001$). Para obter a convergência calcula-se novamente o *loop* com T_{22} calculado na saída da turbina. Este *loop* começa após o início do primeiro *loop* e termina próximo ao final do processo de cálculo do sistema.

A seguir o programa executa outro *loop*, agora para a convergência de T_{10} , temperatura de saída do ar saturado de água do misturador. É estimada inicialmente a temperatura T_{10} para calcular a pressão de saturação e assim calcular a vazão de água m_9 necessária para saturar a corrente de ar. Com esse valor de m_9 calcula-se a entalpia do estado 10 e através desta, a temperatura T_{10} , e então compara-se este último valor com o estimado inicialmente, e sua diferença não deve ultrapassar a tolerância estabelecida.

O quarto e último *loop* é efetuado na parte correspondente à saída da câmara de combustão, utilizando o método da secante. Definida a temperatura dos gases na entrada da turbina (TIT), o processo iterativo parte da temperatura de saída da câmara de combustão T_{17} , calculam-se os parâmetros envolvidos na subrotina da câmara de combustão, logo os gases produzidos são misturados com uma corrente de ar úmido, diminuindo a temperatura até T_{18} , que é comparada com a TIT definido por meio da desigualdade: $\text{abs}(T_{18} - \text{TIT}) > 0,00001$. O processo continua até que essa condição seja satisfeita por um valor adequado de T_{17} .

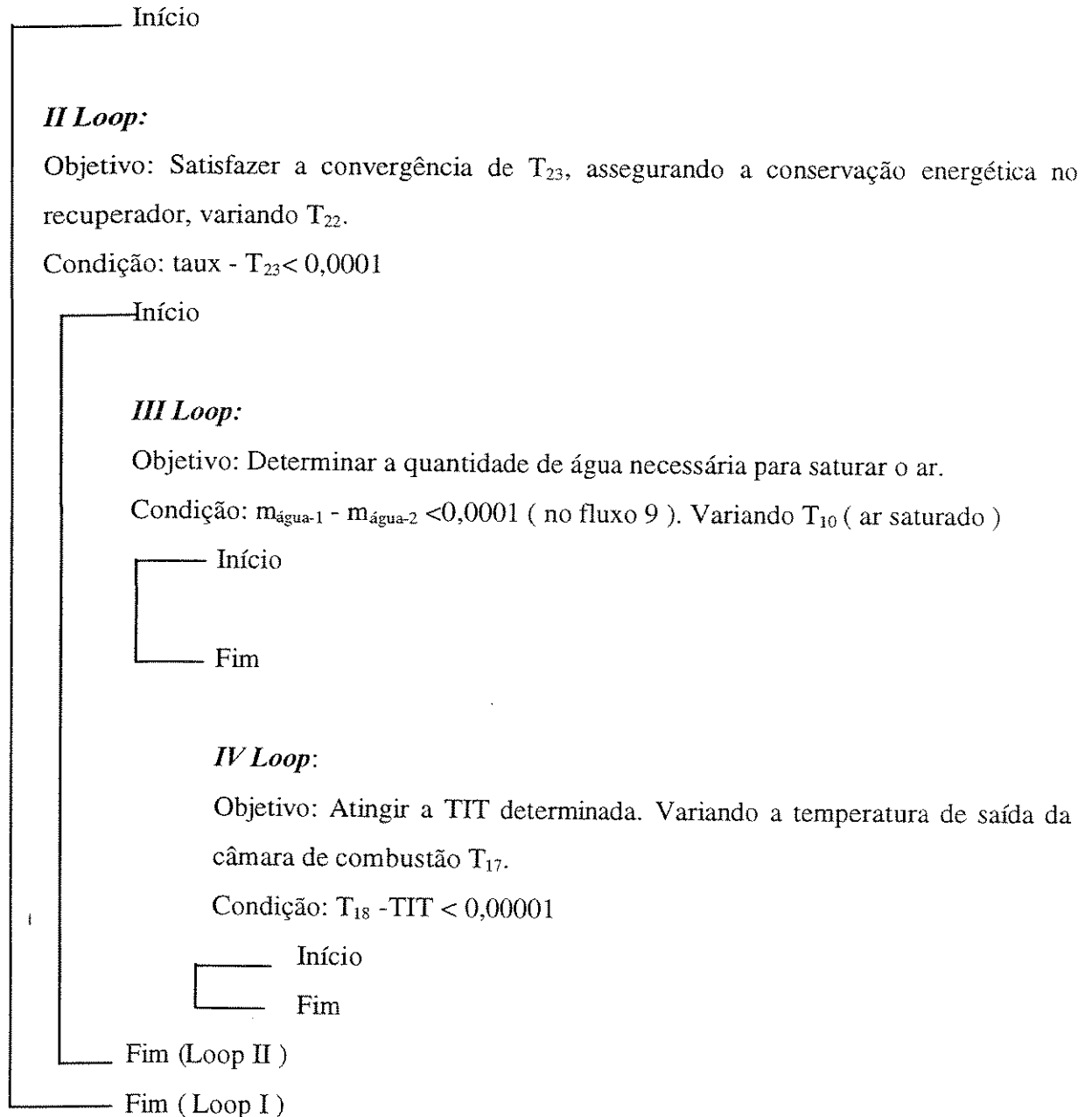
4.3 Esquema geral do Programa Base

* Dados e declarações

I Loop:

Objetivo: Principal *loop* do programa, determina a condição de convergência em T_{23} comparada com T_{12} , variando a vazão mássica de água m_{25} .

Condição: $T_{23} - T_{12} - \text{deltarec} > 0,00001$



- Resultados.

Foram elaboradas diversas versões do programa para a análise termodinâmica, as quais apresentam pequenas variações dependendo da variável estudada. No caso dos programas elaborados para a análise exergética utilizam-se os resultados do programa do cálculo das exergias para a determinação dos custos exergéticos e custos exergoeconômicos. O sistema é resolvido por meio do método da eliminação de Gauss, introduzindo como dado de entrada a matriz ampliada. Nos capítulos correspondentes serão apresentados maiores detalhes.

Para a determinação dos fluxos de *fuels* (insumos), de produtos e das irreversibilidades foi desenvolvido um programa específico, utilizando-se as exergias e determinando-se os custos exergéticos. Os resultados obtidos permitem estruturar tabelas, construir gráficos, e assim obter um amplo panorama para a análise termodinâmica e exergética do sistema, apresentadas nos próximos capítulos.

Capítulo 5

Análise Termodinâmica

A modelagem computacional apresentada no capítulo anterior corresponde à ferramenta utilizada na análise termodinâmica do ciclo RWI. O sistema apresenta uma quantidade significativa de variáveis associadas aos equipamentos ou subsistemas, das quais foram escolhidas para a análise termodinâmica as seguintes: a relação de compressão de baixa (R_{ps-L}), a temperatura de entrada na turbina de alta TIT, a relação de compressão total β , que é definida como o produto das relações de pressões dos compressores, as eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas, a temperatura e pressão de entrada do ar no sistema e finalmente a umidade relativa do ar de entrada.

Os parâmetros de comparação que permitem esta análise, de forma geral, são os índices que identificam a situação e medem o desempenho do sistema. Foram considerados os seguintes parâmetros: as eficiências térmicas de Primeira e Segunda leis da Termodinâmica, o trabalho específico (kJ/kg_{ar}) isto é, o trabalho da turbina de baixa que alimenta o gerador, e finalmente o fluxo mássico de água que ingressa no sistema, sendo o fluxo de ar de 1 (kg/s).

Para a análise termodinâmica do sistema são aplicadas as equações de conservação de massa, conservação de energia (Primeira Lei da Termodinâmica), balanço de entropia (Segunda Lei da Termodinâmica) e o balanço de exergia baseado nas duas anteriores leis (Bejan, 1988). A análise exérgica é útil para a avaliação de desempenho dos componentes e do sistema em seu

conjunto. É importante também para quantificar as irreversibilidades termodinâmicas verificadas nos diversos processos.

Neste capítulo é apresentada uma análise termodinâmica em que se variam os parâmetros escolhidos, determinando-se o comportamento do sistema, e verificando-se a magnitude dos mesmos sobre o ciclo RWI. É introduzida também uma aplicação do método das exergias. Em capítulo posterior é apresentada outra aplicação útil, na determinação dos custos exergéticos e exergoeconômicos.

5.1 Aspectos Gerais da Análise pela Primeira Lei da Termodinâmica

A análise de sistemas e processos pela primeira lei da Termodinâmica está baseada na conservação de energia e massa. As equações que governam os processos estão ajustadas para volumes de controle com fluxo de massa. Os subsistemas que compõem o ciclo RWI são do tipo volume de controle. As equações gerais para um volume de controle em regime permanente, sem considerar as variações de energia cinética e potencial, podem ser expressas pelas equações:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (5.1)$$

A equação 5.1 indica que a taxa total do fluxo mássico entrando no volume de controle é igual à taxa total do fluxo mássico que sai do volume de controle.

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (5.2)$$

A equação 5.2 estabelece que a taxa total de energia entrando no volume de controle é igual à taxa total de energia deixando o volume de controle.

A eficiência térmica de Primeira lei mede a quantidade de energia aproveitada a partir de uma determinada fonte de energia. Considerando o sistema todo (ciclo RWI) como um subsistema, a eficiência térmica global é definida como:

$$\eta_{sist} = \frac{Wt_net}{qH} = \frac{Trabalho_Especifico_Net}{Energia_entregada} \quad (5.3)$$

sendo:

Wt_net : Potência elétrica produzida pelo sistema.

qH : Energia liberada na câmara de combustão e determinada através da equação:

$$q_H = h_{sensível}(17) - h_{sensível}(13) - h_{sensível}(16) \quad (5.4)$$

sendo:

$h_{sensível}(17)$: Entalpia sensível do produtos de combustão.

$h_{sensível}(13)$: Entalpia sensível do ar-água.

$h_{sensível}(16)$: Entalpia sensível do combustível, gás natural.

Com referência às limitações da primeira lei, a mesma envolve interações de trabalho e de calor, mas não oferece indicação acerca da possibilidade de um processo ocorrer espontaneamente numa direção dada.

5.2 Aspectos Gerais da Análise pela Segunda Lei da Termodinâmica

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

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{gen} \quad (5.5)$$

A equação (5.5) mostra que a taxa na qual a entropia é transferida fora do volume de controle deve ser igual à taxa na qual a entropia entra, a taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor e à geração de entropia devida às irreversibilidades.

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

5.3 Exergia

O termo exergia inicialmente foi introduzido como “capacidade de realizar trabalho” (Z. Rant, 1956), autores definem como o máximo trabalho que pode ser obtido de uma dada forma de energia, tomando o meio ambiente como estado de referência, (Kotas, 1985). A definição de Szargut (1980) é “quantidade de trabalho obtida quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, através de processo reversíveis, envolvendo interações apenas com o meio”. Segundo Tsatsaronis (1996) “é o máximo trabalho teórico útil possível quando os sistemas interagem para o equilíbrio”. Para Valero e Lozano (1994), a exergia reflete a mínima quantidade de trabalho técnico necessário para constituir um produto funcional a partir do meio ambiente como referência.

A exergia total de um sistema tem as seguintes componentes em ausência de efeitos nucleares, magnéticos e elétricos:

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} + Ex^{CH} \quad (5.6)$$

sendo:

Ex^{PH} : Exergia física

Ex^{KN} : Exergia cinética

Ex^{PT} : Exergia potencial

Ex^{CH} : Exergia química

Com a combinação das equações de balanço energético e entrópico pode ser determinada a exergia física para sistemas termodinâmicos.

Uma das principais aplicações deste conceito é o balanço exergético na análise de sistemas térmicos. Por meio do balanço exergético pode-se determinar a variação dos fluxos de exergia num sistema limitado por um volume de controle, e a exergia destruída. Este balanço é dado pela expressão:

$$\sum_j \dot{Ex}^q + \sum_e \left(\dot{Ex}_e \right) = \left(\frac{dEx}{dt} \right) + \sum_s \left(\dot{Ex}_s \right) + \sum_j \left(\dot{W}_{vc} \right)_L + \dot{I} \quad (5.7)$$

sendo:

$$\sum_j \dot{Ex}^q = \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right): \text{Fluxo de exergia associado à transferência de calor entre a}$$

superfície do volume de controle a uma temperatura T_j e o meio ambiente a uma temperatura T_0 .

$\frac{dEx}{dt}$: Taxa de variação da exergia no tempo. Se, em particular, todos os casos

envolvem regime permanente, este termo é nulo.

Por meio da eficiência exergética é avaliado de uma forma efetiva o rendimento térmico dos sistemas energéticos em geral, pela quantificação do aproveitamento exergético e determinação indireta das irreversibilidades envolvidas no processo. Existem vários critérios de desempenho como é descrito por Kotas (1985). Um deles é a eficiência racional ou de primeiro tipo, definida como:

$$\eta_{exer} = \frac{\textit{Variação_de_exergia_desejada}}{\textit{Consumo_de_exergia_necessaria_processo}} \quad (5.8)$$

Esta definição avalia a eficiência ou rendimento do objetivo do processo, desde que tenha um produto útil definido. Considerando o sistema estudado (ciclo RWI) como volume de controle, a eficiência exergética também denominada eficiência de segunda lei, é expressa como :

$$\eta_{exer} = \frac{Ex_{(31)}}{Ex_{(1)} + Ex_{(14)} + Ex_{(25)}} \quad (5.9)$$

sendo:

$Ex_{(31)}$: Exergia produzida pelo gerador, neste caso energia elétrica.

$Ex_{(1)}$: Exergia do ar de entrada no sistema.

$Ex_{(14)}$: Exergia do combustível - gás natural.

$Ex_{(25)}$: Exergia da água.

5.4 Análise Termodinâmica

Conhecidos os parâmetros de entrada tais como os estados da água, combustível, ar, estimativas iniciais, considerações relativas aos equipamentos, eficiências mecânicas e térmicas e demais características do ciclo, são calculados os estados termodinâmicos dos fluidos nos distintos pontos como as entalpias sensível e total, exergias física e total dos fluxos, ver Anexo I.1 e I.2 e a listagem do programa no Apêndice B. É aplicada a metodologia utilizada por Walter e Llagostera (1995).

Na análise efetuada a condição básica de operação do ciclo corresponde aos parâmetros apresentados na Tabela 5.1, sendo a pressão atmosférica 101,0 (kPa), a temperatura ambiente 15 °C e a umidade relativa de 60 %. Para essa condição a eficiência do ciclo calculada com base na Primeira Lei da Termodinâmica foi 0,5399, enquanto a calculada com base na Segunda Lei foi 0,5119.

Tabela 5.1.- Principais parâmetros de operação do ciclo.

Relação ar/combustível (base massa)	31,01
Relação de pressões (Rps-L)	3,48
Relação de pressões (Rps-H)	9,51
Eficiência isentrópica compressor L	0,88
Eficiência isentrópica compressor H	0,88
Trabalho específico compressor L (kJ/kg de ar)	141,12
Trabalho específico compressor H (kJ/kg de ar)	307,59
Eficiência isentrópica turbina H	0,85
Eficiência isentrópica turbina L	0,85
Temperatura na entrada da turbina (TIT) (°C)	1500
Trabalho específico turbina H (kJ/kg entrada)	457,38
Trabalho específico turbina L (kJ/kg entrada)	717,70
Câmara de combustão (kJ/kg entrada)	1314,22
Potência líquida total (MW)	40,0
Ar necessário (kg/s)	56,30
Eficiência do ciclo (1ª Lei)	0,5399
Eficiência do ciclo (2ª Lei)	0,5119

Para essa condição básica também foram calculadas as irreversibilidades termodinâmicas e a eficiência exergética ou eficiência racional, dos diversos componentes do ciclo. Os valores obtidos são apresentados Anexo I.4 e a listagem do programa no Apêndice C.

5.4.1 Análise Termodinâmica com R_{ps-L} variável e β constante

É importante o estudo das relações de pressão nos compressores, já que tecnologicamente podem atingir limites elevados. Foi estudado o efeito da variação da relação de pressões do compressor de baixa, mantendo-se constante a relação total de pressões β igual a 33, com o objetivo de analisar a sua influência sobre o desempenho do ciclo. A Figura 5.1 apresenta o comportamento das eficiências térmicas de Primeira e de Segunda Leis da Termodinâmica em função da variação da relação de pressões do compressor de baixa (R_{ps-L}). Foram estudados casos com $TIT=1200^{\circ}C$ e $TIT=1500^{\circ}C$.

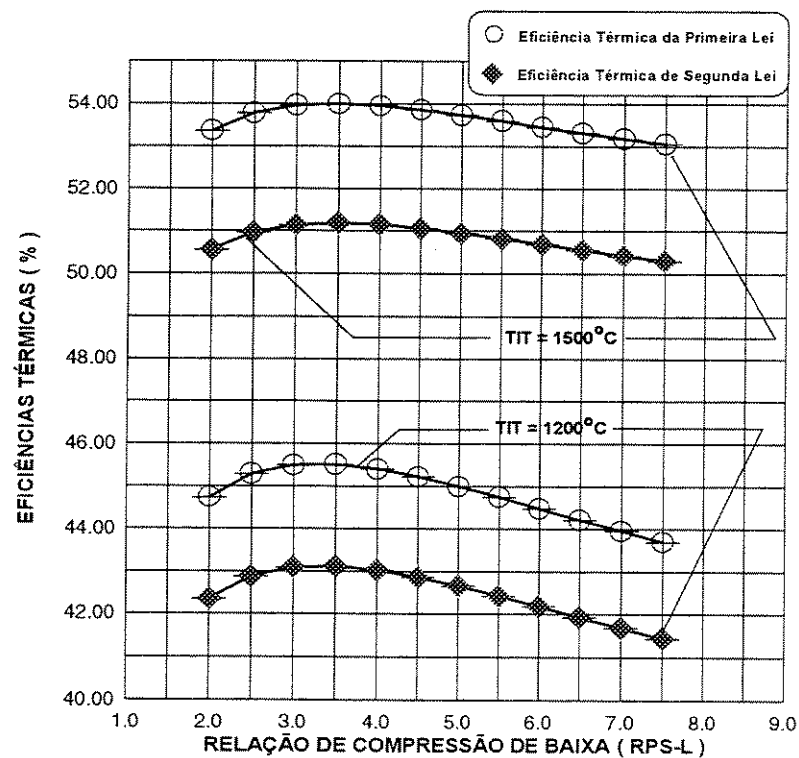


Figura 5.1.- Eficiências térmicas de Primeira e de Segunda leis em função de R_{ps-L} .

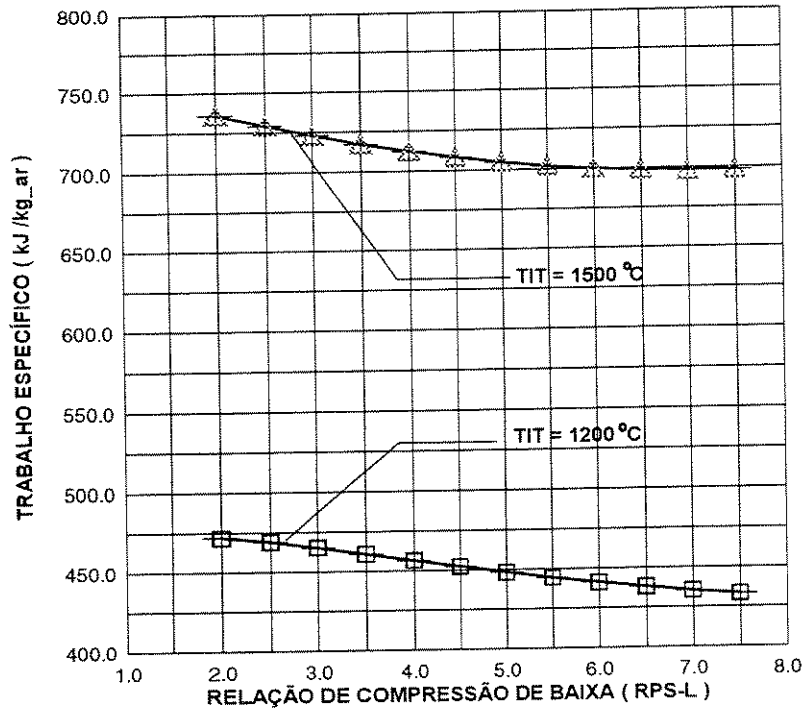


Figura 5.2.- Trabalho específico do ciclo em função de Rps-L.

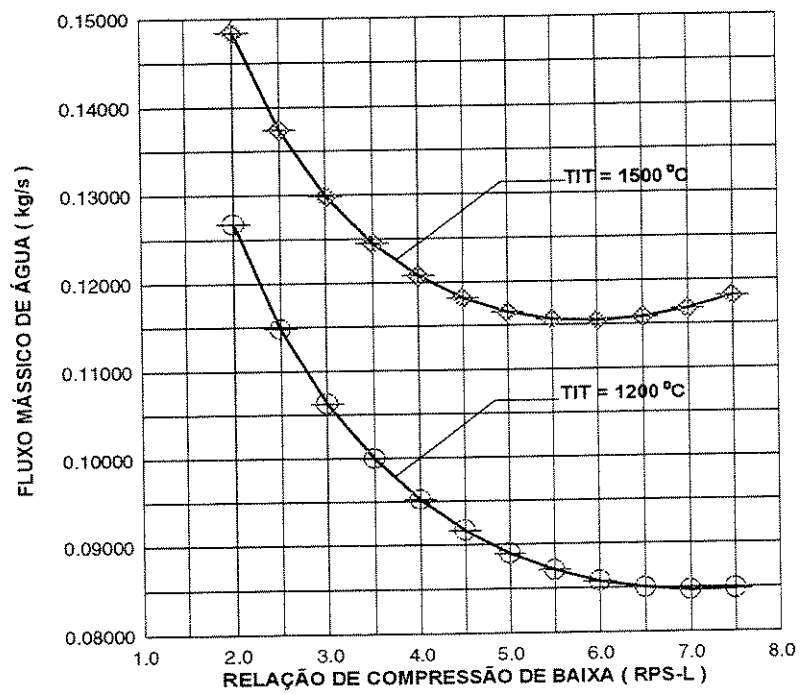


Figura 5.3.- Fluxo mássico de água em função de Rps-L.

A variação do Rps-L está na faixa de 2 até 7,5, para todos os casos. As eficiências máximas de Primeira e Segunda leis do ciclo foram obtidas para Rps-L próximo a 3,5. A eficiência de segunda lei é menor, devido às irreversibilidades e às exergias dos fluxos de entrada no sistema ar, água e combustível em concordância com a definição da equação 5.9.

Na Figura 5.2 pode-se observar o comportamento do trabalho específico do sistema definido com as condições dadas para os casos de TIT igual a 1200 °C e 1500 °C, sendo que à medida em que o valor de Rps-L aumenta, o trabalho específico diminui.

O fluxo de água necessário para satisfazer as condições de operação do ciclo varia de acordo com a Figura 5.3. Se a relação de compressão aumenta, o fluxo de água necessária diminui, mas somente até um valor de Rps-L em torno de 7 para TIT igual a 1200 °C, e em torno de 5,5 para TIT igual a 1500 °C, após esses valores o fluxo de água necessário aumenta.

5.4.2 Análise Termodinâmica com TIT variável

No capítulo 3 foram mencionados os avanços tecnológicos no resfriamento e nos materiais que podem permitir elevados níveis na temperatura de entrada na turbina. Para a análise seguinte foi considerada TIT desde 1200°C até 1500°C.

A análise termodinâmica com TIT variável permite visualizar o efeito e sensibilidade sobre o desempenho térmico do sistema RWI. A Figura 5.4 apresenta o comportamento da eficiência térmica do ciclo, tanto da Primeira lei como da Segunda lei, em função da temperatura de entrada na turbina (TIT), em uma faixa utilizada na tecnologia atual de turbinas a gás. Como esperado, o rendimento térmico do ciclo aumenta com a elevação da temperatura de entrada dos gases na turbina. Pode-se observar um aumento em média de 6 % tanto na eficiência térmica de Primeira lei como da Segunda lei para cada 100°C de aumento na TIT.

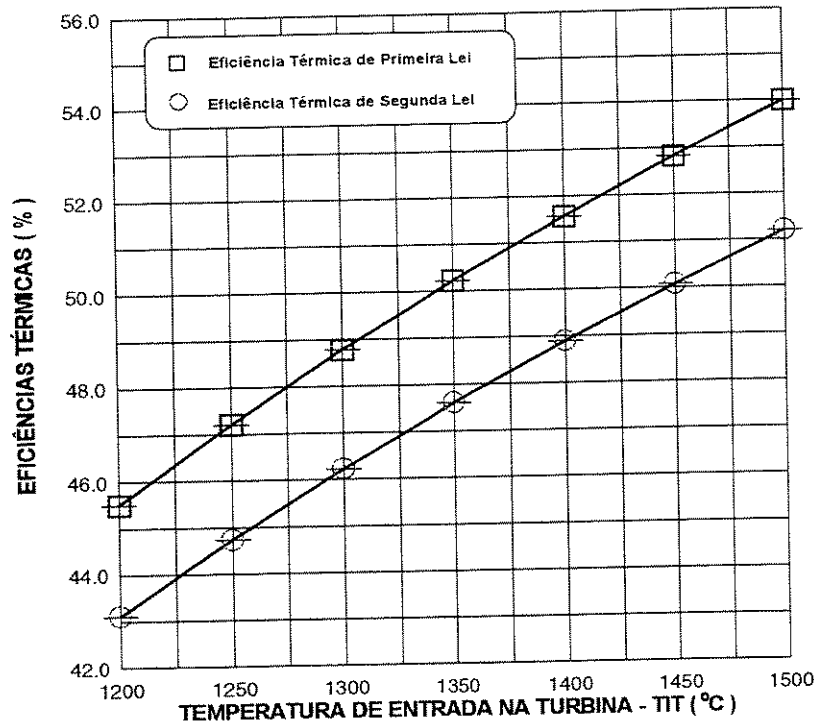


Figura 5.4.- Eficiências térmicas em função de TIT.

A figura 5.5 mostra o comportamento do trabalho específico em função da TIT, a cada 50 °C de aumento da TIT o trabalho aumenta em uma faixa de 41 a 44,5 (kJ/kg_ar), e os valores dos deltas aumentam à medida que a TIT também aumenta. Pode-se prever a tendência como função parabólica crescente da potência com TIT maiores, portanto espera-se considerável aumento de trabalho com elevados valores de TIT. Assim, para cada 100 °C de aumento de temperatura de entrada na turbina, os resultados mostram que o trabalho específico aumenta 16 % em média.

A figura 5.6 apresenta o comportamento do fluxo mássico da água com a variação da temperatura de entrada na turbina (TIT); notar que com o aumento do TIT o fluxo mássico também aumenta, aproximando-se a uma função parabólica crescente; assim, como no caso anterior, se espera obter valores cada vez mais elevados de fluxo mássico com valores maiores de TIT. Pode-se prever uma média de 8 % de aumento do fluxo mássico a cada 100 °C da TIT. Na Tabela 5.2 mostra-se um resumo das diferenças (deltas) das variáveis estudadas mencionadas nas Figuras 5.4, 5.5 e 5.6.

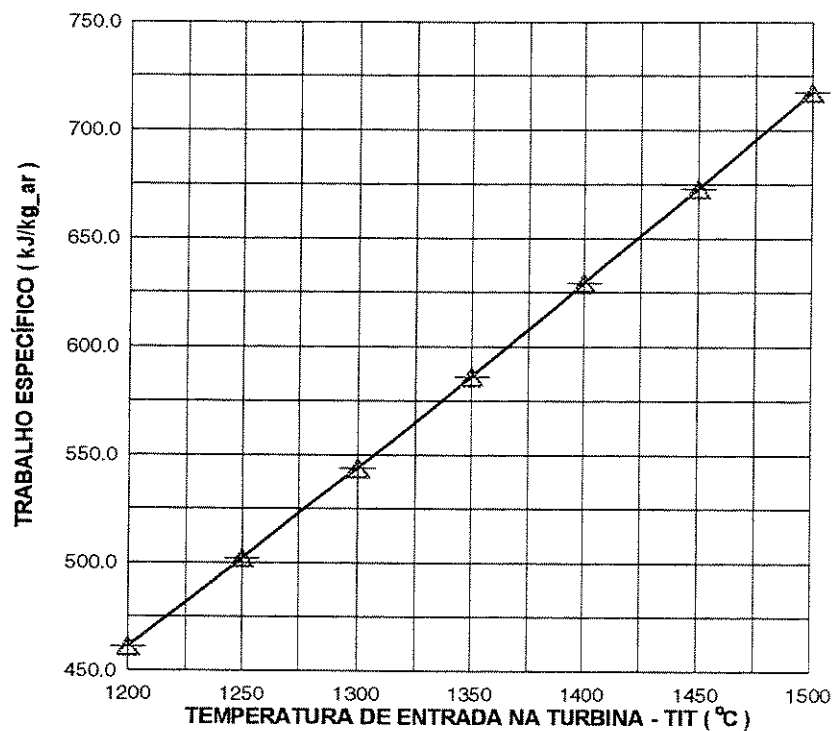


Figura 5.5.- Trabalho específico em função de TIT.

Em referência ao comportamento dos deltas das eficiências da Primeira e Segunda leis pode-se prever que o acréscimo seja decrescente com o aumento constante da TIT, pois estas eficiências aumentam, mas numa razão cada vez menor. Para o caso da potência e fluxo mássico os deltas aumentam cada vez mais com a variação do TIT.

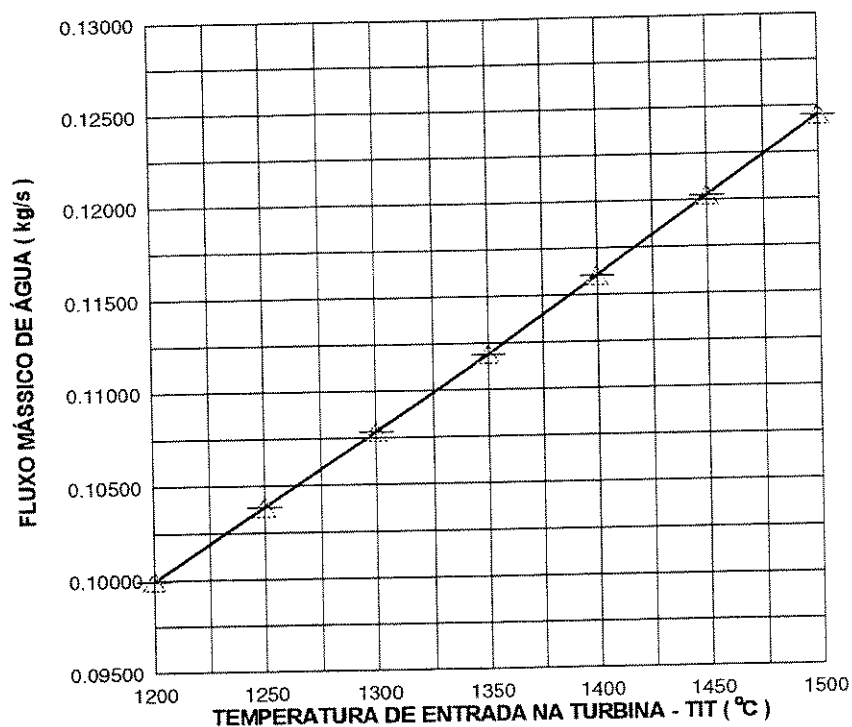


Figura 5.6.- Fluxo mássico da água em função de TIT.

Tabela 5.2.- Resumo dos deltas - diferenciais das variáveis : eficiências de Primeira e Segunda leis, potência e fluxo mássico de água.

$\Delta TIT (^{\circ}C)$	$\Delta Efic_exer(\%)$	$\Delta Efic_th(\%)$	$\Delta Wt_L(kW/kg_ar)$	$\Delta m[25] (kg/s)$
1250 - 1200 = 50	1,618	1,701	41,071	0,003898
1300 - 1250 = 50	1,491	1,567	41,707	0,003984
1350 - 1300 = 50	1,380	1,450	42,381	0,004063
1400 - 1350 = 50	1,280	1,345	43,063	0,004135
1450 - 1400 = 50	1,194	1,254	43,792	0,004204
1500 - 1450 = 50	1,114	1,171	44,545	0,004271

5.4.3 Análise Termodinâmica com β variável

Aqui é apresentada uma extensão da primeira análise feita com Rps-L variável com β constante, estendida para um estudo com β variável. O objetivo é ter um panorama mais amplo, expandindo o enfoque da análise ao estudo no comportamento do sistema com β variável, considerando oito casos na faixa entre 18 até 42.

Foram elaborados diversos gráficos, calculando para cada β um valor correspondente de eficiência térmica da Primeira lei máxima mais próxima, variando a Rps-L, a este valor “máximo” de eficiência térmica de Primeira lei, está associado um trabalho específico correspondente.

Um gráfico interessante é apresentado na figura 5.7 no qual a eficiência térmica varia como função do trabalho específico, considerando uma TIT igual a 1500°C para todos os casos e mantendo constantes as demais variáveis.

Uma linha curva delineada por estos pontos mostra um comportamento crescente até atingir um valor máximo de eficiência de primeira lei, que corresponde a $\beta=24$ e a partir deste ponto a linha curva decresce.

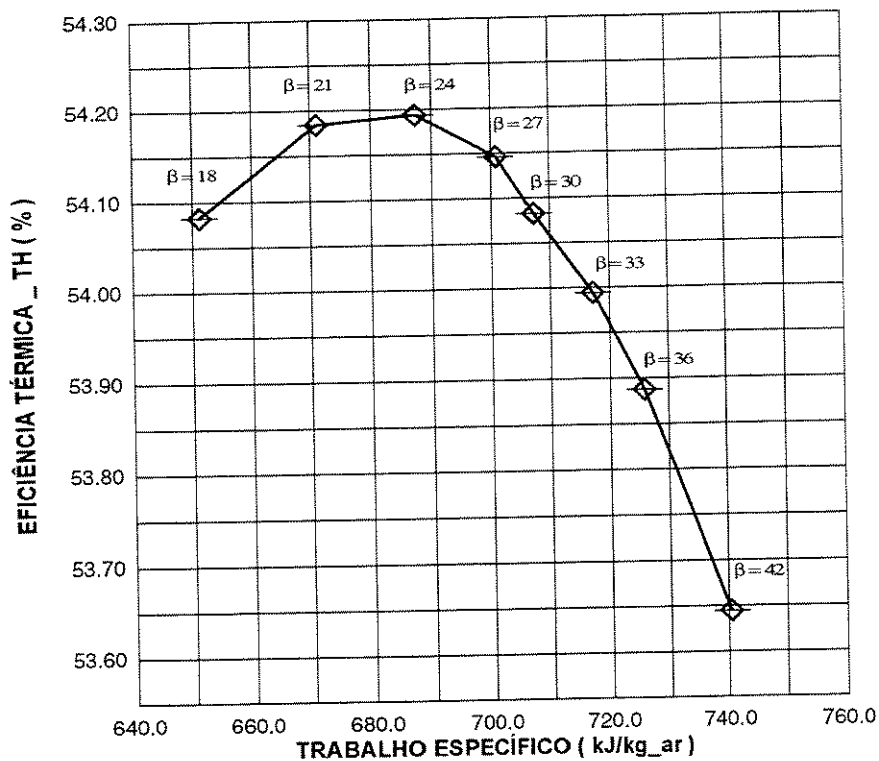


Figura 5.7.- Eficiência térmica em função do trabalho específico

Similar comportamento apresenta a eficiência exergética como função do trabalho específico, como se pode constatar na figura 5.8, e o valor máximo desta eficiência exergética também corresponde a $\beta=24$.

Cabe mencionar que em intervalos iguais de variação de β três, as eficiências exergéticas crescem progressivamente até atingir o valor máximo. A partir daí as eficiências decrescem bruscamente. Este fato acontece também no caso anterior.

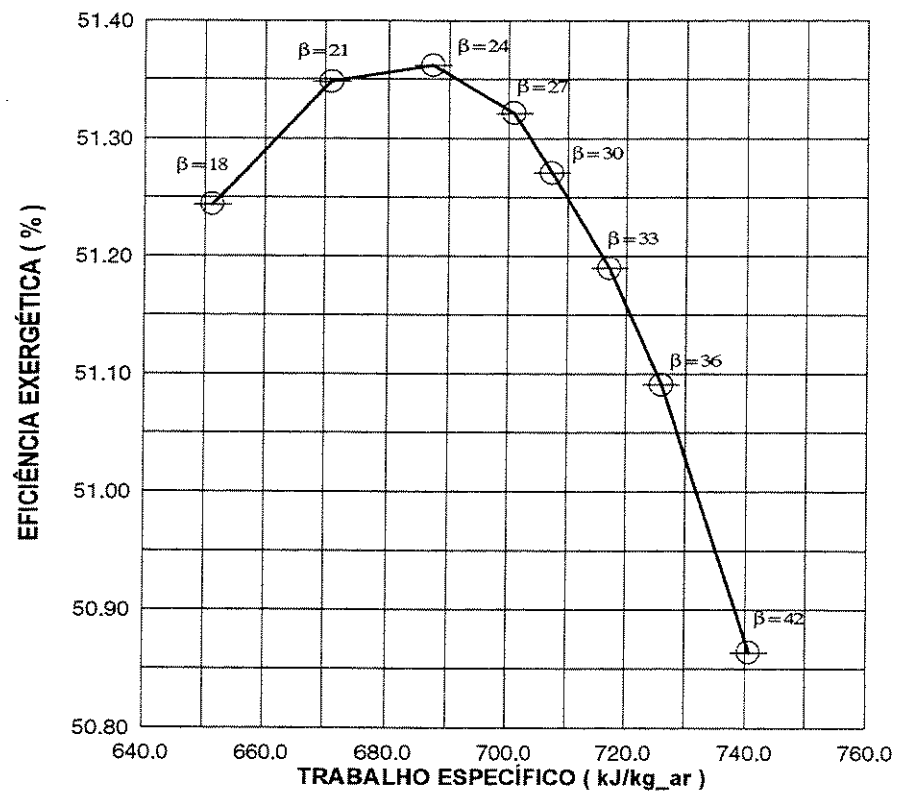


Figura 5.8.- Eficiência exergetica em função do trabalho específico

5.4.4 Análise Termodinâmica com β variável na faixa de Rps-L 3 até 4,5

Como pode ser observado na figura 5.1 as eficiências térmica e exergética máximas são encontradas na faixa de Rps-L igual a 3 até 4, isto considerando o caso de um sistema com relações de pressões com β constante igual a 33 e TIT igual a 1500°C. Este fato é também observado na análise anterior com beta variável. Para uma observação mais detalhada são calculados os parâmetros de análise variando o β dentro da faixa mencionada.

Foi desenvolvido um programa computacional que calcula os parâmetros de desempenho sob estas condições. Na figura 5.9 visualiza-se o comportamento da eficiência térmica da Primeira lei, variando β entre 18 e 42, para os valores de Rps-L iguais a 3, 3,5, 4 e 4,5, e pode-se observar que a eficiência térmica de Primeira lei máxima, para os casos considerados, acontece com uma Rps-L=3 para os três primeiros valores de β , e com Rps-L=3,5 para os demais valores de β .

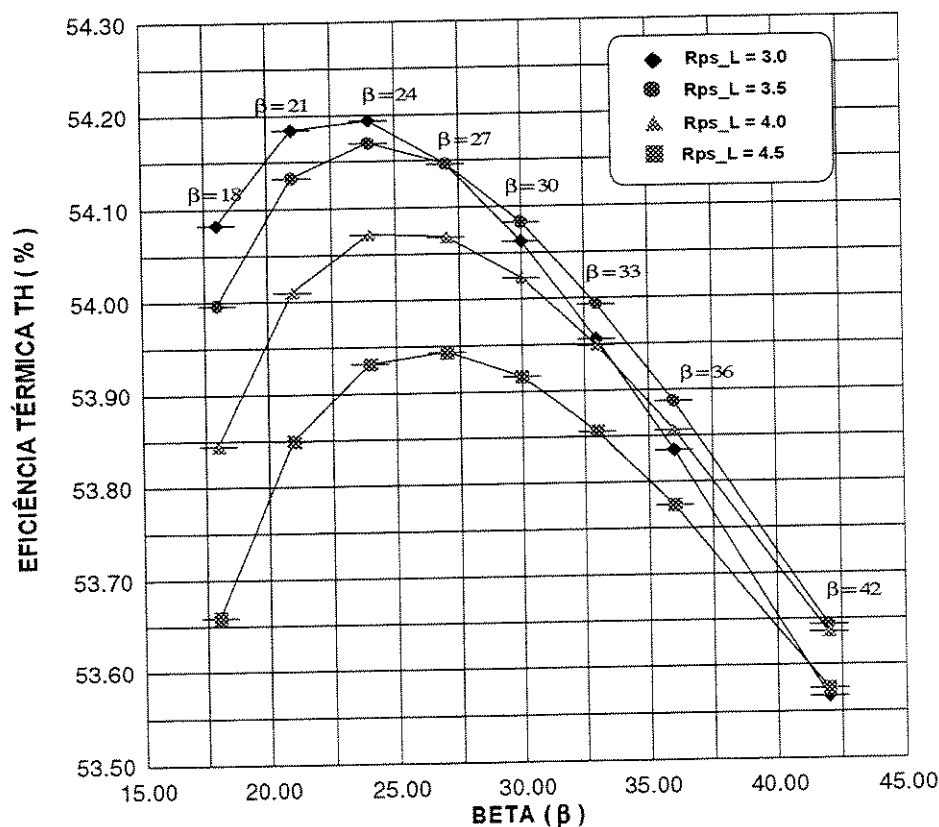


Figura 5.9.- Eficiência térmica em função de β , para Rps-L de 3, 3,5, 4 e 4,5

A eficiência exergética tem um comportamento similar ao da eficiência térmica de Primeira lei, com valores máximos nos mesmos R_{ps-L} observados anteriormente. Este comportamento é apresentado na figura 5.10.

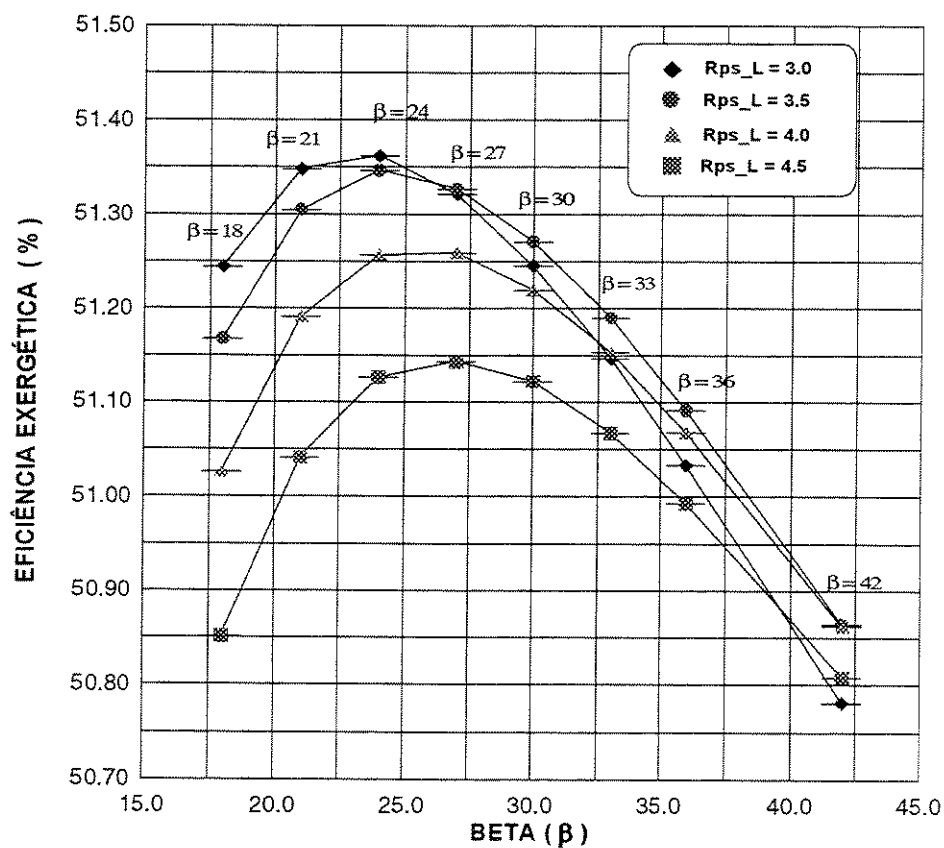


Figura 5.10.- Eficiência exergética em função de β para várias R_{ps-L}

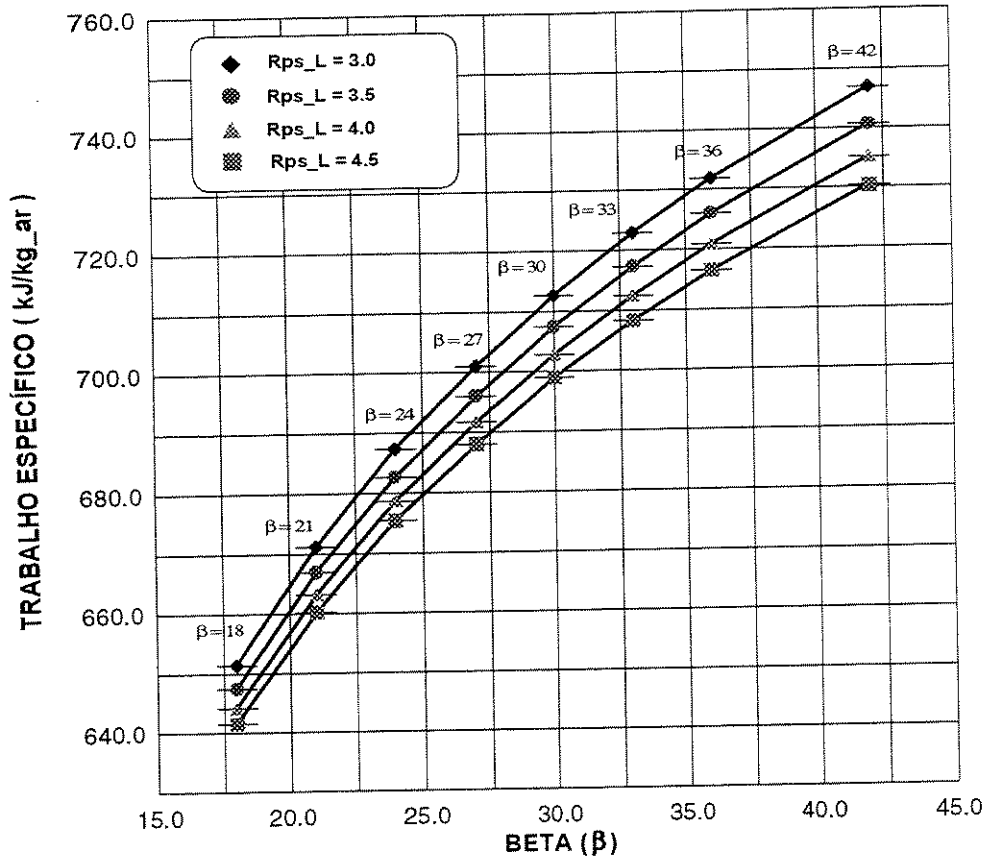


Figura 5.11.- Trabalho específico em função de β para várias Rps_Ls

Com referência à evolução do trabalho específico para os distintos β 's considerados, o mesmo pode ser visualizado na figura 5.11. A função descrita é aproximadamente de ordem potencial crescente e o trabalho específico cresce à medida que o Rps-L decresce para cada valor de β .

É importante destacar que, para valores de Rps-L menores, a potência do compressor de baixa é menor, mas a potência do compressor de alta é muito maior, pelo aumento do Rps-H, porque a b é constante em cada caso, resultando finalmente uma potência maior na turbina geradora de gases. Pela configuração do sistema e para este caso de estudo com Rps-L menores, a temperatura e fluxo mássico do fluido de trabalho de entrada na turbina de baixa é maior, gerando assim potências também maiores.

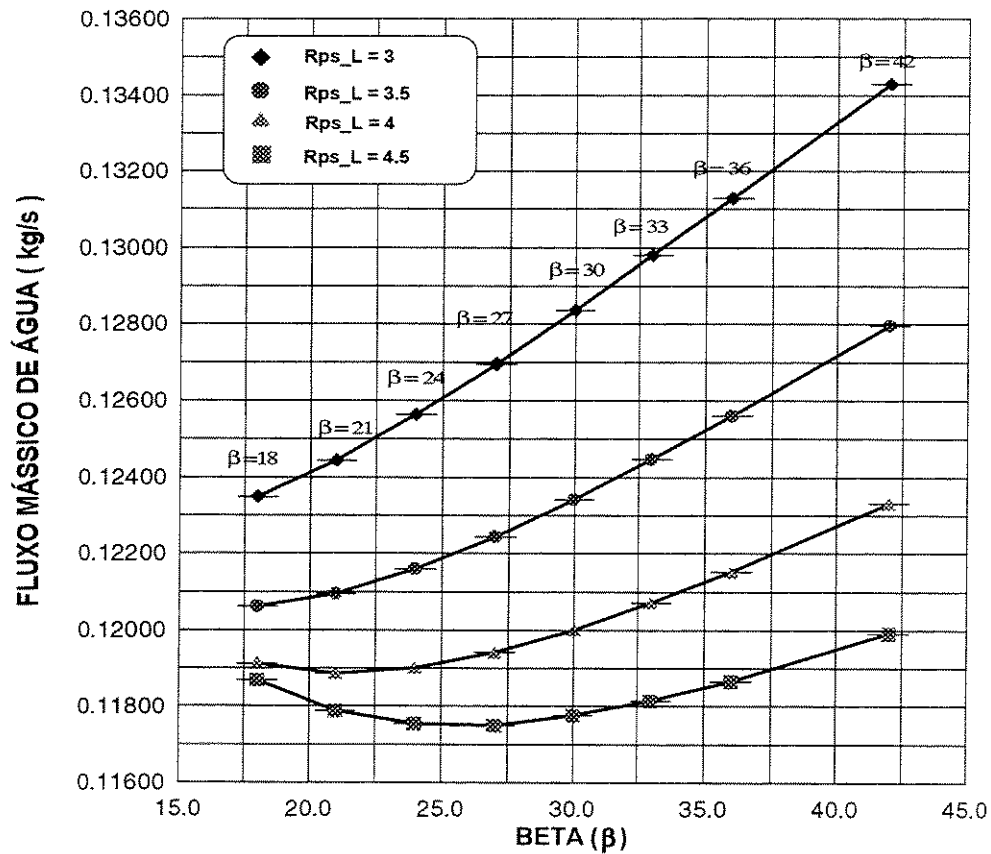


Figura 5.12.- Fluxo mássico em função de β para várias Rps_L

A elevação da potência com o aumento de β apresentada na figura 5.11, é produzida pelo aumento do fluxo de água de consumo, como é apreciado na figura 5.12. É interessante enfatizar que com Rps-L menores o fluxo mássico é maior. Pode-se concluir que o fluxo mássico é inversamente proporcional a Rps-L.

O comportamento das curvas é devido ao aumento da temperatura e pressão do ar na saída no compressor de alta (HPC) causada pela elevação da Rps-H, quando a Rps-L diminui. Como a pressão de entrada da água no misturador principal é constante, é requerido maior fluxo na água para saturar este ar com temperatura e pressão elevadas, resultando desta mistura ar saturado com menor temperatura e pressão.

5.4.5 Análise Termodinâmica variando as Eficiências Isentrópicas dos Compressores e Turbinas

Foi efetuada outra análise do comportamento e desempenho do sistema por meio da determinação da variação dos parâmetros: eficiência térmica de Primeira Lei, trabalho específico e fluxo mássico de água, com a mudança das eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas. Verifica-se assim a sensibilidade em relação a esses parâmetros e seus efeitos sobre o sistema. Foram tratados vários casos de análise com o objetivo de ter uma apreciação mais ampla.

É importante lembrar que nos processos tanto de compressão como de expansão, ocorrem irreversibilidades inerentes aos processos reais. A eficiência isentrópica tem sua origem nas perdas de natureza interna aos processos. Em turbinas e compressores reais pode-se assumir que operem adiabaticamente, mas não isentrópicamente (entropia constante), o que se traduz em perda de eficiência, e elevação relativa da temperatura do fluido na saída do componente, como é representado na Figura 5.13.

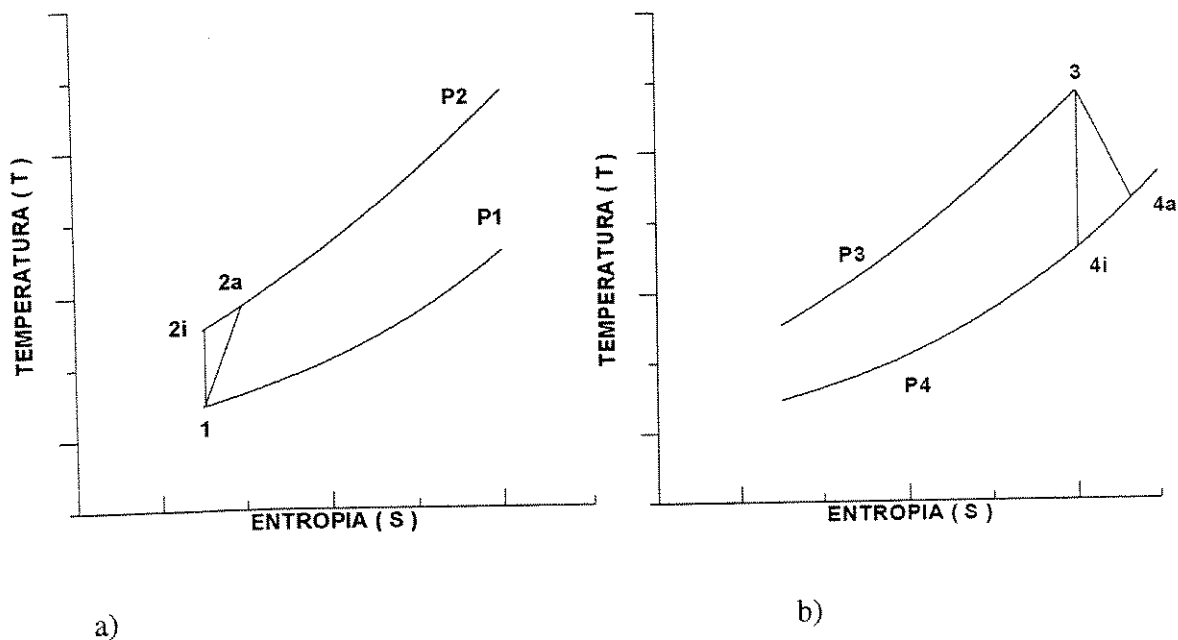


Figura 5.13.- Diagrama T-S mostrando a variação isentrópica e real dos processos de
a) Compressão b) Expansão

A eficiência isentrópica do compressor é a razão de trabalho isentrópico de compressão com o trabalho real de compressão total.

$$\eta_{COMP} = \frac{W_{ISENTROPIC}}{W_{REAL}} = \frac{{}_1W_{2i}}{{}_1W_{2a}} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (5.10)$$

A eficiência isentrópica da turbina é a razão de trabalho real da turbina dividida pelo trabalho isentrópico da turbina:

$$\eta_{TURB} = \frac{W_{REAL}}{W_{ISENTROPIC}} = \frac{{}_3W_{4a}}{{}_3W_{4i}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4i}} \quad (5.11)$$

No trabalho de Utgikar (1995) consideram-se os valores de 89 % nas eficiências isentrópicas das turbinas (geradoras de gases e potência específica) e para a eficiência isentrópica dos compressores um valor de 87 %. Com referência à eficiência mecânica dos compressores e turbinas esse autor adota um valor de 99 %.

Outros autores trabalham com a eficiência politrópica (η_p) que é à eficiência isentrópica de um de estágio, quando o compressor ou turbina apresentam um numero determinado de estágios. Esta eficiência politrópica é constante através de todo o processo. Chiesa et al. (1995) trabalham com a seguinte equação, aplicada aos compressores:

$$\eta_p = \eta_{p\infty} [1 - 0,07108 \log_{10} 2(SP)] \text{ se } SP < 1 \quad (5.12)$$

$$\eta_p = \eta_{p\infty} \text{ se } SP \geq 1 \quad (5.13)$$

sendo:

$$\eta_{p\infty} = 0,905$$

$$SP = V^{0,5} / \Delta i_{45}^{0,25}$$

V: Vazão volumétrica de ar (m³/s).

Δi : Salto entálpico = 27 kJ/kg para todos os estágios.

E para o caso das turbinas:

$$\eta_p = \eta_{p\infty} [1 - 0.02688 \log_{10} 2(SP)] \text{ se } SP < 1 \quad (5.14)$$

$$\eta_p = \eta_{p\infty} \text{ se } SP \geq 1 \quad (5.15)$$

onde:

$$\eta_{p,\infty} = 0,89$$

Para o presente trabalho, em particular para o presente estudo de caso, considerando os dados dos distintos autores, foram adotadas as seguintes eficiências isentrópicas:

$$\eta_{ISENT_COMP-L} = 0,88 \quad (5.16)$$

$$\eta_{ISENT_COMP-H} = 0,88 \quad (5.17)$$

$$\eta_{ISENT_TURB-H} = 0,85 \quad (5.18)$$

$$\eta_{ISENT_TURB-L} = 0,85 \quad (5.19)$$

Em relação às eficiências mecânicas foi adotado um valor de 99 % para os quatro componentes.

O primeiro caso estudado foi baseado no sistema (RWI) considerando as seguintes situações: uma com o sistema base com características já estabelecidas, isto é, com eficiências isentrópicas definidas nas equações 5.16 até 5.19, e a outra situação com as eficiências isentrópicas do compressor e turbinas iguais a 100 %. Para tal efeito foi utilizado o programa computacional modelado que determina a eficiência térmica de Primeira lei, trabalho específico e fluxo mássico de água no sistema, com os parâmetros fixos de TIT, relação de compressão constante (β), temperatura e pressão do meio ambiente e as condições de trabalho de cada componente.

Os resultados são apresentados em um gráfico, figura 5.14, onde a diferença entre as eficiências de Primeira lei do sistema base e as do sistema ideal ($\eta_{\text{ISENT}} = 100 \%$) é claramente identificada. Pode-se observar a similaridade na evolução das curvas em ambos os casos. Observa-se uma diferença de aproximadamente 9 pontos entre as eficiências térmicas máximas nas duas situações. A eficiência térmica de Primeira lei do sistema idealizado é mais elevada, por exemplo, que a eficiência térmica do ciclo combinado e de ciclos HAT apresentados por (Gallo, 1997).

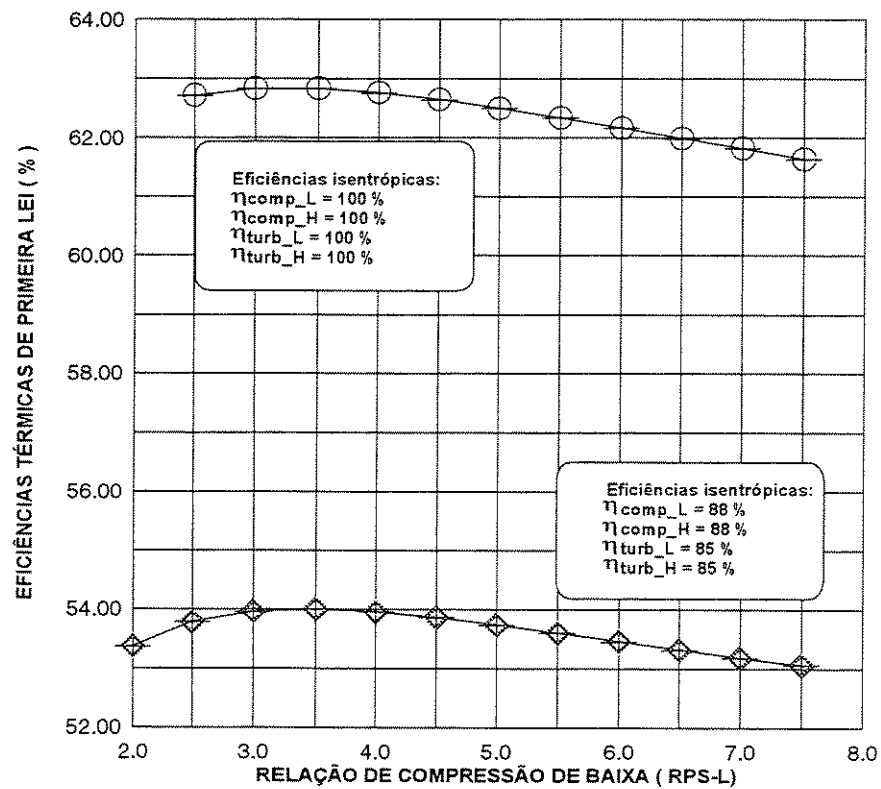


Figura 5.14.- Diagrama das eficiências térmicas de Primeira lei do sistema base - ciclo RWI, e do ciclo “ideal” com 100 % nas eficiências isentrópicas.

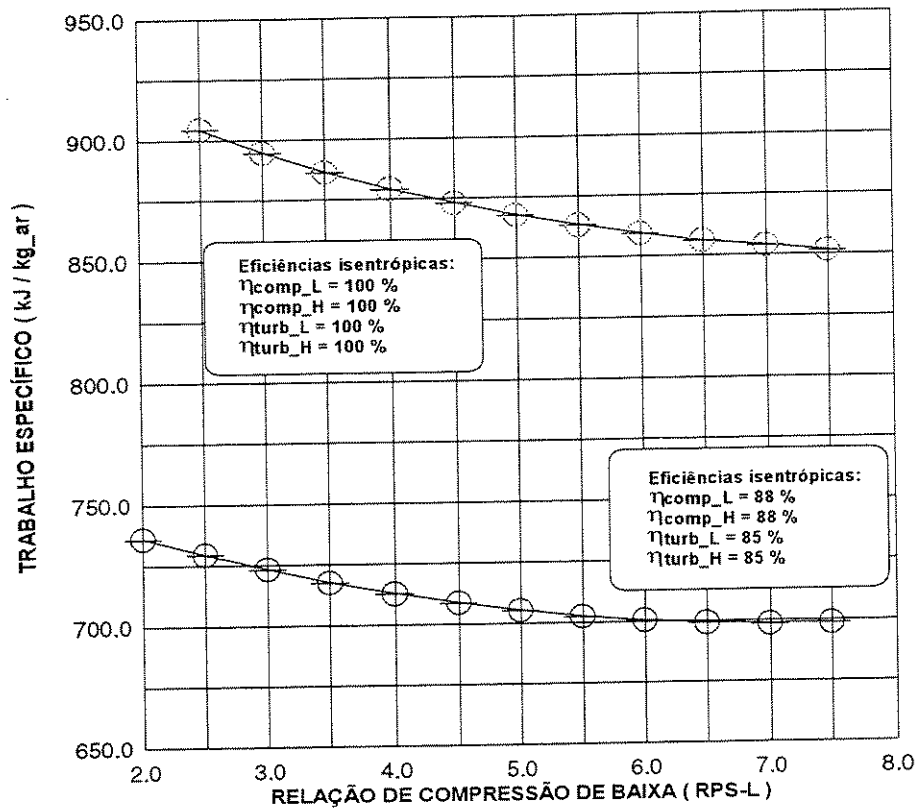


Figura 5.15- Diagrama do trabalho específico do sistema base - ciclo RWI e ciclo “ideal” com 100 % nas eficiências isentrópicas.

Também é apresentada num gráfico a variação do trabalho específico em ambos os casos estudados. Como é esperado, quanto menores as irreversibilidades, o sistema produzirá maior trabalho específico, e como no caso anterior, as curvas representadas são semelhantes. Fazendo uma comparação com o trabalho específico do ciclo RWI real, sistema base de estudo, e o ciclo “ideal” ($\eta_{\text{isent}}=100\%$), para a mesma relação de compressão de baixa ($R_{\text{ps-L}}=3,5$), a diferença é de 158 (kJ/kg_ar), ou seja, 23,5 % menor que o ciclo ideal. É identificada a relação inversa do trabalho específico como função da relação de compressão.

Para a análise do fluxo mássico de água para as duas variações estudadas é apresentado um outro gráfico, figura 5.16.

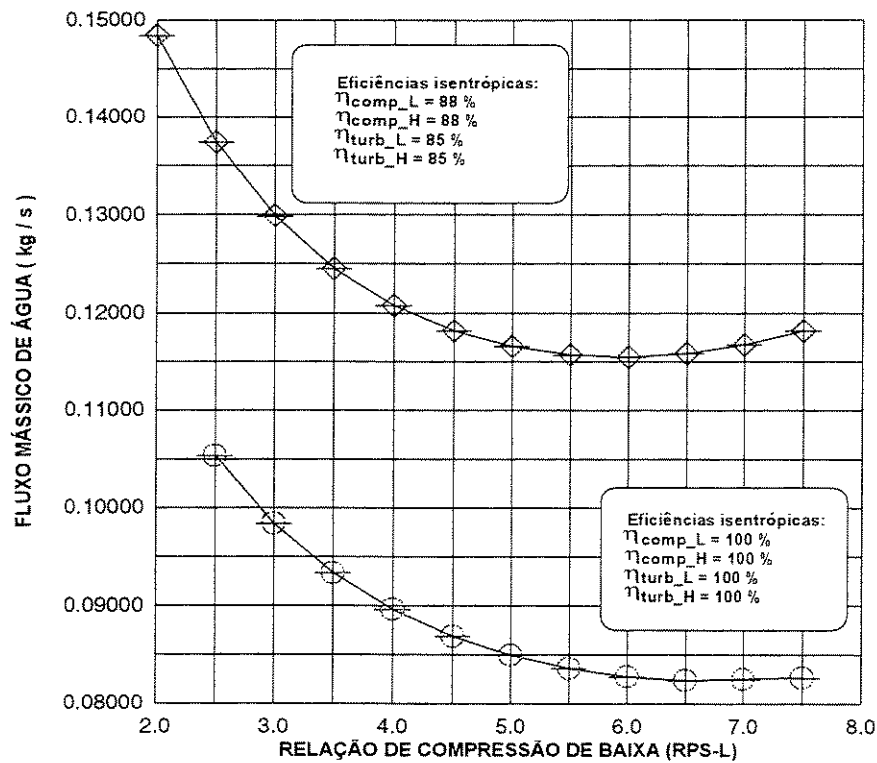


Figura 5.16- Diagrama do fluxo mássico de água com eficiências isentrópicas do ciclo RWI e do ciclo ideal ($\eta_{ISENT} = 100\%$).

Tomando em consideração a relação de compressão de baixa igual a 3,5, para a qual a eficiência térmica do ciclo RWI obtida foi máxima, pode-se comparar o fluxo mássico de água entre os dois casos considerados. O ciclo RWI real demandou um valor de 1,33 vezes o fluxo mássico demandado pelo ciclo ideal.

Para apreciar mais amplamente às variações das irreversibilidades internas definidas pelas eficiências isentrópicas, são apresentados vários casos, considerando-se as eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas com valores de 100%, 95 %, 90 %, 85 % e 80 %. Os parâmetros de comparação são novamente a eficiência térmica de Primeira lei, trabalho específico e fluxo mássico de água. A variação é feita com respeito à relação de compressão de baixa (Rps-L), figuras 5.17, 5.18 e 5.19. Para os três casos de estudo a $TIT = 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a $\beta = 33$.

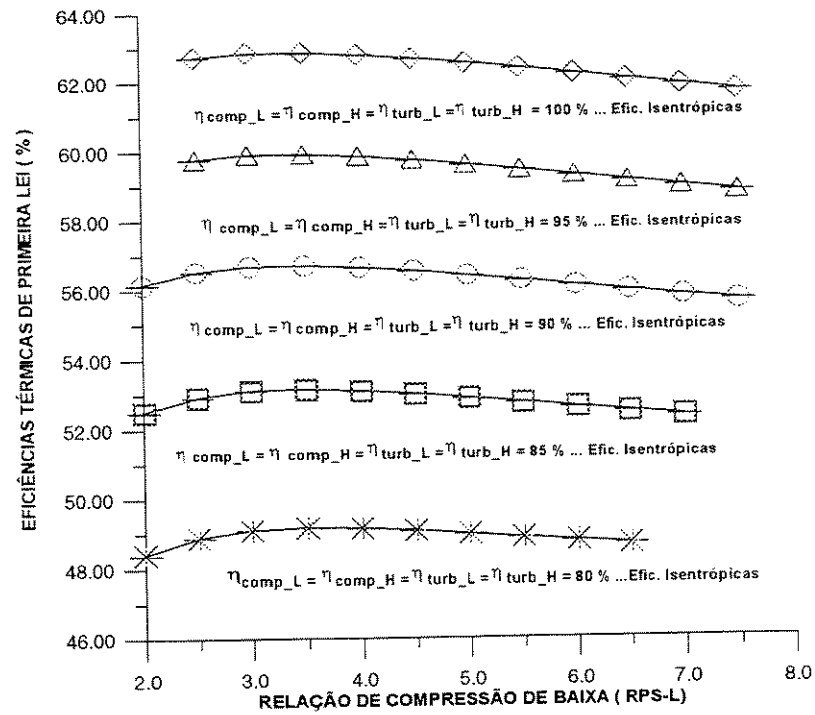


Figura 5.17.- Diagrama das eficiências térmicas de primeira lei de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (Rps-l)

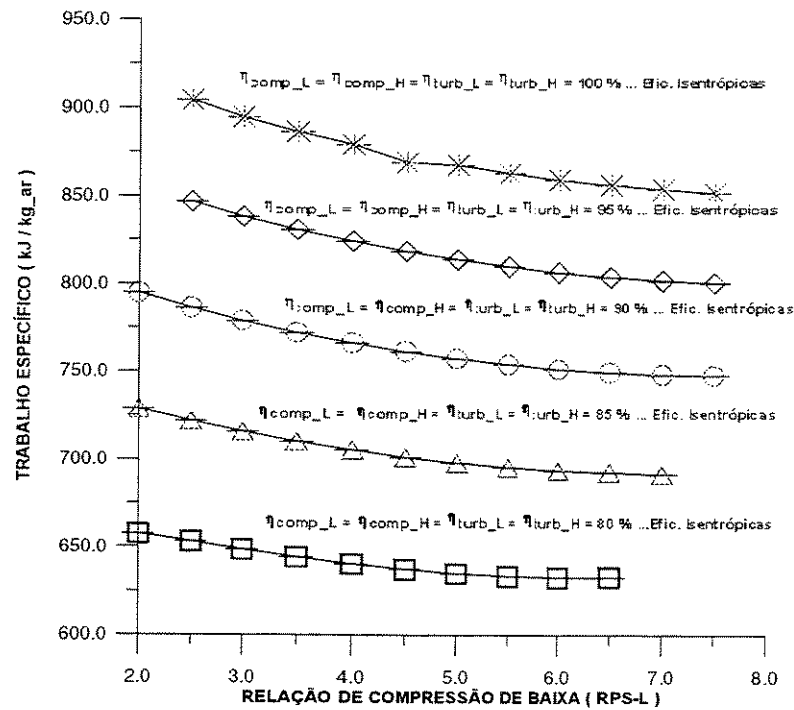


Figura 5.18- Diagrama do trabalho específico de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (Rps-L)

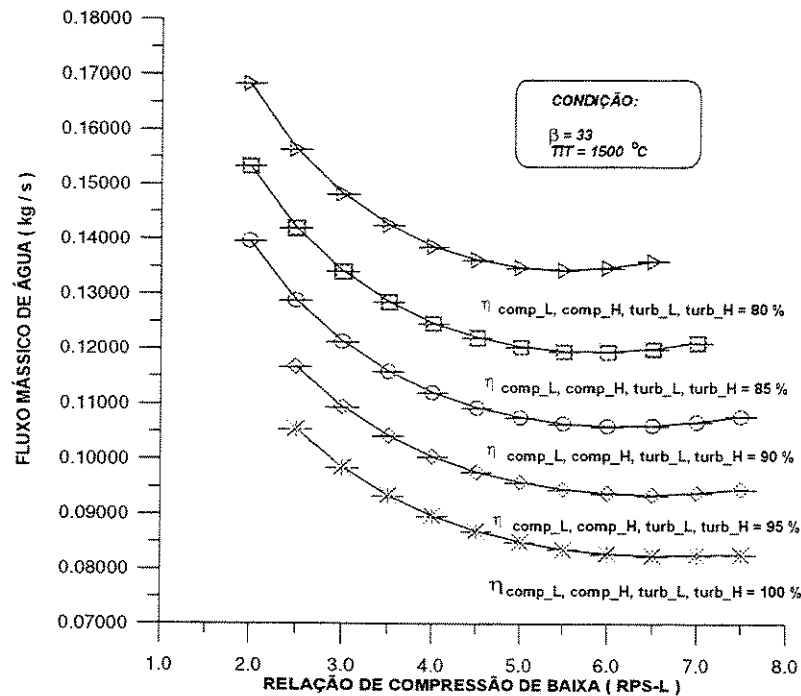


Figura 5.19- Diagrama do fluxo mássico de água de ciclos com distintas eficiências isentrópicas como função da relação de compressão de baixa (Rps-L).

Em todas as figuras pode-se observar a evolução do ciclo a cada 5 pontos de aumento nas eficiências isentrópicas. Continuando com o critério de comparação entre dois casos, considera-se agora os dois extremos, de 80 % (casoA) e 100 % (casoB), existindo uma diferença entre ambas de 13,74 pontos, ou uma porcentagem de 22 % na eficiência térmica de Primeira lei, para uma relação de compressão de baixa de 3,5. No caso do trabalho específico, a diferença é de 242,3 (kJ/kg_ar), ou de outro modo, o caso (A) apresenta um trabalho específico inferior em 37,6 % ao do caso (B). Para a comparação dos fluxos mássicos de água é calculado um quociente, revelando que o fluxo mássico de água do caso(A) é 1,526 vezes superior ao do caso (B).

Além dos casos anteriores apresenta-se um quadro resumo, tabela 5.3, que mostra a sensibilidade na variação dos parâmetros estudados, considerando a diminuição de um ponto nas eficiências isentrópicas de cada um dos componentes, resultando em 16 casos.

Tabela 5.3.- Eficiências de Primeira e Segunda leis, potência e fluxo mássico da água com diminuição de um ponto nas eficiências isentrópicas.

Efic. Isent comp_L	Efic. Isent comp_H	Efic. Isent turb_L	Efic. Isent turb_H	Efic_th (%)	Efic_exer (%)	Wt (kJ/kg_ar)	m_água (kg/s)
0,88	0,88	0,85	0,85	53,992	51,188	717,704	0,124720
0,88	0,88	0,85	0,84	53,855	51,057	714,606	0,125095
0,88	0,88	0,84	0,85	53,675	50,884	710,547	0,125584
0,88	0,88	0,84	0,84	53,538	50,754	707,478	0,125954
0,88	0,87	0,85	0,85	53,818	51,021	716,443	0,125760
0,88	0,87	0,85	0,84	53,679	50,888	713,316	0,126138
0,88	0,87	0,84	0,85	53,501	50,718	709,304	0,126622
0,88	0,87	0,84	0,84	53,363	50,586	706,203	0,126996
0,87	0,88	0,85	0,85	53,883	51,084	716,560	0,124994
0,87	0,88	0,85	0,84	53,745	50,952	713,447	0,125372
0,87	0,88	0,84	0,85	53,566	50,781	709,420	0,125859
0,87	0,88	0,84	0,84	53,429	50,650	706,339	0,126232
0,87	0,87	0,85	0,85	53,709	50,918	715,303	0,126035
0,87	0,87	0,85	0,84	53,569	50,784	712,157	0,126416
0,87	0,87	0,84	0,85	53,392	50,615	708,175	0,126897
0,87	0,87	0,84	0,84	53,254	50,482	705,060	0,127273

5.4.6 Análise Termodinâmica variando a Temperatura e Pressão do Ar de Entrada

Outras variáveis de análise são a temperatura e pressão do ar de entrada no sistema, que inicialmente são fixadas em 288,15 K e 101,00 kPa, respectivamente, para todos os casos anteriormente estudados.

Os fatores ambientais ou, neste caso, as condições de entrada, afetam o desempenho do sistema. As variações de temperatura e pressão que estão implicitamente relacionadas com a densidade e umidade do ar, são fatores que serão analisados em termos de sua influência nos parâmetros de desempenho do ciclo.

A primeira parte da análise é feita considerando a pressão de entrada constante e variando a temperatura de entrada em uma faixa de 273,15 K até 318,15 K, baseados no sistema ciclo RWI com TIT igual a 1500°C e relação de compressão β constante e igual a 33.

Os resultados são observados na figura 5.20, que corresponde às eficiências térmicas de Primeira e Segunda leis da termodinâmica. Pode-se concluir que as eficiências são inversamente proporcionais à temperatura de entrada do ar. Ambas as eficiências decrescem num valor de 0,2 % em média a cada 5 K de aumento.

Na figura 5.21 apresenta-se o desenvolvimento do trabalho específico variando a temperatura de entrada do ar na configuração base. A função gerada mostra um ponto mínimo na temperatura igual a 293,15 K e trabalho específico de 717,7 (kJ/kg_ar).

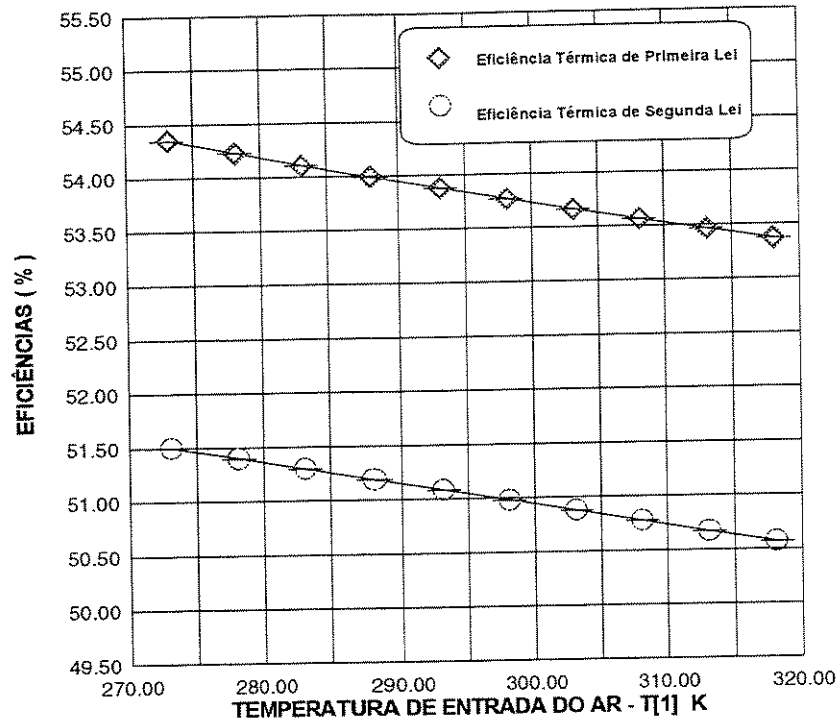


Figura 5.20- Eficiências térmicas de Primeira e Segunda lei como função da temperatura de entrada no sistema T[1] K.

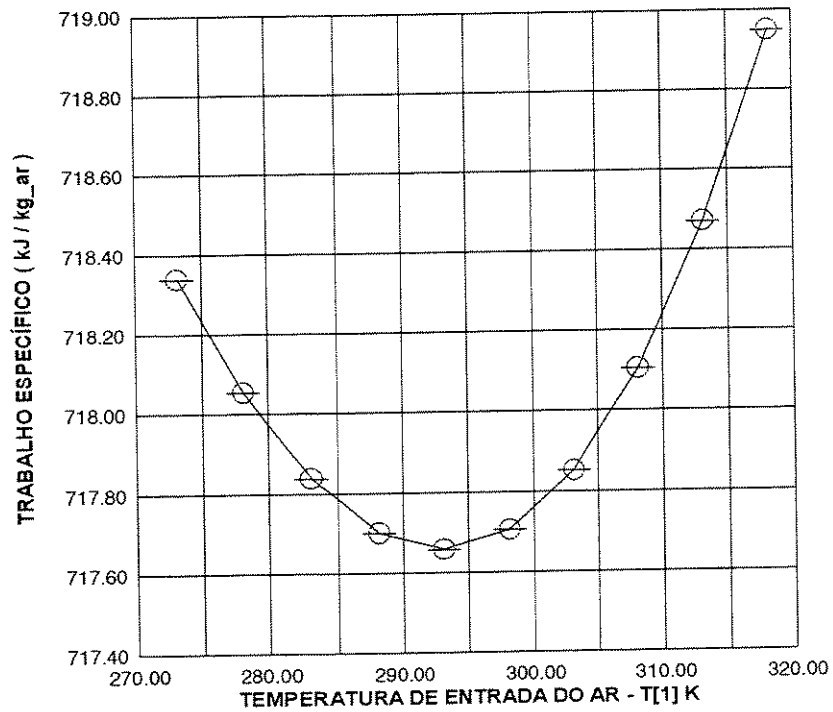


Figura 5.21- Trabalho específico em função da temperatura de entrada no sistema T[1] K.

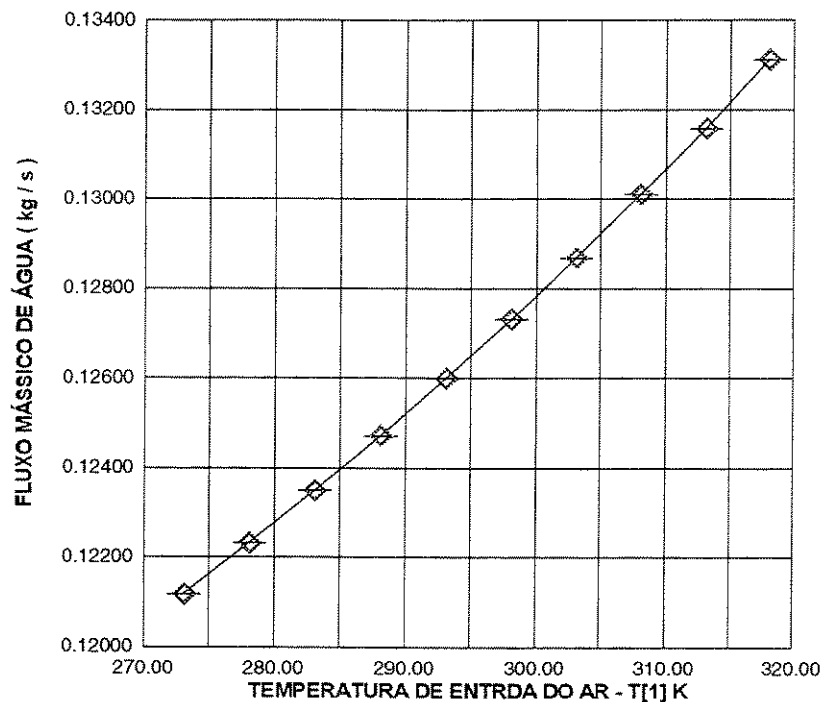


Figura 5.22- Fluxo mássico em função da temperatura de entrada no sistema (K).

Para o caso do fluxo de água, o comportamento apresentado é diretamente proporcional à temperatura de entrada do ar, representada na figura 5.22. Também aqui, a cada 5 K de aumento na temperatura de entrada, o fluxo mássico aumento 1 % em média.

Até agora o sistema base ciclo RWI é estudado considerando a pressão do ar de entrada no sistema no nível do mar. A pressão e temperatura do ambiente diminuem com a altitude. Continuando com a mesma metodologia de análise, são calculados os parâmetros de comparação considerando para cada nível de altura a pressão e temperatura correspondente, de acordo com a atmosfera padrão (U.S Standard Atmospher, Bathie W. pg 446).

A figura 5.23 mostra a variação da eficiência térmica de Primeira lei, e a figura 5.24 a variação do trabalho específico. Pode-se visualizar que a eficiência térmica de Primeira lei e trabalho específico a uma temperatura e pressão dadas, são inversamente proporcionais à altura. A eficiência térmica cai 0,95 %, em média e o trabalho 1,65 %, em média, a cada 500 m de incremento na altitude.

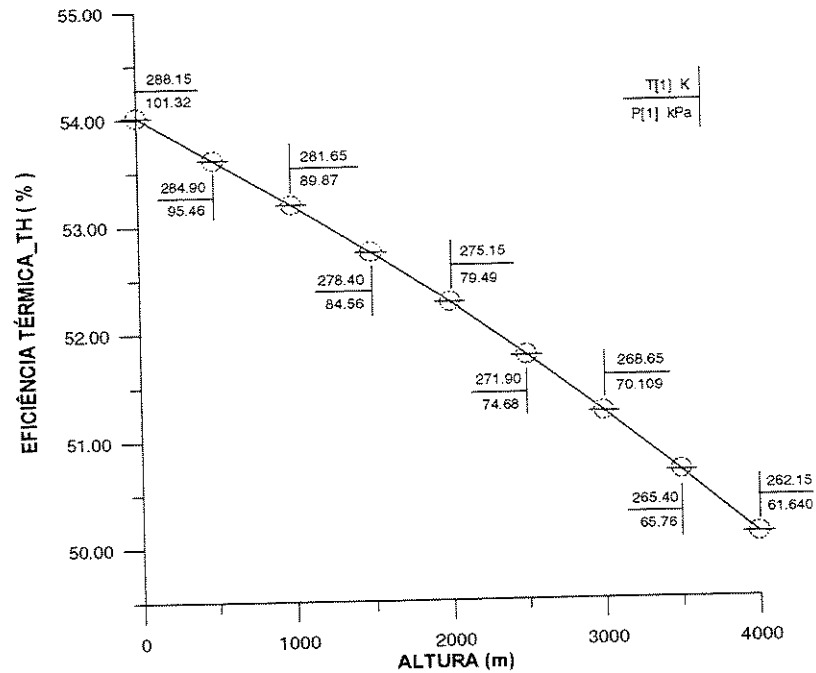


Figura 5.23- Variação da eficiência térmica de Primeira lei como função da altura (m).

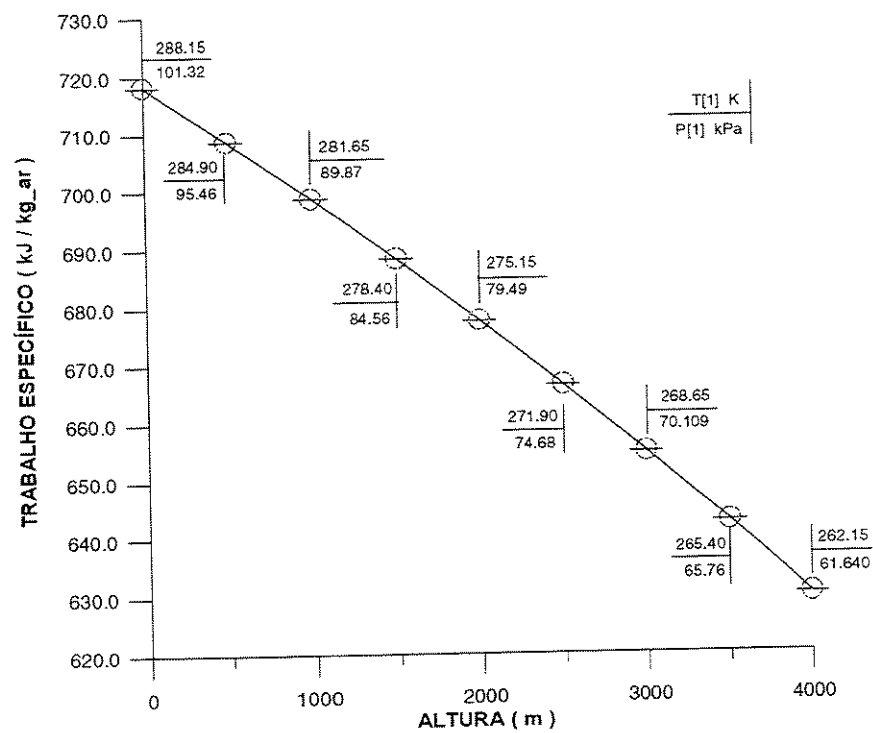


Figura 5.24- Variação do trabalho específico em função da altura (m)

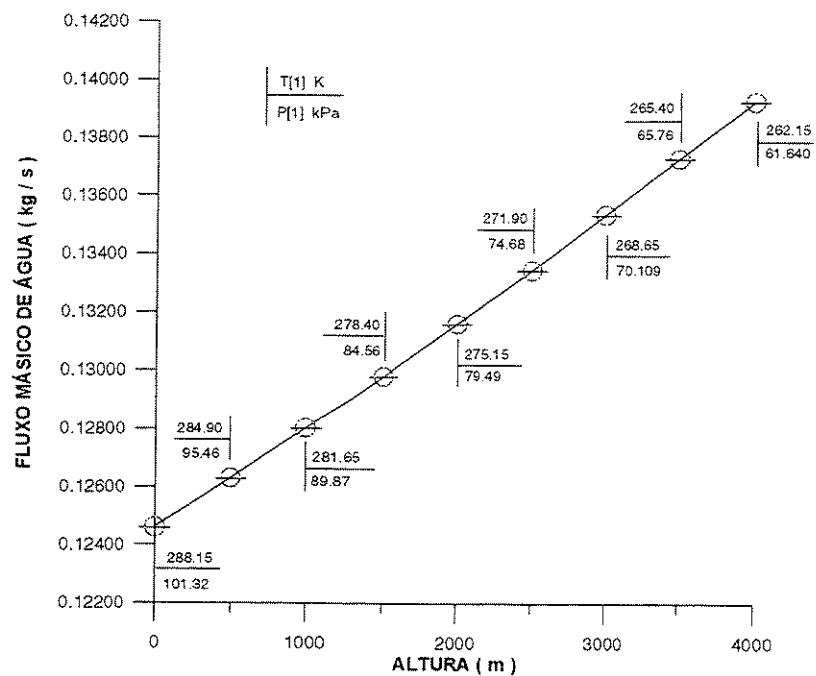


Figura 5.25- Variação do fluxo mássico como função da altura (m).

No caso do fluxo mássico acontece o inverso, este é diretamente proporcional ao aumento da altitude, como pode ser visto na figura 5.25. O fluxo de água tem um aumento de 1,38 % em média, com o aumento de 500 m na altitude.

5.4.7 Análise Termodinâmica variando a Umidade Relativa do Ar de Entrada

É interessante avaliar o desempenho do sistema RWI considerando a variação da umidade relativa do ar, pois esta é uma outra variável de influência do meio ambiente sobre o sistema. A umidade do ar é determinada pela quantidade de vapor d'água presente no ar, e pode ser determinada por meio da equação (5.20).

$$m_{h2o} = \frac{l_{kg_mist}}{1 + \frac{M_{ar}}{M_{h2o}} \left(\frac{P}{P_{sat} \phi} - 1 \right)} \quad (5.20)$$

sendo:

l_{kg_mist} : Massa total do ar na entrada no sistema.

M_{ar} : Massa molecular do ar.

M_{h2o} : Massa molecular da água.

P : Pressão total do ar.

P_{sat} : Pressão de saturação na temperatura de entrada do ar (15 °C)

ϕ : Umidade relativa.

Tomando como base o sistema escolhido (ciclo RWI) com TIT de 1500°C, $\beta=33$, e mantendo as demais variáveis constantes, foi aplicado o programa computacional para o cálculo dos estados e parâmetros de desempenho. A figura 5.26 apresenta o comportamento das eficiências térmicas variando a umidade do ar em uma faixa de 40 % até 90 %, ficando evidente que seu efeito sobre as eficiências térmicas é muito pequeno.

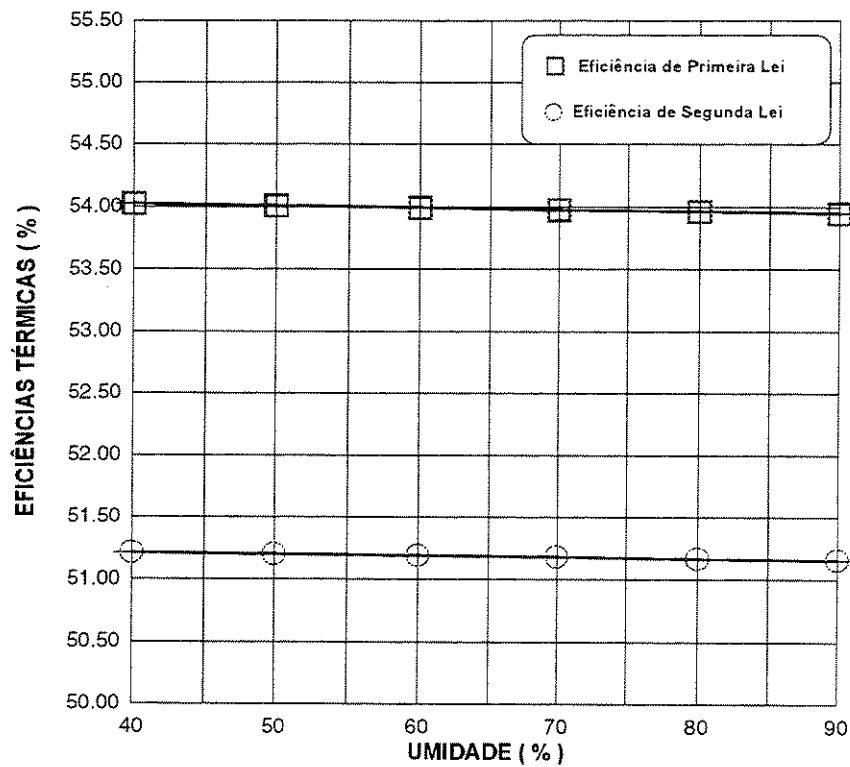


Figura 5.26- Variação das eficiências térmicas como função da umidade (%)

A figura 5.27 apresenta a variação do trabalho específico em função da umidade; aqui, para cada 10 % de variação de umidade o efeito sobre o trabalho específico é uma diminuição de 1 kJ/kg_ar, também relativamente baixa. E finalmente, a figura 5.28 mostra o comportamento inversamente proporcional do fluxo mássico de água em relação à umidade. Para cada 10 % de aumento na umidade, a diminuição do fluxomássico é de 0,1 %, em média.

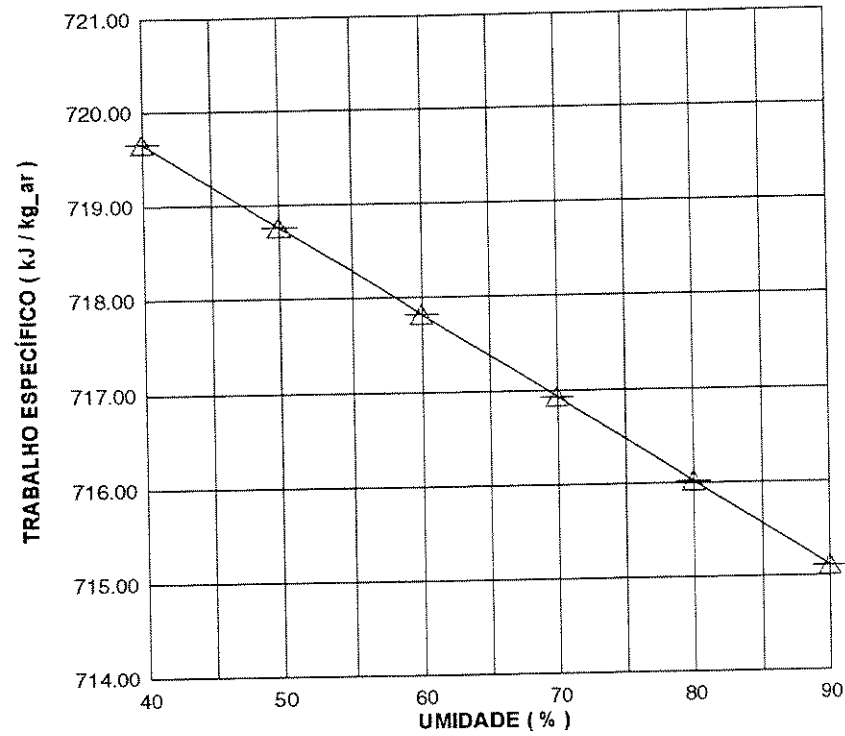


Figura 5.27- Variação do trabalho específico como função da umidade (%)

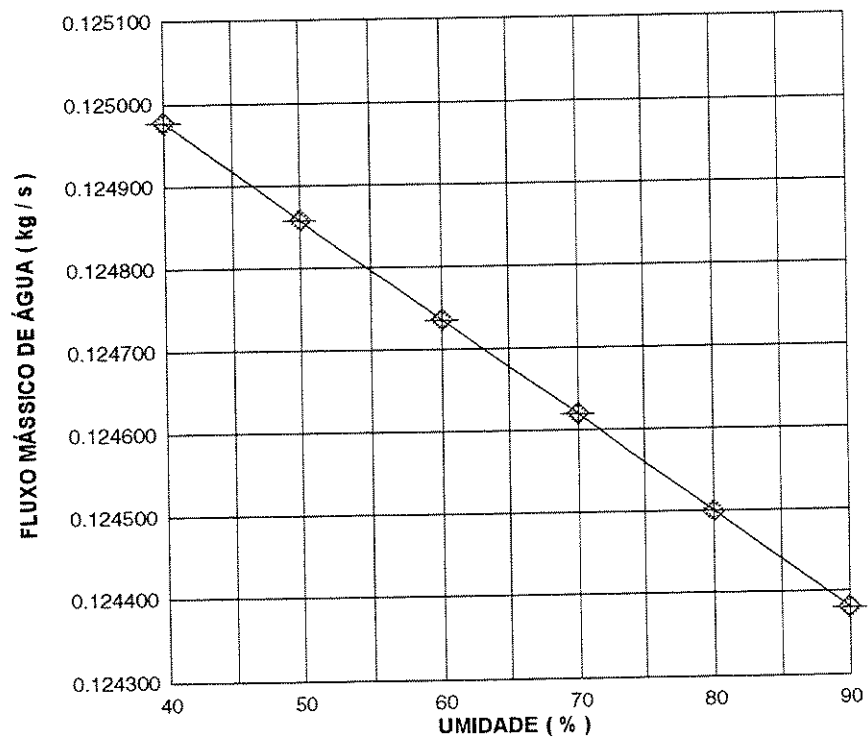


Figura 5.28- Variação do fluxo mássico como função da umidade (%)

Foram apresentados distintos estudos, envolvendo uma análise termodinâmica baseada nos parâmetros de eficiência de Primeira e Segunda leis da Termodinâmica, trabalho específico e fluxo mássico da água, e foi possível obter uma visão do desempenho e comportamento do sistema em função da variação de diversos parâmetros.

Capítulo 6

Análise Exergética

6.1 Aspectos Gerais sobre a Análise Exergética

Nos últimos anos tem-se generalizado a análise exergética na avaliação de desempenho de componentes de sistemas térmicos e energéticos, e de sistemas em seu conjunto. A sua importância se baseia na quantificação das irreversibilidades termodinâmicas verificadas nos diversos processos, com o objetivo de reduzir os custos energéticos. Como foi destacado no capítulo 5, a quantificação do desempenho termodinâmico feita com base na primeira lei não proporciona informação sobre as irreversibilidades internas do sistema. O método da análise exergética indica a quantidade de trabalho útil, ou a exergia, que foi destruída pelo sistema.

O objetivo deste capítulo é quantificar as irreversibilidades e eficiências exergéticas dos componentes e do ciclo RWI, através da determinação dos insumos (*fuels*) e produtos definidos para cada componente do sistema. Posteriormente, são calculados os custos exergéticos e custos exergoeconômicos dos fluxos.

Para a condição básica do sistema ciclo RWI apresentada no capítulo 3, foram calculadas as irreversibilidades termodinâmicas e a eficiência exergética de todos os componentes do ciclo. É determinada a matriz de incidência de Insumo (*Fuel*) e Produto, e obtidos os custos exergéticos associados aos diversos fluxos do sistema. A eficiência exergética é também chamada na literatura

como eficiência racional em alguns casos e definida no capítulo anterior por meio da equação (5.8).

Em ausência de fluxos exergéticos devidos à transferências de calor, e considerando os processos em regime permanente a equação (5.7) de balanço exergético pode-se escrever como:

$$I = \sum_j F - \sum_j P \quad (6.1)$$

sendo:

I : Irreversibilidades ocorridas no sistema, exergia perdida e exergia destruída.

$\sum_j F$: Somatória de *Fuels*, ou a soma de todas as exergias que constituem os

insumos para um determinado componente.

$\sum_j P$: Soma das exergias dos fluxos que constituem os produtos de cada componente.

O rendimento exergético racional ou de primeiro tipo também pode ser definido como a razão da exergia desejada (produto exergético) pelo insumo de exergia necessária no processo (*fuel* exergético), aplicada em cada um dos componentes ou subsistemas, (Kotas 1985).

$$\eta_{exer} = \frac{\sum_j P}{\sum_j F} \quad (6.2)$$

sendo:

$\sum_j P$: Produto.

$\sum_j F$: *Fuel*.

Foram elaborados programas computacionais específicos para determinação destas variáveis a partir dos valores calculados no capítulo anterior. Os valores obtidos para as irreversibilidades e

eficiências são apresentados na tabela 6.1 e no anexo I, tabela I.4 complementados com os valores de *Fuel* e *Produto*.

Tabela 6.1.- Resumo das irreversibilidades e eficiências exergéticas dos componentes.

Componente	Irreversibilidades (kW)	Efic. Exergética η_{exer} (%)
Compressor (LPC)	13,48	90,54
Inter-resfriador (IC1)	6,69	61,63
Bomba	0,35	63,82
Inter-resfriador (IC2)	5,42	2,712
Compressor (HPC)	22,06	92,89
Divisor	3,21	99,19
Misturador Principal (M)	30,24	90,51
Divisor	0,00	100,00
Recuperador (RP)	26,45	92,09
Câmara de combustão (CC)	316,36	83,84
Misturador2 (M2)	15,8	99,05
Turbina_H (HT)	21,405	95,486
Misturador3 (M3)	47,44	96,22
Turbina_L (LT)	53,01	93,12
Divisor	0,00	100,00
Misturador4 (M4)	5,17	99,083
Divisor	0,00	100,00
Gerador Elétrico	7,18	99,00
TOTAL	$\Sigma I = 574,265$	Efic_exer = 51,19

A figura 6.1 representa as eficiências exergéticas e a figura 6.2 as irreversibilidades exergéticas dos componentes. Por meio das figuras podem ser comparados os resultados.

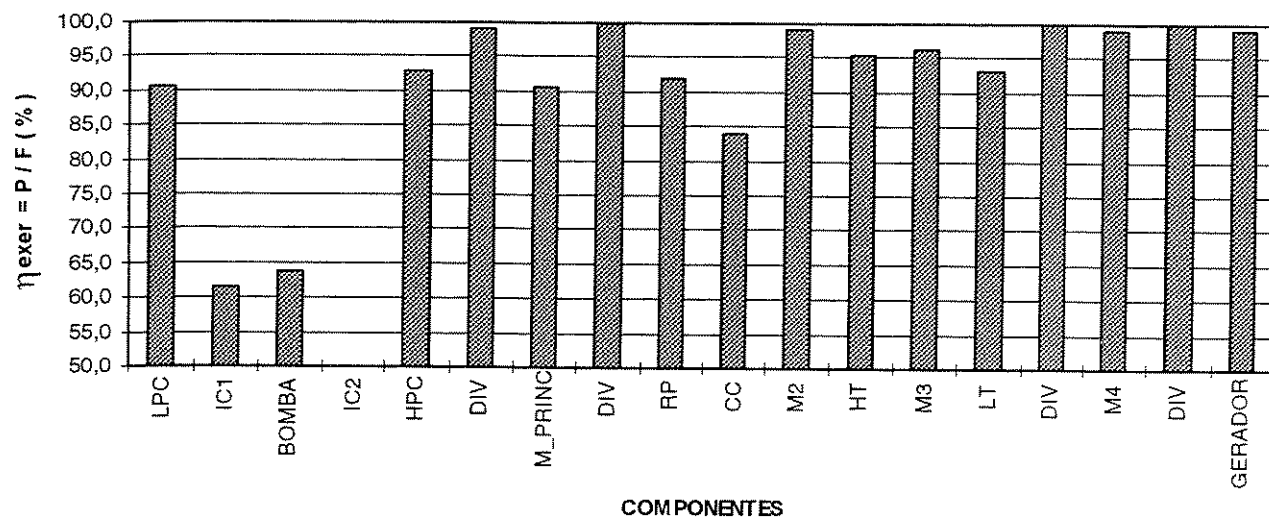


Figura 6.1.- Rendimento exergético (%) dos componentes.

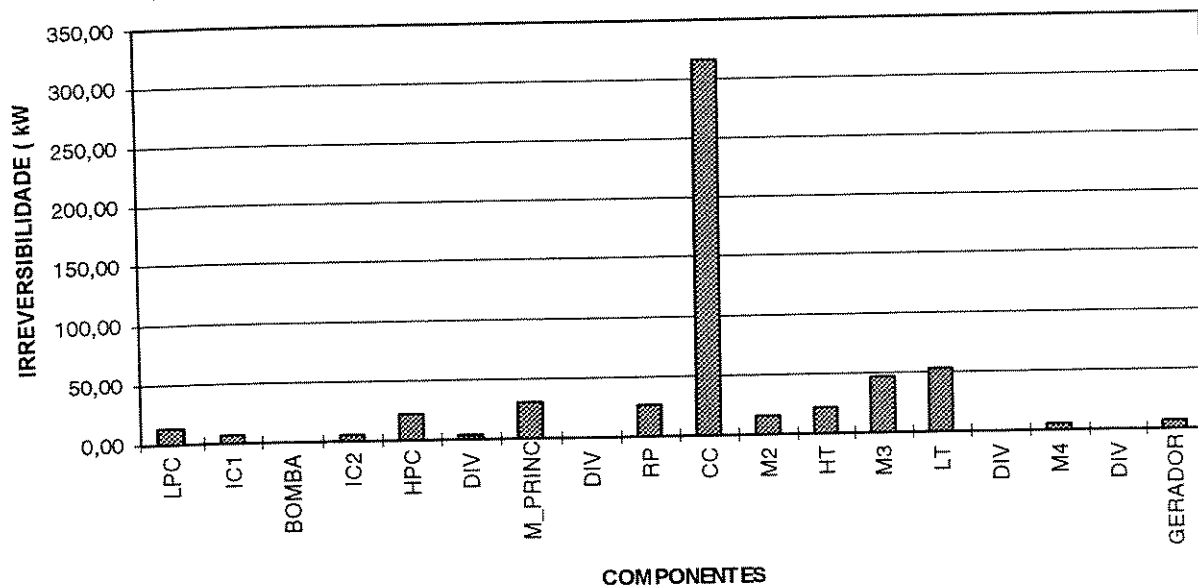


Figura 6.2.- Irreversibilidades verificadas nos componentes do sistema.

Os resultados demonstram que o componente que apresenta maior irreversibilidade é a câmara de combustão, com 55,1 % do total da irreversibilidade do sistema. A destruição de exergia na câmara é devida as irreversibilidades presentes no processo de combustão adiabática. A segunda maior irreversibilidade está associada à turbina de baixa, com aproximadamente 10 %.

O inverso dos rendimentos exergéticos dos componentes é apresentado no Anexo I7. Esta variável expressa a exergia necessária de *Fuel* para obter um determinado *Produto*, e é definida através da seguinte equação:

$$k_{exer} = \frac{1}{\eta_{exer}} \quad (6.3)$$

sendo:

η_{exer} : Eficiência exergética

6.2 Aspectos gerais sobre Termoeconomia

A termoeconomia é uma área de estudo que está sendo desenvolvida nos últimos anos para o estudo técnico, econômico, projeto, otimização e manutenção de sistemas e plantas energéticas em geral. Esta disciplina combina racionalmente os conceitos de economia e termodinâmica, especificamente baseada na análise exergética. Tsatsaronis (1996) considera a termoeconomia como uma disciplina que objetiva a minimização de custos com base na análise exergética.

Às vezes é necessário conhecer os custos associados às perdas e destruições de exergia (irreversibilidades) para melhorar a eficiência do sistema e reduzir custos envolvidos, ou também quantificar os custos de produção de cada um dos produtos. Assim, os objetivos visados pela termoeconomia são:

- a) Calcular separadamente os custos de cada produto gerado por sistemas que apresentam múltiplos produtos.
- b) Entender o processo de formação do custo e os fluxos de custos em um sistema.
- c) Otimizar variáveis específicas em componentes simples.
- d) Otimizar todo o sistema.
- e) Calcular o custo associado com as irreversibilidades em um sistema ou equipamento.
- f) Identificar o local e fonte das irreversibilidades em um sistema ou processo.
- g) Comparar alternativas tecnológicas e de características de operação.

A base teórica aplicada para a abordagem termoeconômica ilustrada no presente trabalho é a Teoria do Custo Exergético (Valero e Lozano, 1994), a qual permite atribuir custos aos fluxos de exergia necessários para produzir os fluxos e produtos internos de uma planta. Será também abordada posteriormente a Exergoeconomia, que permite obter relações funcionais entre as variáveis térmicas com os aspectos de caráter econômicos, estas relações são utilizadas na descrição de sistemas energéticos.

6.3 Aplicação da Teoria do Custo Exergético

Uma vez definido um sistema, com a configuração e parâmetros de operação determinados, pode ser efetuada a atribuição de custos. O sistema é caracterizado por um conjunto de equipamentos ou componentes interligados, envolvendo fluxos de matéria e interações de calor e de trabalho. No presente trabalho o sistema enfocado é o ciclo RWI (“Recuperated Water Injected”) que está representado na figura 3.3 e que foi descrito no capítulo 3.

Foi configurada a matriz de incidência definida pela relação entre os fluxos e componentes. É estabelecida a designação de sinais da seguinte forma: $a(i, j)$ tem o valor +1 se o fluxo j ingressa no componente; $a(i, j)$ é -1 se o fluxo sai do componente; e assume valor nulo se não existe relação física direta entre eles.

No caso de funcionamento em regime permanente, os balanços de massa, energia e exergia podem ser escritos matricialmente como:

$$A \times M=0; \quad A \times E=0; \quad A \times Ex=L; \quad (6.4)$$

sendo:

M , E , Ex : São vetores coluna de ordem ‘ m ’ da massa, energia e exergia respectivamente e ‘ L ’ representa a exergia destruída em um equipamento determinado.

A matriz de incidência representa de forma compacta a estrutura física da planta, isto é, sua constituição em termos de equipamentos e fluxos, bem como de suas inter-relações.

A metodologia de Valero e Lozano (1994) descreve os procedimentos a serem utilizados para a determinação dos custos exergéticos, feita por meio da matriz de incidência ampliada (A) e do vector de valorização externa (Y^*), expressa pela equação:

$$[A][Ex^*] = Y_b^* \quad (6.5)$$

A matriz de incidência ampliada e o vetor Y_b^* podem ser expressos como:

$$\begin{bmatrix} A_{F,P} \\ \alpha_e \\ \alpha_b \end{bmatrix}_{(n+m-n,m)} \cdot [Ex^*]_{(m,1)} = \begin{bmatrix} 0 \\ V^* \\ w \end{bmatrix}_{(m,1)} \quad (6.6)$$

$A_{F,P}$ é a matriz de entradas e saídas dos subsistemas ou componentes, α_e é a matriz das entradas no sistema global, e α_b é a matriz das bifurcações. O vetor Y_b^* está composto também de três outros vetores, o primeiro deles é nulo, representando a propriedade conservativa dos balanços de custos exergéticos, em segundo lugar, V^* representa os fluxos exergéticos que possuem valorização externa, tanto daqueles fluxos que saem como dos que entram no sistema, e, finalmente, o vetor w também é nulo, o que satisfaz as equações de bifurcações. Os coeficientes “n” e “m” correspondem ao número de componentes e fluxos respectivamente.

Os vetores α_e e α_b anteriormente mencionados são determinados por meio da aplicação das proposições estruturadas por Valero e Lozano (1994), que são regras de atribuição de custos para conformar a matriz de incidência. No apêndice A é apresentada a matriz de incidência $A_{F,P}$ juntamente com a matriz das entradas α_e .

Para calcular o custo exergético do número total de fluxos (m) é preciso definir ‘m’ equações independentes, caracterizadas pela matriz das bifurcações que está composta pelas seguintes equações:

a) divisores:

$$\text{Div. 6:} \quad Ex_7^* - (Ex_7 / Ex_8) Ex_8^* = 0 \quad (6.7)$$

$$\text{Div. 8:} \quad Ex_{11}^* - (Ex_{11} / Ex_{12}) Ex_{12}^* = 0 \quad (6.8)$$

Div. 15: $Ex_9^* - (Ex_9 / Ex_{28})Ex_{28}^* = 0$ (6.9)

b) turbinas:

HT: $Ex_{18}^* - (Ex_{18} / Ex_{19})Ex_{19}^* = 0$ (6.10)

LT: $Ex_{21}^* - (Ex_{21} / Ex_{22})Ex_{22}^* = 0$ (6.11)

c) gerador:

$$Ex_{31}^* - (Ex_{31} / Ex_{35})Ex_{35}^* = 0 \quad (6.12)$$

d) sistema de transmissão:

$$Ex_{33}^* - (Ex_{33} / Ex_{34})Ex_{34}^* = 0 \quad (6.13)$$

e) saída de água:

$$Ex_{26}^* = 0 \quad (6.14)$$

f) IC1:

Fuel: $Ex_2^* - (Ex_2 / Ex_3)Ex_3^* = 0$ (6.15)

Produto: $Ex_{14}^* - Ex_{15}^* - \frac{(Ex_{14} - Ex_{15})}{(Ex_{24} - Ex_{27})}Ex_{24}^* + \frac{(Ex_{14} - Ex_{15})}{(Ex_{24} - Ex_{27})}Ex_{27}^* = 0$ (6.16)

g) recuperador (RP):

$$Ex_{22}^* - (Ex_{23} / Ex_{34})Ex_{34}^* = 0 \quad (6.17)$$

$$Ex_{29}^* - Ex_{28}^* - \frac{(Ex_{29} - Ex_{28})}{(Ex_{30} - Ex_{12})}Ex_{30}^* + \frac{(Ex_{29} - Ex_{28})}{(Ex_{30} - Ex_{12})}Ex_{12}^* = 0 \quad (6.18)$$

$$Ex_{29}^* - Ex_{28}^* - \frac{(Ex_{29} - Ex_{22})}{(Ex_{16} - Ex_{15})}Ex_{16}^* + \frac{(Ex_{29} - Ex_{22})}{(Ex_{16} - Ex_{15})}Ex_{15}^* = 0 \quad (6.19)$$

Os valores exergéticos são lidos do arquivo de resultados do cálculo de energia e de exergia dos fluxos, apresentados no Anexo I.1.

Finalmente, o vetor V^* contém os fluxos com valoração externa que saem ou entram no sistema, cujos valores são iguais a suas exergias. Com isso, a matriz de incidência ampliada está completa.

Foi elaborado um programa computacional, aplicando o método da eliminação de Gauss, para calcular os custos exergéticos dos fluxos. O programa forma a matriz ampliada e os vetores de valorização externa, logo é feito o cálculo do custo exergético unitário dos fluxos, que está definido como:

$$k_i = \frac{Ex_i^*}{Ex_i} \quad (6.20)$$

sendo:

Ex_i^* : Custo Exergético

Ex_i : Exergia

O arquivo de resultados completo é apresentado no Anexo I.3 e a listagem do programa no apêndice E.

A figura 6.3 mostra uma comparação dos custos exergéticos com as exergias dos fluxos do sistema.

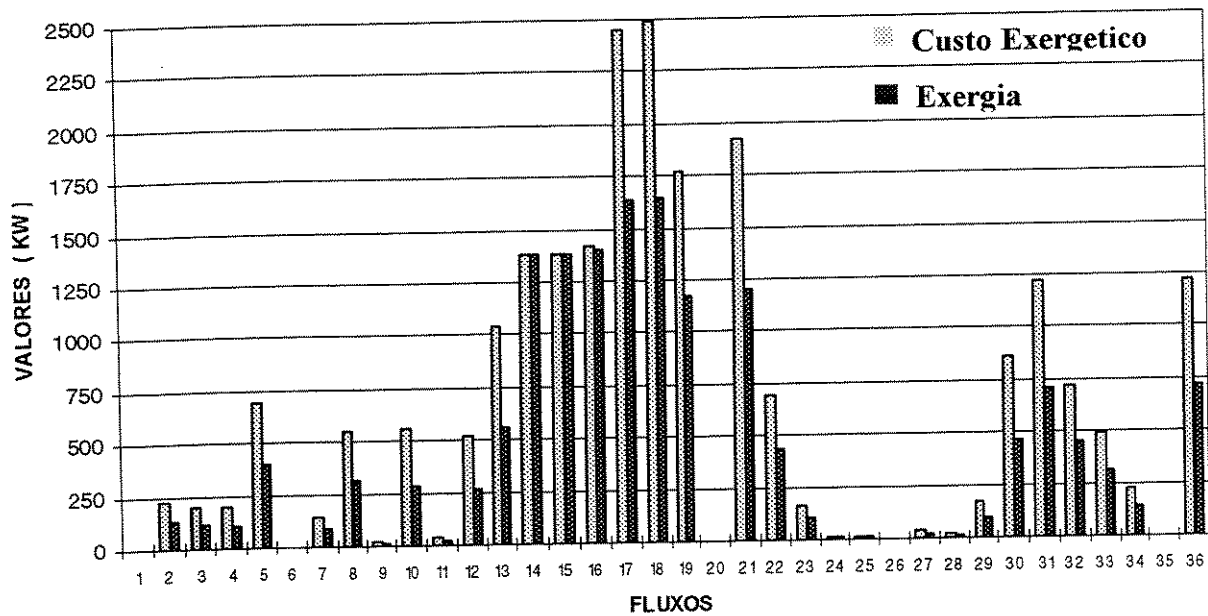


Figura 6.3.- Custos exergeticos e exergias dos fluxos

Uma vez calculadas as exergias e os custos exergeticos é definida a matriz de incidência do *Fuel* e do Produto em cada componente do sistema, e multiplicada matricialmente com as exergias e custos exergeticos correspondentes, obtendo como resultados o *Fuel* e o Produto em termos de exergias e de custos exergeticos respectivamente, de acordo com as equações 6.21, 6.22, 6.23 e 6.24. Os resultados podem ser vistos no anexo I.4 e I.5. O programa fonte é MFPEX.PAS apresentado no apêndice C para o caso das exergias. Para os custos exergeticos o programa fonte é MATFUF2.PAS e é apresentado no apêndice D.

$$[A_F][Ex] = F \quad (6.21)$$

$$[A_P][Ex] = P \quad (6.22)$$

$$[A_F][Ex^*] = F^* \quad (6.23)$$

$$[A_P][Ex^*] = P^* \quad (6.24)$$

sendo:

A_F (nxm): Matriz de incidência do *fuel*.

A_p (nxm): Matriz de incidência do produto.

Ex^* (mx1): Custos exergéticos dos fluxos.

Ex (mx1): Exergias dos fluxos.

F (nx1): *Fuel* dos componentes em relação à exergia.

P (nx1): Produto dos componentes em relação à exergia.

F^* (nx1): *Fuel* dos componentes em relação aos custos exergéticos.

P^* (nx1): Produto dos componentes em relação aos custos exergéticos.

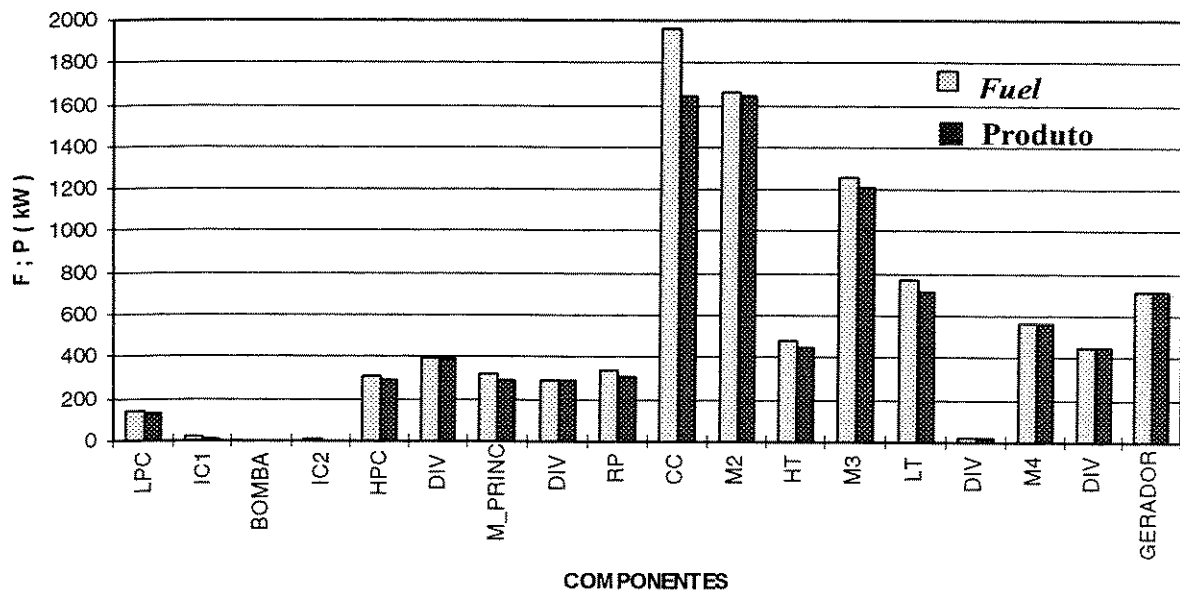


Figura 6.4.- *Fuel* e produto dos componentes, considerando as exergias dos fluxos.

Os valores do *fuel* e do produto com referência aos custos exergéticos são iguais, no caso, para cada um dos componentes, devido à proposição de conservação do custo exergético.

6.4 Custos Exergoeconômicos

Uma aplicação próxima, tendo já calculado as exergias dos fluxos em todos os pontos do sistema, é a determinação dos custos exergoeconômicos e os custos exergoeconômicos unitários.

Existe uma relação direta entre os custos exergoeconômicos com os custos monetários do equipamento, operação, manutenção, insumos e produtos que são distribuídos em cada fluxo do sistema, neste fato está baseada a sua importância para uma posterior análise e otimização do sistema.

Em concordância com Tsatsaronis (1996) o termo “exergoeconomia” pode ser usado para expressar a combinação da análise exergética e econômica ao mesmo tempo.

Valero e Lozano (1994) consideram o termo “exergoeconomia” como sinônimo de “termoeconomia”, e define-se como a ciência dos recursos naturais cujo objetivo é maximizar o aproveitamento energético nos processos de transformação energética.

Numa análise econômica convencional o balanço de custos para o sistema com um todo, operando em regime permanente, é definido por Tsatsaronis (1996) como:

$$\dot{C}_{TOT}^P = \dot{C}_{TOT}^F + \dot{Z}_{TOT} \quad (6.25)$$

sendo:

$\dot{C}_{TOT}^P$: Taxa de custos associados ao produto do sistema.

$\dot{C}_{TOT}^F$: Taxa de custo do *fuel* ou combustível.

$\dot{Z}_{TOT}$: Taxa dos custos associados a investimento de capital, operação e manutenção.

A exergoeconomia está baseada na teoria exergética, que é a base racional para a atribuição de custos nas interações de energia e exergia no interior do sistema, ou com o meio ambiente.

Com base nas afirmações acima a formação do custo exergoeconômico está composta de:

- Custo monetário da exergia necessária para produzir um determinado fluxo.
- Custo de capital, operação e manutenção.

Então o conceito de custo exergoeconômico é expresso pela equação geral:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E}_X \quad (6.26)$$

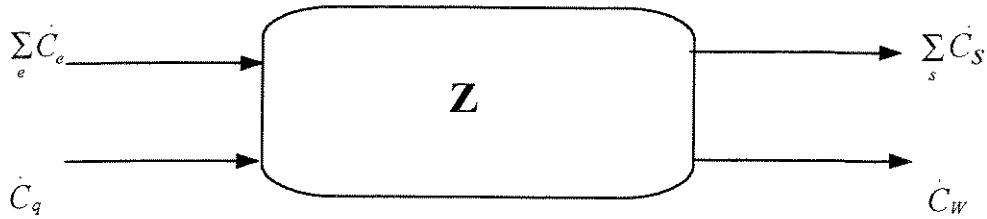
sendo:

$\dot{C}$: Custo exergoeconômico (US\$/s).

c : Custo exergoeconômico unitário (US\$/MJ).

$\dot{E}_X$: Fluxo de exergia (MJ/s).

Aplicando o balanço de custos a um sistema com fluxos que entram, associados a custos de capital, operação e manutenção, os mesmos devem igualar a soma dos fluxos exergoeconômicos que saem, de acordo com o esquema representado a seguir.



Em forma de equação isso pode ser expresso como:

$$\sum_s \dot{C}_{s,K} + \dot{C}_{w,K} = \dot{C}_{q,K} + \sum_e \dot{C}_{e,K} + \dot{Z}_K \quad (6.27)$$

sendo:

$\dot{C}_e, \dot{C}_s, \dot{C}_w$ e $\dot{C}_q$: São os custos exergoeconômicos associados aos fluxos de entrada, saída, potência e calor respectivamente.

$\dot{Z}_K$: Custos de capital (US\$/s).

6.5 Determinação dos Custos Exergoeconômicos (C) e Exergoeconômicos Unitários (c)

Foi aplicada a metodologia da matriz de incidência, como foi feito no caso anterior para a determinação dos custos exergéticos, e cuja concepção é similar. É resolvido o sistema de equações de m linhas (fluxos) e n colunas (subsistemas ou componentes), representado pelo seguinte produto matricial:

$$[A].[C] = Y_m^* \quad (6.28)$$

sendo:

A: Matriz de incidência.

C: Custos exergoeconômicos a serem determinados.

Y_m^* : Vetor de valoração econômica externa.

Essa relação também pode ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} A_{F,P} \\ \alpha_e \\ \alpha_b \end{bmatrix} . [C] = \begin{bmatrix} -Z \\ V_Z^* \\ W_Z \end{bmatrix} \quad (6.29)$$

A matriz de incidência é a mesma utilizada no cálculo dos custos exergéticos e composta dos subvetores: $A_{F,P}, \alpha_e, \alpha_b$: vetores de *fuel*-produto, entradas e bifurcações respectivamente.

O vetor Y_m^* é composto pelos vetores: $-Z$ que representa os custos monetários totais de cada um dos subsistemas, definido como a soma de custos de capital, operação e manutenção; o vetor V_Z^* que representa os fluxos monetários dos fluxos que possuem valoração econômica externa.

Finalmente, o vetor W_z , que satisfaz as equações de bifurcações e auxiliares cujos componentes são nulos, pois essas relações expressam uma distribuição de custos nessas bifurcações.

Os custos monetários estimados dos subsistemas são apresentados no Anexo II.1, e os cálculos feitos para sua determinação, valoração econômica dos insumos, combustível e água são apresentados nos Anexos II.2, II.3 e II.4.

A partir do sistema base, ciclo RWI, são efetuados inicialmente os cálculos para um quilograma de ar. A fim de ilustrar o cálculo dos custos exergoeconômicos, foi considerada uma capacidade de 40MW, com um fluxo de ar de 56,3 (kg/s), fluxo de água de 7,02 (kg/s) e para o combustível, gás natural, um fluxo de 1,5426 (kg/s).

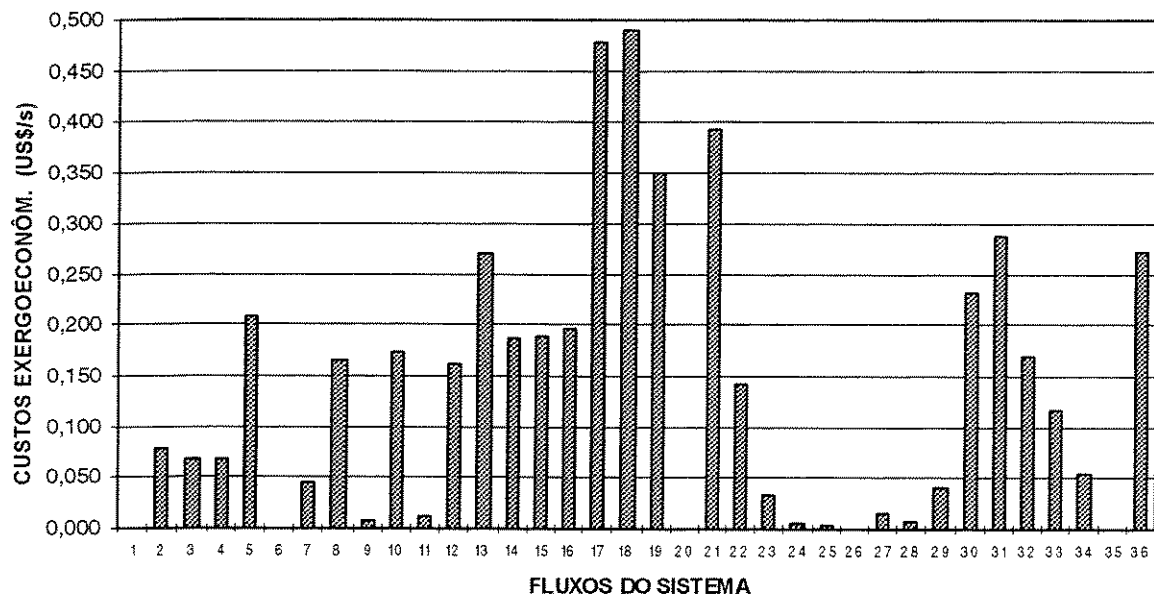


Figura 6.5.- Custos exergoeconômicos dos fluxos do sistema em US\$/s.

A figura 6.5 apresenta os custos exergoeconômicos dos fluxos do sistema. Pode-se destacar os fluxos à saída da câmara de combustão, e o fluxo após o misturador, que possuem os maiores custos exergoeconômicos e exergéticos.

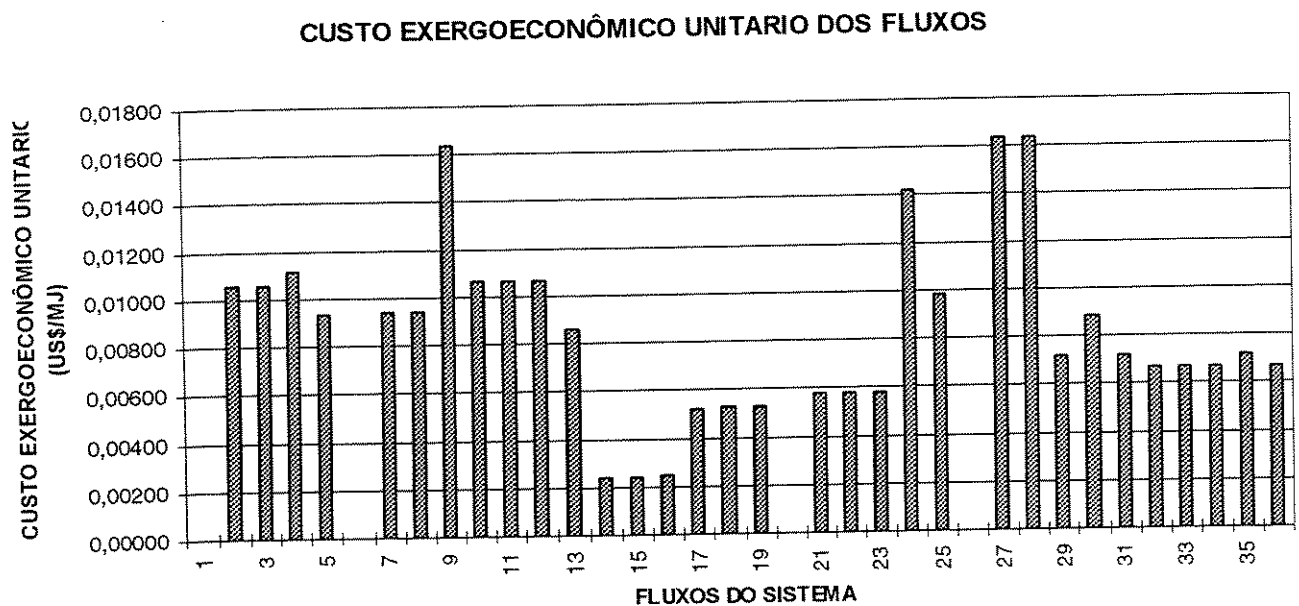


Figura 6.6.- Custos exergoeconômicos unitários dos fluxos do sistema em US\$/MJ.

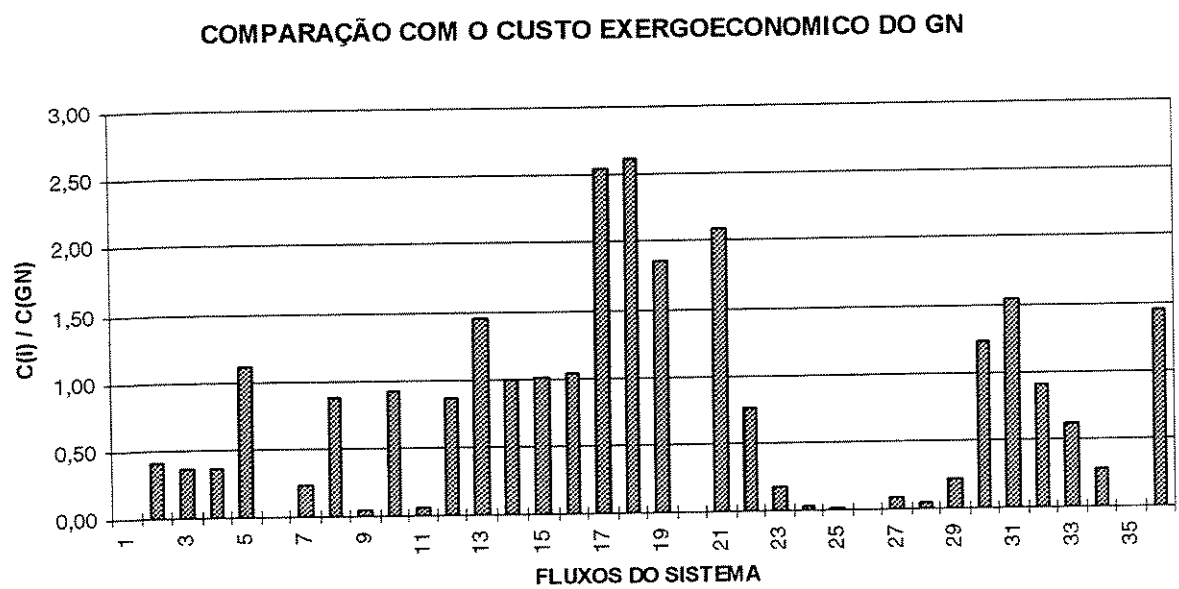


Figura 6.7.- Custos exergoeconômicos comparados com os custos do gás natural para os fluxos do sistema.

A figura 6.6 apresenta os custos exergoeconômicos unitários, e a figura 6.7 os custos comparados com o custo exergoeconômico do combustível gás natural. Os resultados são apresentados no anexo I.8 e a listagem do programa no apêndice F.

Com os dados obtidos pode-se verificar o custo de geração da instalação (por MWh) e compará-lo com custos reais. Os custos de produção podem ser obtidos por meio da equação (6.30).

$$CP = \frac{\beta' \cdot IC}{W_{Elect} \cdot Hr} + \frac{E'}{W_{Elect} \cdot Hr} + \frac{OeM}{W_{Elect} \cdot Hr} + \frac{COMB}{W_{Elect} \cdot Hr} \quad (6.30)$$

sendo:

CP: Custo de produção da energia elétrica (US\$/ MWh).

β' : Fator de recuperação de capital.

IC: Capital anual investido no ano zero referente aos equipamentos (US\$).

COMB: Custo do combustível (US\$), ver anexos.

E' : Custos associados às peças de reposição em estoque.

W_{Elect} : Potência desenvolvida (MW).

Hr: Período anual de operação.

O fator de recuperação é calculado por meio de:

$$\beta' = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (6.31)$$

sendo:

i: Taxa de juros (12 %).

N: Número de anos referente à capitalização ou vida útil do projeto (15 anos),

$$\beta' = \frac{0,12(1+0,12)^{15}}{(1+0,12)^{15} - 1} \quad \text{e, portanto,} \quad \beta' = 0,14682424$$

Substituindo na equação (6.30) calcula-se:

$$\begin{aligned}
 CP &= \frac{0,1468242 * (16 * 10^{19})}{40 * 5000} + \frac{3813183,735}{40 * 5000} \\
 CP &= 11,746 + 19,066 \\
 CP &= 30,811(US\$ / MWh)
 \end{aligned}$$

Atualmente (agosto/1999) o custo de venda de energia elétrica por meio de uma termelétrica, utilizando gás natural com combustível, é da ordem de 57 (US\$/MWh).

Neste capítulo foi feita uma análise exergética simples do sistema RWI, foram calculadas as eficiências exergéticas e irreversibilidades dos componentes por meio de um modelo computacional que calcula o , produto e irreversibilidades. Posteriormente, foram determinados os custos exergéticos dos fluxos aplicando a teoria do custo exergético proposto por Valero e Lozano, e, finalmente, o capítulo conclui com a determinação dos custos exergoeconômicos e custos exergoeconômicos unitários baseada em custos estimados, e em procedimentos similares aos adotados para o cálculo dos custos exergéticos.

Capítulo 7

Resultados e Discussão

Neste capítulo são destacados resultados pontuais alcançados no transcorrer da tese e comparados parâmetros de desempenho correspondentes a diferentes casos estudados.

No capítulo 3 foi descrita a configuração do sistema estudado, ou seja, um ciclo de turbina a gás com injeção de água e recuperação de calor (RWI), e seus componentes. Foram especificadas as correspondentes características termodinâmicas, estimativas e considerações para a modelagem computacional, e aplicação das leis de conservação de massa e energia.

Foi elaborado um modelo computacional para análise termodinâmica de um ciclo de potência RWI. Por meio da aplicação da Primeira e da Segunda Leis da Termodinâmica, foram calculadas as irreversibilidades e eficiências exergéticas dos diversos componentes do ciclo, permitindo um conhecimento mais detalhado das características do ciclo.

Foi analisada a influência da variação das relações de pressões nos compressores (por meio de Rps-L) sobre o comportamento de diversos parâmetros, mantendo todas as demais variáveis constantes. Com respeito às eficiências térmicas de Primeira e Segunda leis a curva descrita apresenta um ponto máximo para Rps-L aproximadamente igual a 3,5 para os casos com TIT de 1200°C e 1500°C. O comportamento apresentado pelo trabalho específico é inversamente proporcional ao Rps-L do ciclo. Para este caso, o fluxo mássico percorre uma curva com um

ponto mínimo. Nas equações seguintes apresenta-se o comportamento destas variáveis para TIT igual a 1200 °C, por meio de correlações polinomiais:

$$\eta_{EXER} = 1,5581 * 10^{-3} Rp^5 - 4,435 * 10^{-2} Rp^4 + 5,1199 * 10^{-1} * Rp^3 - 3,0207 * Rp^2 + 8,6736 * Rp + 33,645 \quad (7.1)$$

$$\eta_{TH} = 1,6371 * 10^{-3} Rp^5 - 4,6557 * 10^{-2} Rp^4 + 5,3684 * 10^{-1} * Rp^3 - 3,1612 * Rp^2 + 9,0392 * Rp + 35,704 \quad (7.2)$$

$$Wt_L = 1,023 * 10^{-2} Rp^5 - 2,8161 * 10^{-1} Rp^4 + 3,1016 * Rp^3 - 1,644 * 10^1 * Rp^2 + 3,2891 * 10^1 Rp + 451,1 \quad (7.3)$$

$$m_{AGUA} = -1,3258 * 10^{-5} Rp^5 + 3,8262 * 10^{-4} * Rp^4 - 4,4809 * 10^{-3} Rp^3 + 2,7805 * 10^{-2} * Rp^2 - 9,6457 * 10^{-2} Rp + 0,23856 \quad (7.4)$$

De forma similar, para TIT igual a 1500 °C:

$$\eta_{EXER} = 1,1297 * 10^{-3} Rp^5 - 3,21735 * 10^{-2} Rp^4 + 3,718199 * 10^{-1} * Rp^3 - 2,1894 * Rp^2 + 6,3193 * Rp + 44,184 \quad (7.5)$$

$$\eta_{TH} = 1,6561 * 10^{-3} Rp^5 - 3,3214 * 10^{-2} Rp^4 + 3,8423 * 10^{-1} * Rp^3 - 2,263 * Rp^2 + 6,5185 * Rp + 46,8 \quad (7.6)$$

$$Wt_L = 3,3155 * 10^{-3} Rp^5 - 8,3151 * 10^{-2} Rp^4 + 8,1172 * 10^{-1} Rp^3 - 2,4263 Rp^2 - 1,151 * 10^1 + Rp + 763,4 \quad (7.7)$$

$$m_{AGUA} = -1,30228 * 10^{-5} Rp^5 + 3,7669 * 10^{-4} * Rp^4 - 4,4122 * 10^{-3} Rp^3 + 2,7442 * 10^{-2} * Rp^2 - 9,36475 * 10^{-2} Rp + 0,25565 \quad (7.8)$$

sendo:

Rp: Relação de pressão de baixa.

Foi também analisado o efeito da variação da temperatura de entrada na turbina (TIT) sobre o desempenho do ciclo, e como no caso anterior foram escolhidos também como parâmetros de análise as eficiências térmica e exergética, as quais apresentam uma configuração crescente com o aumento do TIT. O trabalho específico e o fluxo de água de entrada percorrem também curvas com esse comportamento. Podem ser observadas as seguintes correlações:

$$\eta_{TH} = -2,1071 * 10^{-5} TIT^2 + 8,5101 * 10^{-2} * TIT - 26,262 \quad (7.9)$$

$$\eta_{EXER} = -2,0024 * 10^{-5} TIT^2 + 8,0907 * 10^{-2} * TIT - 25,132 \quad (7.10)$$

$$W_{tL} = 1,3885 * 10^{-4} TIT^2 + 4,8010 * 10^{-1} TIT - 315,16 \quad (7.11)$$

$$m_{AGUA} = 1,4821 * 10^{-8} TIT^2 + 4,1868 * 10^{-5} TIT + 0,02835 \quad (7.12)$$

Além dos resultados apresentados, foi feita uma análise com a relação de compressões β variável. No capítulo 5 são apresentados gráficos sobre o comportamento das eficiências térmica e exergética como funções do trabalho específico. Ambas as funções apresentam um ponto máximo em β igual a 24. As correlações que representam estas funções são as seguintes:

$$\eta_{TH} = -1,1358 * 10^{-10} W^5 + 3,9967 * 10^{-7} W^4 - 5,6234 * 10^{-4} W^3 + 3,9531 * 10^{-1} W^2 - 1,388 * 10^2 W + 19519 \quad (7.13)$$

$$\eta_{TH} = -6,4302 * 10^{-11} W^5 + 2,2534 * 10^{-7} W^4 - 3,1591 * 10^{-4} W^3 + 2,2132 * 10^{-1} W^2 - 7,7434 * 10^1 W + 10870 \quad (7.14)$$

sendo:

W: Trabalho específico da turbina de baixa.

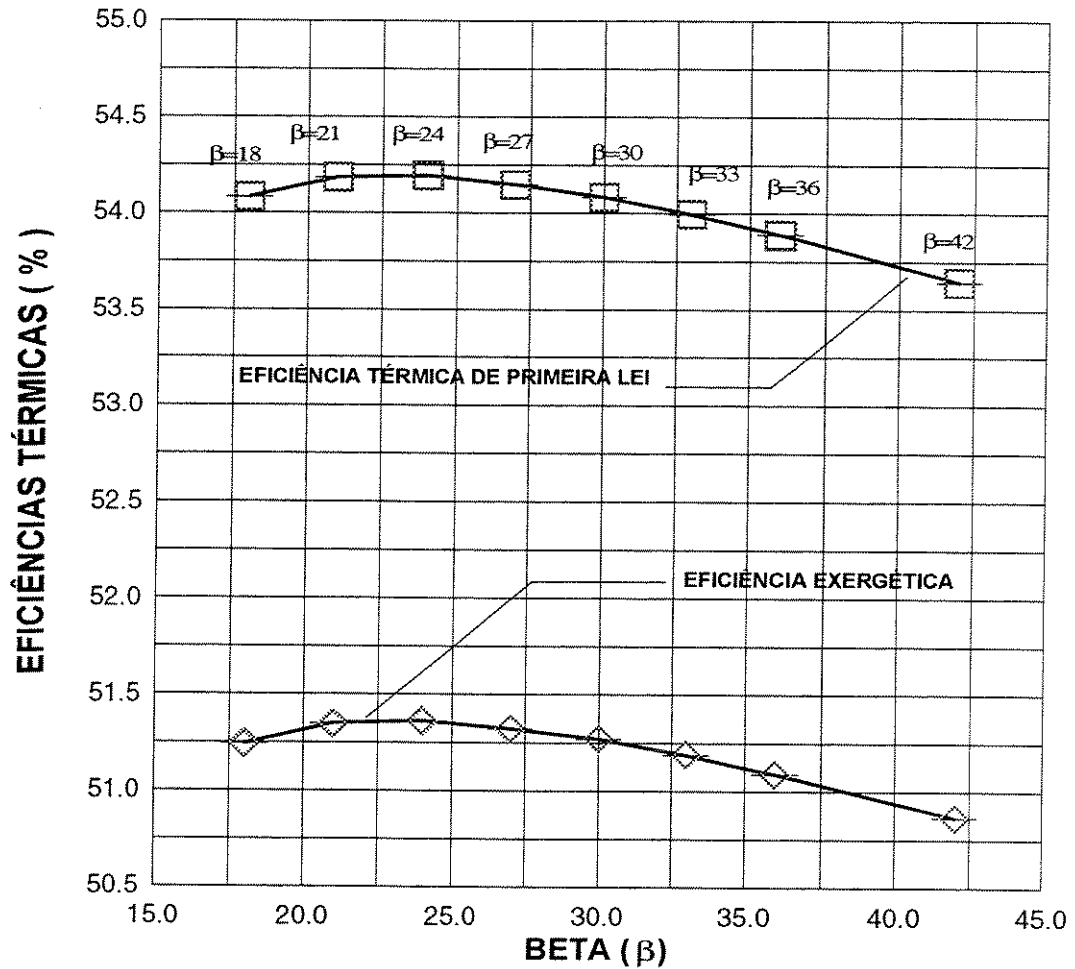


Figura 7.1.- Eficiências máximas em função de β (variando Rps-L).

A Figura 7.1 mostra o comportamento das eficiências térmica e exergética máximas para os correspondentes Rps_L, também máximos como funções de β variável. Pode-se dizer que o gráfico é um resumo das Figuras 5.11 e 5.12, respectivamente. Poderia-se fazer a seguinte afirmação: a partir de β 24, que corresponde a um máximo valor de eficiência, a função tende a diminuir para iguais intervalos de variação de β .

Outros resultados derivados dos anteriores são apresentados nas figuras 5.9, 5.11 e 5.12 onde são calculados os parâmetros de desempenho do sistema para uma faixa de Rps-L de 3 até

4,5 como função de β . O objetivo é verificar para cada β , em que valores de Rps-L os parâmetros de desempenho são máximos.

Também é verificada a sensibilidade dos parâmetros de desempenho com a variação das eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas. Um caso de estudo envolve a consideração do sistema com 100% nas eficiências isentrópicas (caso ideal), comparado com um outro de eficiências isentrópicas consideradas reais. Os resultados são mostrados nos gráficos 5.14, 5.15 e 5.16 dos quais podem-se comparar os parâmetros de desempenho para qualquer valor de Rps-L.

Com o mesmo esquema de análise anterior são calculados os parâmetros de desempenho com distintos valores nas eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas, 100%, 95%, 90%, 85% e 80%, mantendo as demais variáveis e condições do sistema constantes.

Um aspecto interessante é a influência do estado do ar na entrada (T_1) sobre os parâmetros de desempenho. A eficiência térmica varia de acordo com a correlação expressa pela equação (7.15).

$$\eta_{TH} = 7,0303 * 10^{-5} T_1^2 - 6,3430 * 10^{-2} T_1 + 66,4303 \quad (7.15)$$

A eficiência exergética responde à seguinte equação:

$$\eta_{EXER} = 5,7825 * 10^{-14} T_1^2 - 2,0718 * 10^{-2} T_1 + 57,1562 \quad (7.16)$$

Um outro gráfico de interesse é o trabalho específico em função de T_1 , representado por uma função com ponto mínimo na temperatura de 273,15 K. A função corresponde à seguinte correlação:

$$W_{I_L} = 1,9276 * 10^{-3} T_1^2 - 1,1274 T_1 + 882,487 \quad (7.17)$$

Para o fluxo mássico foi encontrada a seguinte equação, mais próxima da figura 5.22:

$$m_{AGUA} = 9,784 * 10^{-7} T_1^2 - 3,13612 * 10^{-4} T_1 + 0,133834 \quad (7.18)$$

É importante lembrar que a temperatura de entrada de ar T_1 varia neste caso, mantendo as demais variáveis do sistema constantes.

Ainda com referência ao estado do ar na entrada no sistema, a variação da altitude produz efeito sobre os parâmetros de desempenho, basicamente atuando na temperatura e pressão de entrada T_1 e P_1 . Assim, determina-se que a eficiência térmica cai 0,95%, o trabalho específico 1,65% e o fluxo de água aumenta 1,38% a cada 500 metros de aumento na altitude (H). A variação destes parâmetros pode ser expressa por meio das seguintes equações.

$$\eta_{TH} = -5,3688 * 10^{-8} H^2 - 7,656467 * 10^{-4} H + 54,01186 \quad (7.19)$$

$$Wt_L = -8,49320 * 10^{-7} H^2 - 1,8642 * 10^{-2} H + 7,1816736 \quad (7.20)$$

$$m_{AGUA} = 8,0279 * 10^{-11} H^2 + 3,3372 * 10^{-6} H + 0,12459 \quad (7.21)$$

A variação da umidade relativa do ar de entrada tem pouco efeito sobre a eficiência térmica, o trabalho específico, e o fluxo mássico de água. Esses parâmetros variam de acordo com as seguintes correlações:

$$\eta_{TH} = -1,5377 * 10^{-3} \phi + 54,086 \quad (7.22)$$

$$Wt_L = 1,2679 * 10^{-5} \phi^2 - 9,2834 * 10^{-2} \phi + 723,36 \quad (7.23)$$

$$m_{AGUA} = -1,4571 * 10^{-8} \phi^2 + 1,079 * 10^{-4} \phi - 7,3557 * 10^{-5} \quad (7.24)$$

sendo:

ϕ : Umidade relativa (%).

Um outro resultado obtido é a determinação dos custos exergéticos por meio da teoria e das proposições de Valero e Lozano (1994) para cada fluxo do sistema, e ao mesmo tempo, foram determinadas as exergias e os custos exergéticos do *fuel* e do produto, permitindo assim o cálculo das irreversibilidades e dos rendimentos exergéticos dos componentes.

Entre os resultados determinados com relação a *Fuel* e Produto, em termos de exergia e de custo exergético, os coeficientes são apresentados na figura 7.2.

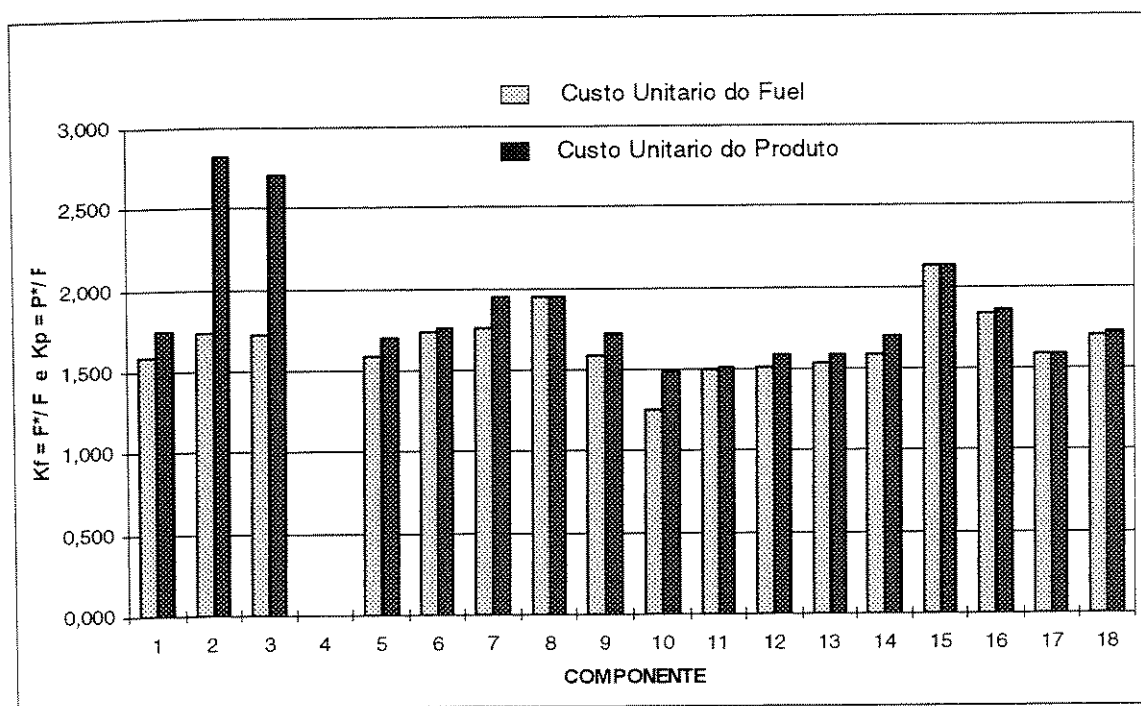


Figura 7.2.- Relações do *Fuel* e Produto com relação à exergia e ao custo exergético.

Além disso, no Capítulo 6 foram apresentados em diagrama de barras os resultados calculados para os custos exergoeconômicos, na figura 6.5. Determinou-se que os fluxos com maiores custos exergoeconômicos são os que correspondem à saída da câmara de combustão e à saída do misturador 2. Os custos exergoeconômicos unitários foram apresentados na figura 6.6,

junto com os custos exergoeconômicos comparados com os custos de combustível, figura 6.7. Todos esses valores podem ser apreciados e comparados para futuras decisões na otimização do sistema.

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões

8.1 Conclusões Finais

Ficou evidenciado que o modelo elaborado permite avaliar o desempenho do ciclo e auxiliar na identificação de possibilidades de desenvolvimento.

Assim, por exemplo, identificou-se o componente com maior irreversibilidade, que é a câmara de combustão, como também a distribuição das irreversibilidades nos componentes do sistema. Também determinou-se o R_{ps-L} ótimo e o β para a maior eficiência térmica. Com respeito ao TIT, ficou evidenciado que o trabalho específico e o fluxo mássico são mais sensíveis à variação de TIT. Com respeito às eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas, temperatura e pressão de entrada do ar é verificado seu efeito determinante nos parâmetros de desempenho do sistema em estudo. O que não acontece com o efeito da umidade do ar de entrada.

Uma outra conclusão é que a teoria termoeconômica permite avaliar e identificar a distribuição dos custos associados aos fuel e capital do sistema por meio da teoria de Valero e Lozano apresentando-se as vantagens desta metodologia.

8.2 Sugestões

Dentro das sugestões para próximos trabalhos estão a continuação na aplicação da teoria termoeconômica e de otimização no sistema estudado RWI (“Recovered Water Injected”), baseados nos resultados obtidos. Uma primeira tarefa poderia ser a identificação dos fluxos com possibilidades de diminuição das irreversibilidades, um segundo passo seria um estudo e análise das tecnologias que poderiam ser utilizadas.

Uma outra sugestão é a continuação no estudo de sistemas inovativos, visando elevar o desempenho termodinâmico e diminuição dos poluentes, com a aplicação de novas tecnologias aplicadas no resfriamento e materiais empregados nas turbinas, tecnologias na mistura de ar e água ou vapor de água, como são os casos do ciclo HAT (“Humid Air Temperature”) e/ou os sistemas com injeção de vapor de água (STIG-ISTIG), embora estes últimos apresentem eficiências e trabalho específico menores.

Referências Bibliográficas

- ANNERWALL, K., SVEDBERG, G. *A Study on Modified Gas Turbine Systems with Steam Injection or Evaporative Regeneration*, ASME COGEN - TURBO, IGTI-vol. 6, 1-7, 1991.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, RIO DE JANEIRO. NBR-6023; Referências bibliográficas. Rio de Janeiro, 1989. 19p.
- BATHIE, W. *Fundamentals of Gas Turbines*, 2.ed., John Wiley & Sons, Ind, New York, 1996.
- BEANS, E. W *Comparative Thermodynamics for Brayton and Rankine Cycles*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 112, pp. 94-99, 1990.
- BOLLAND, O., STADAAS, J. *Comparative Evaluation of Combined Cycles and Gas Turbine Systems with Water Injection, Steam Injection and Recuperation*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 117, pp. 138-145, 1995.
- BEJAN, A. *Advanced engineering thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York, 1988.
- BEJAN,A., TSATSARONIS, G., MORAN, M. *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, New York, 1996.

- CHIESA, P., LOZA, G., MACCHI, E., CONSONNI, S. *An Assessment of the Thermodynamic Performance of Mixed Gas-Steam Cycles: Part A - Intercooled and Steam-Injeted Cycles*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 117, pp. 489-498, 1995.
Part B – Water Injected and HAT cycles, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 117, pp. 499-508, 1995.
- COHEN, H., ROGERS, G. AND SARAVANAMUTTOO, H. *Gas Turbine Theory*, 3.ed., Longman, London, 1987.
- EEN, *Efe Energy News*, Ano 1 N. 56 - Edição 000305 - Março, Brasil, 2000.
- GALLO, W. L. *A Comparison between the Hat cycle and other Gas Turbine based cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption*, Energy Conversion and Management, Vol 38, pp. 1595-1604, 1997.
- GUARINELO, F. F. *Avaliação Termoeconômica de um sistema de cogeração proposto para um polo industrial*, Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo Brasil, 1997.
- HUANG, F. F. *Performance Evaluation of selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems based on First and Second-Law Analysis*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 112, pp. 117-121, 1990.
- KAM, W. *Availability Analysis of Engineering Cycles*, Thermodynamics and The Design Analysis and Improvement of Energy Systems, ASME 1995.
- KHARTCHENKO, N. V. *Advanced Energy systems*, Taylor and Francis, Washington, 1998.
- KEENAN, J., CHAO, J., KAYE, J. *Gas tables : thermodynamic properties of air products of combustion and component gases, compressible flow functions* , John Wiley & Sons, Ind, New York, 1983.

KEENAN, J., KEYES, F., HILL, P., MOORE, J. *Steam tables : thermodynamic properties of water, including vapor, liquid, and solid phases ; (international edition-metric units)*, John Wiley & Sons, Ind, New York, 1978.

KOTAS, T. J. *The exergy method of thermal plant analysis*, London: Butterworths, 1985.

LITTLE, D. A., BANNISTER, R. L., AND WIAIT, B. C. *Development of Advanced Gas Turbine Systems*, IGTI, ASME COGEN-TURBO 1993, Vol 8, pp. 271-280, 1993.

LLAGOSTERA, J. *Subrotinas Computacionais de Elevada Exatidão para determinação de Propriedades Termodinâmicas da Água*, Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas, São Paulo, Brasil, pp.395-398, 1994.

LLAGOSTERA, J., WALTER, A. C. *Modelagem computacional de sistemas térmicos de potência equipados com turbina a gás*, Congresso Ibero Latino Americano sobre Métodos Computacionais para Engenharia, pp 1682-1690, 1995.

LOS TIEMPOS, *Economia*, exemplar de 04/09/1998, Cochabamba-Bolivia, 1998.

MACHADO, H. *Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás em condições de uso em campo*, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo Brasil, 1993, Dissertação (mestrado).

MCDONALD, C. AND GORDON, D. *The Utilization of Recuperated and Regenerated Engine Cycles for High-efficiency Gas Turbine in the 21st Century*, Applied Thermal Engineering, Vol 16, pp. 635-653, 1995.

MORAN, M., SCIUBBA, E. *Exergy Analysis - Principles and Practice*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 116, pp. 285-290, 1994.

NEBRA, S. *Análise Exergoeconômica de Sistemas Térmicos*- Notas de Aula- 1º Semestre 1998.

- OH, SD., PANG, HS., KIM, SM., KWAK HY. *Exergy analysis for gas turbine cogeneration systems*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 118, pp. 782-791, 1996.
- PERAL, J. F., OLIVEIRA, S. *Análise Termoeconômica de Plantas de Cogeração*, Revista Brasileira de Engenharia Química, Vol. 1997/1998.
- RANT, Z. *Exergy, a new word for technical capacity*, Gebiete Ingenieurwes, Forsch, 1956.
- RICE, I. G. *Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Steams Rates*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 117, p. 347-353, 1995.
- RODRIGUES, M. G. *Um estudo sobre a expansão do gás natural no Brasil num contexto de integração regional*, Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo Brasil, 1995.
- SZARGUT, J. *International Progress in 2nd Law Analysis*, Energy 5: (8-9) p. 709-718, 1980.
- SILVA, R. E. *Investimento energético em tempo de crise : o projeto gasoduto - termelétrica Bolivia - Mato Grosso do Sul - São Paulo na conjuntura 1994 - 1996* Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo, Brasil, 1996.
- UTGIKAR, P. S., DUBEY S. P., PRASADA, P. J. *Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration plant - a case study*. Proc. Inst Mech. Engrs. Vol 209, p. 45-54, 1995.
- VALERO, A. *Analisis Termoeconomico de un Sistema de Cogeração*, Ingeniería Química, Mayo 1993.
- VALERO, A., LOZANO, M., SERRA, L., TORRES, C. *Application of the Exergetic cost Theory to the CGAM Problem*, Energy, The Intl. Journal, pg 1-17, 1994.

WALTER, A. C., LLAGOSTERA, J. *Exergetic and thermoeconomic analysis of biomass integrated gasifier/gas turbine power cycles*. Proceedings of the 1995 ASME Cogen-Turbo Power Conference, August 23-25, Vienna, ASME 95-CTP-14, pp. 1-9, 1995.

ZENOUI, M., TANGBORN, A., TASLIM, M., METGHALCHI, M. *Implementation of design in mechanical engineering thermodynamics*. American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division-AES. Vol 30, pg 241-247, 1993.

Anexos I

I.1 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Energia [kW] e Exergia [kW] e outros

RESULTADOS

Nome do Arquivo Fonte: cost_exe.pas ; cost.txt

Ponto	Energia [kW]	Exergia [kW]
1	-101.638	1.946
2	39.479	131.009
3	-34.787	113.570
4	-72.814	108.003
5	234.349	396.213
6	0.000	0.000
7	48.855	82.599
8	183.594	310.401
9	-921.652	8.069
10	-756.368	288.230
11	-52.782	20.114
12	-703.586	268.116
13	-1324.364	558.971
14	-117.095	1377.942
15	-110.016	1378.848
16	-70.424	1399.275
17	-1398.732	1641.884
18	-1451.513	1646.198
19	-1908.894	1171.985
20	48.855	82.599
21	-1860.040	1207.145
22	-2584.995	436.431
23	-3208.656	102.232
24	-1983.067	6.932
25	-1984.026	6.320
26	-0.102	0.151
27	-1915.880	16.773
28	-994.228	8.704

29	-799.481	98.486
30	-315.176	465.658
31	709.569	709.569
32	452.808	452.808
33	310.266	310.266
34	142.542	142.542
35	0.959	0.959
36	717.705	717.705

Ponto	m[kg/s]	P[kPa]	T[K]
1	1.000000	101.0000	288.15
2	1.000000	351.0000	427.20
3	1.000000	351.0000	354.25
4	0.998605	348.0000	298.15
5	0.998605	3311.0000	597.55
6	0.000000	351.0000	427.20
7	0.208182	3311.0000	597.55
8	0.782326	3311.0000	597.55
9	0.059998	5016.0000	417.20
10	0.842324	3278.0000	415.20
11	0.058780	3278.0000	415.20
12	0.783544	3278.0000	415.20
13	0.848267	3213.0000	851.99
14	0.027355	4900.0000	288.15
15	0.027355	4867.0000	402.20
16	0.027355	4819.0000	851.99
17	0.875622	3116.0000	1843.40
18	0.934402	3116.0000	1773.16
19	0.934402	999.7716	1458.38
20	0.208182	3311.0000	597.55
21	1.142584	999.7716	1334.90
22	1.142584	103.0000	876.99
23	1.142584	101.0000	440.20
24	0.124720	5100.0000	288.85
25	0.124720	101.0000	288.15
26	0.001395	348.0000	298.15
27	0.124720	5016.0000	417.20
28	0.064722	5016.0000	417.20
29	0.064722	4865.5200	851.99
30	0.783544	3213.0000	851.99
31	0.000000	0.0000	0.00
32	0.000000	0.0000	0.00
33	0.000000	0.0000	0.00
34	0.000000	0.0000	0.00
35	0.000000	0.0000	0.00
36	0.000000	0.0000	0.00
37	0.000000	0.0000	0.00
38	0.000000	0.0000	0.00

39	0.000000	0.0000	0.00
40	0.000000	0.0000	415.20

Relac. AR/COMBUST. MASSA	:	31.01
Relac. de pressões (rpsL)	:	3.48
Relac. de pressões (rpsH)	:	9.51
Eficiência do ciclo(1lei),(Efic_th)	:	53.99 %
Eficiência do ciclo(2lei),(Efic_exer)	:	51.19 %
Eficiência compressor L	:	88.00 %
Eficiência compressor H	:	88.00 %
Trab. espec. do compressor L (WcL)	:	141.12 kJ/kg de ar
Trab. espec. do compressor H (WcH)	:	307.59 kJ/kg de ar
Eficiência turbina H	:	85.00 %
Eficiência turbina L	:	85.00 %
Trab. espec. turb. ggt (WTH)	:	457.38 kJ/kg entr.
Trab. espec. turb. potência (WTL)	:	717.70 kJ/kg entr.
Câmara de combustão (qH)	:	1314.22 kJ/kg entr
Potência líquida total (Wliq)	:	40000.00 kW
Ar necessario para potência liq.(Mar)	:	56.30 kg/s

Composições Ar umido nos pontos 1, 4, 12, 13, 20 (base molar):

	Ponto 1	Ponto 4	Ponto 12	Ponto 13	Ponto 20
1(NI2)	0.781874	0.783625	0.697854	0.598665	0.783625
2(O2)	0.207715	0.208180	0.185394	0.159043	0.208180
3(CO2)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
4(H2O)	0.010411	0.008195	0.116752	0.242292	0.008195
5(CO)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
6(CH4)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
7(C2H4)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
8(C2H6)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
9(H2)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
10(N2)	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000

Composições: combustível e produtos pontos 16, 17, 18, 21 (base molar):

	Ponto 16	Ponto 17	Ponto 18	Ponto 21
1	0.020000	0.570712	0.578211	0.612489
2	0.000000	0.054884	0.062582	0.086878
3	0.000000	0.049171	0.046271	0.038549
4	0.000000	0.325233	0.312937	0.262084
5	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
6	0.900000	0.000000	0.000000	0.000000
7	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
8	0.080000	0.000000	0.000000	0.000000
9	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
10	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000

Massa de água com referência a quantidade total de ar, $Y=\text{kgw/kg}$

Pontos	Nome	$Y=\text{kgw/kg}$
1,2,3	frmol_arL	0.006502
4,5,7,8	frmol_arH	0.005114
10,11,12,30	frmol_arM	0.075979
13	frmol_arMM	0.165911
17	frmol_prodM	0.226685
18,19	frmol_prodH	0.217204
21,22,23	frmol_prodL	0.178561

L.2 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Entalpias e Exergias em [kJ/kg] e [kW]

RESULTADOS

N.- $h_{\text{SENSI}}[\text{kJ/kg}]$ $h_{\text{TOT}}[\text{kJ/kg}]$ $\text{Exer}_{\text{FIS}}[\text{kJ/kg}]$ $\text{Exer}_{\text{TOT}}[\text{kJ/kg}]$

1	-10.095	-101.638	0.103	1.946
2	131.022	39.479	128.960	131.009
3	56.530	-35.013	111.486	113.534
4	0.000	-72.916	105.939	108.154
5	307.592	234.677	394.552	396.766
6	0.000	39.479	128.960	131.009
7	307.592	234.677	394.552	396.766
8	307.592	234.677	394.552	396.766
9	504.513	-15361.410	84.531	134.488
10	125.875	-897.953	331.048	342.184
11	125.875	-897.953	331.048	342.184
12	125.875	-897.953	331.048	342.184
13	669.351	-1561.259	620.621	658.957
14	-21.326	-4280.576	552.700	50372.615
15	237.465	-4021.785	585.820	50405.735
16	1684.793	-2574.457	1332.567	51152.482
17	2197.467	-1597.416	1789.321	1875.106
18	2067.149	-1553.414	1681.980	1761.766
19	1577.658	-2042.905	1174.477	1254.263
20	307.592	234.677	291.737	293.951
21	1346.249	-1627.925	997.065	1056.505
22	711.762	-2262.412	322.529	381.969
23	165.927	-2808.247	30.035	89.475
24	-36.000	-15901.923	5.686	55.643
25	-41.879	-15907.802	0.718	50.676
26	0.000	-72.916	105.939	108.154
27	504.513	-15361.410	84.531	134.488
28	504.513	-15361.410	84.531	134.488
29	3513.472	-12352.451	1471.714	1521.672

30	621.584	-402.244	583.161	594.297
31	0.000	0.000	0.000	0.000
32	0.000	0.000	0.000	0.000
33	0.000	0.000	0.000	0.000
34	0.000	0.000	0.000	0.000
35	0.000	0.000	0.000	0.000
36	0.000	0.000	0.000	0.000

N.-	$h_{\text{SENS}}[\text{kW}]$	$h_{\text{TOT}}[\text{kW}]$	$\text{Exer}_{\text{FIS}}[\text{kW}]$	$\text{Exer}_{\text{TOT}}[\text{kW}]$
1	-10.095	-101.638	0.103	1.946
2	131.022	39.479	128.960	131.009
3	56.530	-35.013	111.486	113.534
4	0.000	-72.814	105.791	108.003
5	307.163	234.349	394.001	396.213
6	0.000	0.000	0.000	0.000
7	64.035	48.855	82.139	82.599
8	240.637	183.594	308.668	310.401
9	30.270	-921.652	5.072	8.069
10	106.028	-756.368	278.849	288.230
11	7.399	-52.782	19.459	20.114
12	98.629	-703.586	259.390	268.116
13	567.788	-1324.364	526.452	558.971
14	-0.583	-117.095	15.119	1377.942
15	6.496	-110.016	16.025	1378.848
16	46.087	-70.424	36.452	1399.275
17	1924.150	-1398.732	1566.768	1641.884
18	1931.548	-1451.513	1571.645	1646.198
19	1474.166	-1908.894	1097.433	1171.985
20	64.035	48.855	60.734	61.195
21	1538.202	-1860.040	1139.230	1207.145
22	813.247	-2584.995	368.516	436.431
23	189.586	-3208.656	34.317	102.232
24	-4.490	-1983.293	0.709	6.940
25	-5.223	-1984.026	0.090	6.320
26	0.000	-0.102	0.148	0.151
27	62.923	-1915.880	10.543	16.773
28	32.653	-994.228	5.471	8.704
29	227.401	-799.481	95.253	98.486
30	487.039	-315.176	456.932	465.658
31	0.000	0.000	0.000	0.000
32	0.000	0.000	0.000	0.000
33	0.000	0.000	0.000	0.000
34	0.000	0.000	0.000	0.000
35	0.000	0.000	0.000	0.000
36	0.000	0.000	0.000	0.000

L3 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Custos Exergéticos, Exergias e Custos Exergéticos Unitarios

Nome de Arquivo: custos.txt Fonte: diaz3_ma.pas

RESULTADOS

Ponto	Cust Exergé.-Ex* (kW)	Exergia (kW)	K
1	1.946	1.946	1.000
2	227.942	131.009	1.740
3	197.600	113.570	1.740
4	197.600	108.003	1.830
5	689.517	396.213	1.740
6	0.000	0.000	0.000
7	144.920	82.599	1.754
8	544.597	310.401	1.754
9	17.202	8.069	2.132
10	561.799	288.230	1.949
11	39.205	20.114	1.949
12	522.594	268.116	1.949
13	1037.213	558.971	1.856
14	1377.942	1377.942	1.000
15	1380.500	1378.848	1.001
16	1415.767	1399.275	1.012
17	2452.980	1641.884	1.494
18	2492.184	1646.198	1.514
19	1774.272	1171.985	1.514
20	0.000	0.000	0.000
21	1919.191	1207.145	1.590
22	693.864	436.431	1.590
23	162.535	102.232	1.590
24	7.974	6.932	1.150
25	6.320	6.320	1.000
26	0.000	0.151	0.000
27	35.758	16.773	2.132
28	18.556	8.704	2.132
29	173.564	98.486	1.762
30	863.649	465.658	1.855
31	1223.673	709.569	1.725
32	717.913	452.808	1.585
33	491.917	310.266	1.585
34	225.996	142.542	1.585
35	1.654	0.959	1.725
36	1225.327	717.705	1.707

I.4 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Exergias do Fuel e Produto dos Componentes

Comp	F[kW]	P[kW]	I[kW]	RESULTADOS
				Rend (%)
1	142.542	129.063	13.479	90.544
2	17.439	10.747	6.692	61.626
3	0.959	0.612	0.347	63.816
4	5.567	0.151	5.416	2.712
5	310.266	288.210	22.056	92.891
6	396.213	393.000	3.213	99.189
7	318.470	288.230	30.240	90.505
8	288.230	288.230	0.000	100.000
9	334.199	307.751	26.448	92.086
10	1958.246	1641.884	316.362	83.845
11	1661.998	1646.198	15.800	99.049
12	474.213	452.808	21.405	95.486
13	1254.584	1207.145	47.439	96.219
14	770.714	717.705	53.009	93.122
15	16.773	16.773	-0.000	100.000
16	564.144	558.971	5.173	99.083
17	452.808	452.808	0.000	100.000
18	717.705	710.528	7.177	99.000

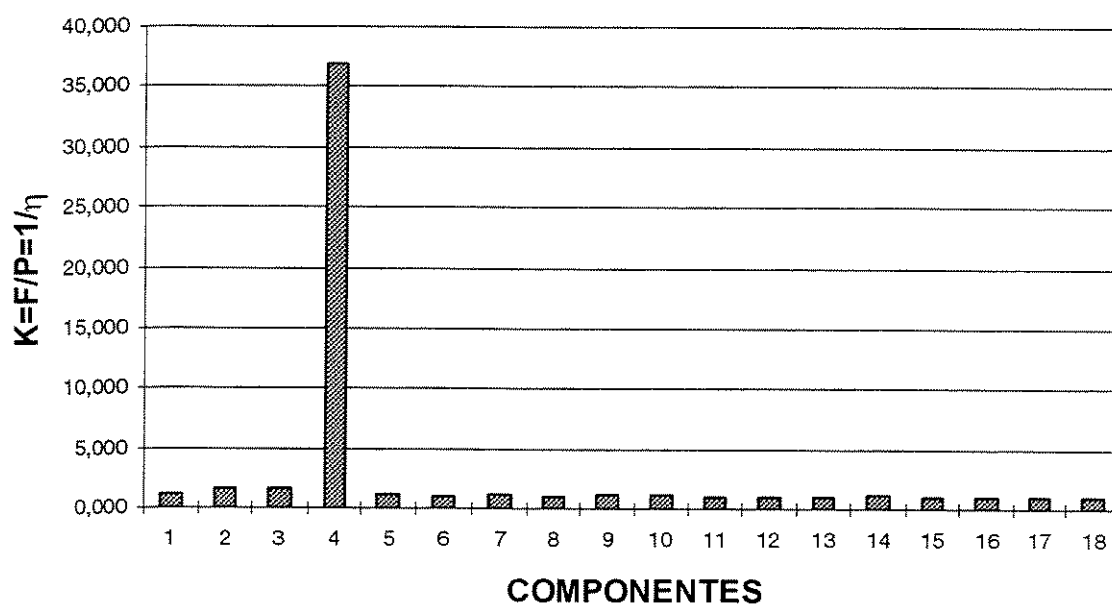
I.5 Ciclo de Turbina a Gás RWI: Custos Exergéticos do Fuel e Produto

Compo	F*[kW]	P*[kW]	I*[kW]
1	225.9960	225.9960	0.0000
2	30.3420	30.3420	0.0000
3	1.6540	1.6540	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	491.9170	491.9170	-0.0000
6	689.5170	689.5170	0.0000
7	561.7990	561.7990	0.0000
8	561.7990	561.7990	-0.0000
9	531.3290	531.3300	-0.0010
10	2452.9800	2452.9800	0.0000
11	2492.1850	2492.1840	0.0010
12	717.9120	717.9130	-0.0010
13	1919.1920	1919.1910	0.0010
14	1225.3270	1225.3270	0.0000
15	35.7580	35.7580	0.0000
16	1037.2130	1037.2130	0.0000
17	717.9130	717.9130	0.0000
18	1225.3270	1225.3270	0.0000

I.6 Relações entre Fuel e Produto com referência a Exergia e Custo Exergético

COMPONENT	$K_f = F^* / F$	$K_p = P^* / P$
1	1,585	1,751
2	1,740	2,823
3	1,725	2,703
4	0,000	0,000
5	1,585	1,707
6	1,740	1,754
7	1,764	1,949
8	1,949	1,949
9	1,590	1,726
10	1,253	1,494
11	1,500	1,514
12	1,514	1,585
13	1,530	1,590
14	1,590	1,707
15	2,132	2,132
16	1,839	1,856
17	1,585	1,585
18	1,707	1,725

I.7 Rendimento Exergético Inverso $K=1/\eta$ (%) dos Componentes



I.8 Custos Exergoeconômicos e Exergoeconômicos Unitários.

Fluxo	Cust.Exergoeconomico	Custo referido	Exergia	Cust.Exergoecon.Unita (c)
	C*(US\$/s)	a GN	(MW)	Cust.Exergoecon/Exerg(US\$/MJ)
1	0.000000	0.000000	0.109560	0.000000
2	0.078016	0.415798	7.375807	0.010577
3	0.067631	0.360450	6.393991	0.010577
4	0.068039	0.362624	6.080569	0.011190
5	0.209060	1.114216	22.306792	0.009372
6	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
7	0.043941	0.234190	4.650324	0.009449
8	0.165127	0.880069	17.475576	0.009449
9	0.007419	0.039539	0.454285	0.016331
10	0.172954	0.921782	16.227349	0.010658
11	0.012070	0.064329	1.132418	0.010659
12	0.160892	0.857497	15.094931	0.010659
13	0.271151	1.445137	31.470067	0.008616
14	0.187630	1.000000	77.578135	0.002419
15	0.188540	1.004849	77.629142	0.002429
16	0.195804	1.043564	78.779183	0.002485
17	0.479190	2.553911	92.438069	0.005184
18	0.491342	2.618675	92.680947	0.005301
19	0.349803	1.864325	65.982755	0.005301
20	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
21	0.393826	2.098950	67.962263	0.005795
22	0.142384	0.758854	24.571065	0.005795
23	0.033353	0.177758	5.755662	0.005795
24	0.005530	0.029474	0.390272	0.014170
25	0.003510	0.018707	0.355816	0.009865
26	0.000000	0.000000	0.008501	0.000000
27	0.015413	0.082147	0.944320	0.016322
28	0.008003	0.042651	0.490035	0.016331
29	0.039930	0.212812	5.544762	0.007201
30	0.231140	1.231891	26.216545	0.008817
31	0.287759	1.533653	39.948735	0.007203
32	0.170088	0.906507	25.493090	0.006672
33	0.116551	0.621172	17.467976	0.006672
34	0.053545	0.285378	8.025115	0.006672
35	0.000389	0.002073	0.053992	0.007203
36	0.271834	1.448779	40.406792	0.006727

Anexos II

II.1 Custos monetários estimados dos subsistemas ou componentes

CUSTOS MONETÁRIOS DOS SUBSISTEMAS

N	SUBSISTEMA	CUSTO MONETARIO CAPITAL US\$	US\$ / ANO (distribuidos em 15 anos)	US\$/s (em 5000 h/ano)
1	Compressor (LPC)	3000000	440472,72	0,024470707
2	Inter-resfriador (IC1)	50000	7341,212	0,000407845
3	Bomba	200000	29364,848	0,00163138
4	Inter-resfriador (IC2)	50000	7341,212	0,000407845
5	Compressor (HPC)	3000000	440472,72	0,024470707
6	Divisor	1000	146,82424	8,1569E-06
7	Misturador Principal (M)	50000	7341,212	0,000407845
8	Divisor	1000	146,82424	8,1569E-06
9	Recuperador (RP)	50000	7341,212	0,000407845
10	Câmara de combustão (CC)	1500000	220236,36	0,012235353
11	Misturador2 (M2)	10000	1468,2424	8,1569E-05
12	Turbina_H (HT)	3500000	513884,84	0,028549158
13	Misturador3 (M3)	10000	1468,2424	8,1569E-05
14	Turbina_L (LT)	2500000	367060,6	0,020392256
15	Divisor	1000	146,82424	8,1569E-06
16	Misturador4 (M4)	10000	1468,2424	8,1569E-05
17	Divisor	1000	146,82424	8,1569E-06
18	Gerador Elétrico	2000000	293648,48	0,016313804
	TOTAL	15934000	2339497,44	0,12997208

Para a determinação dos custos aproximados dos componentes ou subsistemas foi tomado como base a turbina LM 6000PA com as seguintes características:

II.2 Dados gerais da Turbina LM 6000 PA

MODEL	ISO Base Output	Heat Rate per kW	LHV Efficiency	Budget Price	Price per kW
LM6000PA	40500 kW	8600 Btu	39,7 %	US\$ 12160000	US\$ 300

Fonte: Gas Turbine World, Handbook 1996, vol 117 página 1-08 e 4-41.

Além disso também foi tomada em conta a tabela 7.6 de Tsatsaronis (1996) pg. 352

II.3 Parâmetros dos Custos Econômicos necessários

Distribuição do Custo de Capital:

$$y = C * (r/100) / (1 - (1 + r/100)^{-N})$$

r: 12% taxa de desconto

N: 15 anos

C: Capital

Cálculo do preço de Gás Natural:

O preço fixado para os cálculos posteriores foi aquele achado no EFEI ENERGY NEWS - GEE Ano 1 N. 10 - Edição 990805 - Agosto de 1999, em um valor de 2,55 (US\$/milhão de BTU) gás da Bolívia. Nota: neste anexo II.3 o ponto representa o símbolo de separação para as casas decimais e virgula para separar os milhares.

Então o custo do Gás Natural será:

$$Custo_{GN} = 2.55 \frac{US\$}{1000000 BTU} * \frac{1 BTU}{10550 KJ} * Ex_{GN} (KJ / s)$$

Onde, para 40 MW estipulado:

$$Ex_{GN} = 1378.848 (KJ / s) (porkg_ar) * 56.30 (kg_ar para 40 MW)$$

$$Ex_{GN} = 77629.1424(KJ / s)$$

Sustituindo na primeira equação:

$$Custo_{GN} = 0.18763(US\$ / s)$$

A quantidade de Gás Natural necessária para um consumo de 5000 Horas é calculado por meio de:

$$m_{GN}' = m_{GN}(kg / s)_{para 40 MW} * v(m^3 / kg)$$

$$m_{GN}' = 1.5426 * 1.3593$$

$$m_{GN}' = 2.096856(m^3 / s)$$

$$V_{GN} = m_{GN}'(m^3 / s) * t(s) = 2.096856 * 5000Hr_{anual} * \frac{3600s}{1Hr}$$

$$V_{GN} = 37,743,411.24(m^3)_{anual}$$

$$V_{GN} = 3,145,284.27(m^3)_{mensual}$$

Para o cálculo do preço de Gás Natural aplicado na equação 27 do capítulo 6, as tarifas de gás canalizado em concordância com Anexos da Portaria CSPE-7 de 21/05/99.

Tarifas do Gás Natural canalizado

Área de Concessão da COMGÁS

Segmentos Cogeração e Termoeletricas

CLASSES	VOLUMES MENSAIS	TERMO	
		FIXO – F	VARIÁVEL -
V		em R\$	em R\$/m ³
1	0 a 2.000.000 m ³	0.00	0.1529020
2	2.000.001 a 4.000.000 m ³	305.804,00	0.1491718
3	4.000.001 a 7.000.000 m ³	604.147,60	0.1454416
4	7.000.001 a 10.000.000 m ³	1.040.472,40	0.1417115
5	10.000.001 a 20.000.000 m ³	1.465.606,90	0.1379813
6	Acima de 20.000.000 m ³	2.845.419,90	0.1267909

Notas:

- 1) Os valores não incluem ICMS
- 2) Aplica-se para consumos mensais superiores a 1.000.000 m³
- 3) Valores para Gás Natural fornecido nas seguintes condições:

Poder Calorífico Superior = 9400 kcal/m³

Temperatura = 293.15 K

Pressão = 101.325 Pa

- 4) Fórmula de Cálculo do Importe : $I = F + (CM \times V)$, onde

F = Valor do Termo Fixo

CM = Consumo Mensal, apurado pela diferença entre o Consumo Medido e o Limite Inferior da respectiva Classe

V = Valor do Termo Variável

- 5) Tabela elaborada com base na média dos valores dos suprimentos de gas referentes aos contratos vigentes.

Como o consumo de Gás Natural é de 3,145,284.25 (m³) então enquadra-se na classe 2 e aplicando a fórmula de Cálculo nos temos e considerando 1 US\$ um custo de 1.5R\$:

$$I = F + (CM * V)$$

$$I = 305804.00 + (1145283.27 * 0.1491718)$$

$$I = 476627.969(R\$) * \frac{1US\$}{1.5R\$}$$

$$I = 317765.311(US\$)_{MENSUAL}$$

$$COMB = I = 3,813,183.735(US\$)_{ANUAL}$$

II.4 Cálculo do Custo de Água:

Para o custo da água foi consultada bibliografia e considerado como valor médio estimado de 0,5 US\$ por m³ (GUARINELO F. 1997, pg.167).

Então o custo será:

$$Custo_agua = m_{agua}(kg / s)_{para40MW} * v(m^3 / kg) * cust(US\$ / m^3)$$

Substituindo os valores correspondentes:

$$Custo_agua = 7.02 * \frac{1}{1000.9} * 0.5$$

$$Custo_agua = 0.00351(US\$ / s)$$

Apêndice A

A.1 Matriz de Incidência do Sistema

N.	Componente - Equip	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36		
1	Compressor de baixa - LPC	1	1																																		1	1	
2	Interresfriador - IC1		1	1																																			
3	Bomba																									1	1											1	
4	Interresfriador - IC2			1	1																							1	1										
5	Compressor de alta -HPC					1	1																																
6	Divisor								1	1																													
7	Misturador Principal (M)									1	1	1																											
8	Divisor										1	1	1																										
9	Recuperador (RP)												1																										
10	Câmara de combustão (CC)																																						
11	Misturador2 (M2)																																						
12	Turbina_H (HT)																																						
13	Misturador3 (M3)																																						
14	Turbina_L (LT)																																						
15	Divisor																																						
16	Misturador4 (M4)																																						
17	Divisor																																						
18	Gerador Elétrico																																						
MATRIZ: α_e																																							
19	Ar de entrada	1																																					
20	Combustível - Gas Natural																																						
21	Água																																						

Apêndice B

B.1 Listagem do Programa Principal: Estado dos fluxos do Sistema Base

```
{ $N+ } { Nome do Arquivo: Cost_exe.pas }  
  
program cost_exe;  
  { Programa para simulacao de ciclo RWI 9/10/1999 }  
  { Universidade Estadual de Campinas  
  Faculdade de Engenharia Mecanica  
  Departamento de Energia }  
uses Dos, Crt, tgases, tgmistd, tgmaqs, tgturd,  
    tvpglob, tvp03, th2o_1;  
  
const  
  numflux = 40;  
  
var  
  propagua: array[-10..numflux] of vetor_max_prop;  
  aaa      : char;  
  i,cod    : integer;  
  mh2oL,mh2oH, mh2oM,MH2OMM : double;  
  Mz_arL, Mz_arH, Mz_arM, Mz_arMM : double;  
  MZ_ARK   : double;  
  auxo2, auxnl2, auxh2o, auxnt : double;  
  perpress : double;  
  Mz_ar, Mz_arseco, Mz_comb : double;  
  Mz_prodM, Mz_prodH, Mz_prodL : double;  
  Efic_comprL, Efic_turbL,aux,T_prod : double;  
  Efic_comprH, Efic_turbH : double;
```

```

Wliq , efic_pci, kchoke      : double;
EfimeccompL,EfimecturbL     : double;
EfimeccompH,EfimecturbH     : double;
MOLESTUR, relptaco, Wtacomol : double;
relptlivre,Wtlivremol       : double;
dhM, dhcomb, dhprod,DHSPRAY : double;
dhagua, dharq               : double;
taux,paux                   : double;
frmol_arL,frmol_arH, frmol_arK : concen;
frmol_comb,frmol_arMM,FRMOL_ARM : concen;
frmol_prodM, frmol_prodH, frmol_prodL : concen;

frmassa4, frmassa3, magua3   : double;
nar8,nar10,nagua8,nagua10,entalpiagua9 : double;
tcelsius10,residuomist       : double;
primterm,seguterm            : double;

T : array[1..numflux] of double; { temperatura, K}
Ts: array[1..numflux] of double; { temperatura, K}
P : array[1..numflux] of double; { pressao, kPa}
h : array[1..numflux] of double; { kJ/kmol}
hi: array[1..numflux] of double; { kJ/kmol}
s : array[1..numflux] of double; { entropia, kJ/kmol.K}
ss: array[1..numflux] of double; { entropia, kJ/kmol.K}
m : array[1..numflux] of double; { massa, kg/s}

hs,hxs : array[1..numflux] of double;
htotal,energia : array[1..numflux] of double;
exerfis,exerxfis: array[1..numflux] of double;
exertotal,exergia: array[1..numflux] of double;

WcsL : double;
WcL : double;
WcsH : double;
WcH : double;

```

```

WTL : double;
WTLs: double;
WTH : double;
WTHs: double;
qH : double;
rpsL : double;
rpsH : double;
Delta_P: array[1..numflux] of double;
Efic_th,efic_elc,efic_exer: double;
nome: string[12];
arq: text;
deltaICA,deltaICB :double;
deltawhi :double;
niter1,niter2 :integer;
m25I,fres25I :array[0..110] of double;
xx,yy :array[0..110] of double;
deltatrec : double;
wbombesp,eficbomb : double;
TIT : double;
k :integer;
Efic_exerL :array[0..100] of double;
RpsLL :array[0..100] of double;

{ _____ }
{ 1: nI2 2: o2 3: co2 4: h2o 5:co
6: ch4 7: c2h4 8: c2h6 9: h2 10:n2}
{ press. kPa, temperatura K,
prop. base kmol, composicao molar,
m_aru, m_prod, m_comb: kg
Mz_prod: kg/kmol,
trabesp: kJ/kmol,}
begin
TextBackground(blue);
ClrScr;
TextColor(white);
writeln;

```

```

writeln(' Ciclo de Turbina a Gas RWI ');
writeln;
write(' Digite o nome do arquivo de resultados: ');
readln(nome);
assign(arq,nome);
rewrite(arq);
ClrScr;
writeln;
writeln(' - Calculou? ');

{inicializa o vetor das composicoes molares dos fluxos de gases}
for i := 1 to 10 do
begin
    frmol_arL[i] := 0.0;
    frmol_arH[i] := 0.0;
    frmol_arM[i] := 0.0;
    FRMOL_ARK[1] := 0.0;
    FRMOL_ARmm[I] := 0.0;
    frmol_comb[i] := 0.0;
    frmol_prodH[i] := 0.0;
    frmol_prodL[i] := 0.0;
end;

{-----DADOS-----}
{eficiencias isentropicas}
Efic_comprL := 0.87;           {0.88}
Efic_comprH := 0.87;           {0.88 eficiencia do compressor}
Efic_turbL := 0.84;             {0.85 eficiencia das turbinas}
Efic_turbH := 0.84;             {0.85}
{eficiencias mecanicas}
EfimeccompL := 0.99;
EfimeccompH := 0.99;
EfimecturbL := 0.99;
EfimecturbH := 0.99;
Efic_elc := 0.99;

EFIC_PCI := 0.997;

```

```

Wliq:= 40000 ; {potencia liquida, kW}

{composicao do combustivel}
frmol_comb[6]:=0.90;
FRMOL_COMB[1]:=0.02;
FRMOL_COMB[8]:=0.08;
Mz_comb:=mz_mist(frmol_comb);

Mz_ar seco:=28.97;

{*****}

{1: n12    2: o2    3: co2    4: h2o    5:co
 6: ch4    7: c2h4    8: c2h6    9: h2    10:n2}
{composicao do ar na entrada do compressor de baixa}
mh2oL:=0.0065;
auxo2:=(1-mh2oL)/(Mz_ar seco);
auxn12:=0.7901*auxo2;
auxo2:=0.2099*auxo2;
auxh2o:=mh2oL/Mz_h2o;
auxnt:=auxo2+auxn12+auxh2o;

frmol_arL[4]:=auxh2o/auxnt; {agua}
frmol_arL[2]:=auxo2/auxnt; {O2}
frmol_arL[1]:=auxn12/auxnt; {resto do ar : N12}
Mz_arL:=Mz_mist(frmol_arL);

{*****}

{vazao de ar = 1 kg/s}

m[1]:=1.0; {dado}
m[2]:=m[1]; {0.9875}
M[6]:=M[1]-M[2];
m[3]:=m[2];
m[9]:= 0.0700; {estimativa inicial}

```

```

m[15]:=0.0268; {estimativa inicial}

{informacao sobre as pressoes no ciclo}
{relacoes de pressoes nos compressores}
rpsL := 3.51/1.01;
rpsH := 33.11 /3.48;
{rpsL :=2;
rpsH :=33/rpsL;} { o numerador e o beta}

{linhas de ar}
p[1]:=101.0; {pressao na tomada de ar externo = kPa}

{*****}
{temperaturas no ciclo}

T[1] :=288.15; {temp. tomada de ar, K}
T[2] :=154.2+273.15; {estimativa inicial}
T[3] :=353.15; {estimativa inicial}
T[4] :=25.0+273.15; {dado}
T[5] :=335.9+273.15; {estimativa inicial}
T[10]:=150.0 + 273.15;{estimativa inicial}
T[12]:=150.0+273.15 ; {estimativa}
TIT:=1500.0+273.15; {fixado}
T[18]:=1499.0+273.15; {estimativa inicial}
T[23]:=120.0+273.15; {estimativa inicial}

deltaICA:=10.0; {inter-cooler}
deltaICB:=25.0;

p[24]:=5100; {agua}

p[25]:=101;
T[25]:=15+273.15;
eficbomb:=0.65; {eficiencia total da bomba}

{calcula do bombeamento de agua}

```

```

propagua[25,2]:=T[25]-273.15;
propagua[25,3]:=p[25]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[25]);

propagua[39,6]:=propagua[25,6];
propagua[39,3]:=p[24]/1000;
jilb_54(3,cod,propagua[39]);

wbombesp:=(propagua[39,5]-propagua[25,5])/eficbomb;

propagua[24,5]:=wbombesp+propagua[25,5];
propagua[24,3]:=p[24]/1000;
jilb_54(2,cod,propagua[24]);
T[24]:=273.15+propagua[24,2];
{final do calculo do bombeamento}
hxs[24]:= propagua[24,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[24]:=hxs[24]+hf_h2oL/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[24]:=propagua[24,7]; {kJ/kg}
exergia[24]:=exerxfis[24]+exq_h2oL/Mz_h2o;

hxs[25]:= propagua[25,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[25]:=hxs[25]+hf_h2oL/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[25]:=propagua[25,7]; {kJ/kg}
exergia[25]:=exerxfis[25]+exq_h2oL/Mz_h2o;

p[27]:=(5016/5100)*P[24]; {agua}

T[14]:=15.0+273.15; {combustivel}
p[14]:=4900;

T[17]:= 1570 + 273.15; {estimativa}
m[16]:= 0.03;          {estimativa}

T[19]:=1100; {estimativa}
P[19]:=400.0; {estimativa}

```

```

T[20]:=570.0; {estimativa}
T[21]:=500.0; {estimativa}

p[22]:=103.0; {dado}
T[22]:=800.0; {estimativa}

kchoke:=1.0;
M[25]:=0.126;
{---FIM DOS DADOS-----}

{ .....Entalpia e exergia..... }

hs[1]:=hr_mist(frmol_arL,T[1]);
htotal[1]:=hs[1]+hf_mist(frmol_arL);
exerfis[1]:=exf_mist(frmol_arL,T[1],p[1]);
exertotal[1]:=ext_mist(frmol_arL,T[1],p[1]);
{ ..... }

{ calculo para T[23]-T[12]=25.0 }
deltatrec:=25.0;
niter1:=0;

while (abs(T[23]-T[12]-deltatrec) > 0.00001) and (niter1 <100) do

begin
niter1:=niter1+1;

if (niter1<=2) then
M[25]:=M[25]-0.0001;
{dado: total de injecao de agua}
{M[25] variavel cujo valor e procurado}

if (niter1 > 2) then
M[25]:=(-1*fres25I[niter1-1])*
( m25I[niter1-1] - m25I[niter1-2] )/
( fres25I[niter1-1] - fres25I[niter1-2] ) +

```

```

m25I[niter1-1];

if (niter1 = 100) then
writeLn('STOP: Atingido o limite de niter1 = 100 ');

M25I[niter1]:=M[25];

{#####}
{neste loop o valor de T23 e calculado ate a convergencia}
repeat
begin
{*****}
    {comprisen_0(frmol_arL,p[1], T[1], rpsL,
    WcL,p[2],T[2], Efic_comprL);}
{*****}
    {compressor de baixa}
    comprisen_1(frmol_arL,p[1],T[1],Efic_comprL,
    rpsL,WcL,p[2],T[2]);

    {WcL,p[2],T[2] son resultados}
    {WcL em kJ/kmol de aire}

{***** INTER-COOLER *****}
    T[27] :=T[2]-deltaICA;
    T[9] :=T[27];
    T[28] :=T[27];
    T[15] :=T[2]-deltaICB;

{CORRENTE DE AGUA}
    m[24]:=m[25];
    M[27]:=M[24];

    P[9]:=P[27];
    P[28]:=P[27];    {agua liquida}

    propagua[27,2]:=T[27]-273.15;    {Celsius}

```

```

propagua[27,3]:=p[27]/1000; {MPa}
jilb_54(1,cod,propagua[27]); {kJ/kg....}

dhagua:=m[27]*(propagua[27,5] - propagua[24,5]);

hxs[27]:= propagua[27,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[27]:=hxs[27]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[27]:=propagua[27,7]; {kJ/kg}
exergia[27]:=exerxfis[27]+exq_h2oL/Mz_h2o;

{CORRENTE DE COMBUSTIVEL}
m[14]:=m[15];
p[15]:=(4867/4900)*p[14];

hs[14]:=HR_MIST(frmol_comb,T[14]);
htotal[14]:=hs[14]+hf_mist(frmol_comb);
exerfis[14]:=exf_mist(frmol_comb,T[14],p[14]);
exertotal[2]:=ext_mist(frmol_comb,T[14],p[14]);

hs[15]:=HR_MIST(frmol_comb,T[15]);
htotal[15]:=hs[15]+hf_mist(frmol_comb);
exerfis[15]:=exf_mist(frmol_comb,T[15],p[15]);
exertotal[15]:=ext_mist(frmol_comb,T[15],p[15]);

dhcomb:=m[15] * (hs[15] - hs[14]) / Mz_comb;

{corrente de ar umido quente}
dharq:= (dhagua+dhcomb);
hs[2]:=hr_mist(frmol_arL,T[2]);
htotal[2]:=hs[2]+hf_mist(frmol_arL);
exerfis[2]:=exf_mist(frmol_arL,T[2],p[2]);
exertotal[2]:=ext_mist(frmol_arL,T[2],p[2]);

hs[3]:=hs[2] - Mz_arL * dharq / m[2];
p[3]:=1.0*p[2];

```

```

temperatur(frmol_arL,hs[3],T[3]);

htotal[3] :=hs[3]+hf_mist(frmol_arL);
exerfis[3] :=exf_mist(frmol_arL,T[3],p[3]);
exertotal[3]:=ext_mist(frmol_arL,T[3],p[3]);

{***** fim do inter-cooler *****}

{xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx condensado xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx}
m[3]:=m[2];
p[3]:=1.0*p[2];
T[26]:=T[4];
paux:=p_satred(25.0);
paux:=p_real(paux);
p[4]:=(3.48/3.51)*p[3];

propagua[26,2]:=T[4]-273.15;
propagua[26,3]:=p[4]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[26]);

hxs[26]:= propagua[26,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[26]:=hxs[26]+hf_h2o/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[26]:=propagua[26,7]; {kJ/kg}
exergia[26]:=exerxfis[26]+exq_h2oL/Mz_h2o;

frmol_arH[4]:=0.9*paux*1000/p[4];
frmol_arH[2]:=(1-frmol_arH[4])/(1.0 + 0.7901/0.2099);
frmol_arH[1]:=frmol_arH[2] * 0.7901 / 0.2099;
Mz_arH:=Mz_mist(frmol_arH);

frmassa4:=frmol_arH[4]*Mz_h2o/Mz_arH;
frmassa3:=frmol_arL[4]*Mz_h2o/Mz_arL;
magua3:=frmassa3*m[3];
m[4]:=(m[3]-magua3)/(1.0 - frmassa4);
m[5]:=m[4];
m[26]:=m[3]-m[4];

```



```

tcelsius10:=T[10]-273.15;
paux:=p_satred(tcelsius10);
paux:=1000*p_real(paux); {kPa}

{primeiro termo}
nagua10:= nar10 / ( p[10]/paux - 1.0) ;
primterm:=(nagua10 - nagua8) * Mz_h2o;

{segundo termo}

{ar saturado}
frmol_arM[4]:=paux/p[10];
frmol_arM[2]:=(1-frmol_arM[4])/(1.0 + 0.7901/0.2099);
frmol_arM[1]:=frmol_arM[2] * 0.7901 / 0.2099;
Mz_arM:=Mz_mist(frmol_arM);

propagua[39,3]:=paux/1000.0;
propagua[39,11]:=0.0;
jilb_54(4,cod,propagua[39]);

propagua[40,3]:=paux/1000.0;
propagua[40,11]:=1.0;
jilb_54(4,cod,propagua[40]);

seguterm:= (nar10+nagua10)*hr_mist(frmol_arM,T[10]) -
            (nar8+nagua8)*hr_mist(frmol_arH,T[8]);

entalpiagua9:= propagua[9,5] - 104.97192 -
                (propagua[40,5]-propagua[39,5]); {ref 25 oC, 1 atm}

seguterm:= seguterm/entalpiagua9;

residuomist:=primterm-seguterm;

M[9]:=(PRIMTERM+seguterm)/2;

```

```

hs[10]:=m[9]*entalpiagua9 + (nar8+nagua8)*hr_mist(frmol_arH,T[8]);

hs[10]:=hs[10]/(nar10+nagua10);
T[40]:=t[10];
temperatur(frmol_arM,hs[10],T[10]);

T[10]:=0.6*T[40]+0.4*T[10];
{ writeln(' T10 = ',T[10]); }
end;
until abs(residuomist) < 0.0001 ;

{ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ fim do misturador injetor @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ @ }

M[28]:=M[27]-M[9];
M[29]:=M[28];
P[29]:=P[28]*0.97;

{////////// DIVISOR 8//////////}
m[10]:=m[8]+m[9];
p[11]:=p[10];
T[11]:=T[10];
p[12]:=p[10];
T[12]:=T[10];
m[11]:=(0.0627/0.8985)*m[10]; {massa para injecao}
m[12]:=m[10]-m[11];

M[30]:=M[12];
M[13]:=M[30]+M[29];

mh2oM:=FRMOL_ARM[4]*MZ_H2O/MZ_ARM;
MH2OMM:=MH2OM+M[29];
auxo2:=(M[30]-MH2OM)/(Mz_ARSECO);
auxn12:=0.7901*auxo2;
AUXO2:=0.2099*AUXO2;
auxh2o:=mh2oMM/Mz_h2o;

```

```

auxnt:=auxo2+auxnl2+auxh2o;
frmol_arMM[4]:=auxh2o/auxnt; {agua}
frmol_arMM[2]:=auxo2/auxnt; {O2}
frmol_arMM[1]:=auxnl2/auxnt; {resto del aire : Nl2}
Mz_arMM:=MZ_MIST(FRMOL_ARmm);

{*****fim do evaporador}

p[30]:=(32.13/32.78)*p[12];
T[30]:=T[22]-deltaicb; {delta t fixado no preaquecedor H}
T[29]:=T[30];
T[13]:=T[30];
p[13]:=P[30];

{***** alimentacao de combustivel}

p[15]:=(4867/4900)*p[14];

p[16]:=(4819/4867)*p[15];
T[16]:=T[22]-deltaicb; { preaquecedor H}

{***** composicao do combustivel gasoso}
{ 1: nl2    2: o2    3: co2    4: h2o    5:co
  6: ch4    7: c2h4    8: c2h6    9: h2    10:n2}
{ pressao em kPa, temperatura em K,
  prop. base kmol, composicao molar,
  m_aru, m_prod, m_comb: kg
  Mz_prod: kg/kmol,
  trabesp: kJ/kmol,}

p[17]:=(3116/3213)*p[13];
M[13]:=M[12]+M[28];

{XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX}

niter2:=0;
xx[1]:=T[17];

```

```

xx[2]:=T[17] + 1.0;
yy[0]:=1.0; {so pra enganar}
while (abs( yy[niter2]) > 0.01) and (niter2 <100) do

begin
niter2:=niter2+1;

if (niter2 > 2) then
xx[niter2]:=(-1*yy[niter2-1])*
  ( xx[niter2-1] - xx[niter2-2] )/
  ( yy[niter2-1] - yy[niter2-2] ) +
  xx[niter2-1];

if (niter1 = 100) then
writeln('STOP: Atingido o limite de niter2 = 100 ');

T[17]:=xx[niter2];
combustao_1d(frmol_comb,frmol_arMM,
  P[13],T[13],m[13],P[16],T[16],P[17],
  frmol_prodM,
  m[17],T[17],Mz_prodM,m[16],efic_pci,
  kchoke);

{ frmol_prodM, m[16],Mz_prodM,m[17] sao resultados}

{ ***** misturador com ar umido *****}

p[18]:=p[17];
m[18]:=m[11]+m[17];
hs[11]:=hr_mist(frmol_arM,T[11]);
hs[17]:=hr_mist(frmol_prodM,T[17]);

{ faz a mistura de ar umido com produtos de combustao e det. temper.}
mistura(FRmol_arM,FRmol_prodM,FRmol_prodH,
  m[11], m[17], m[18], Mz_prodM, Mz_arM, Mz_prodH,
  T[11], T[17], T[18]);

```

```

yy[niter2]:=T[18]-TIT;
{ writeln('T17 = ',T[17],' T18 = ',T[18]);}
end; {while niter2}

{***** turbina geradora de gases *****}

WtH:=abs(WcL)*(m[1]/Mz_arL)/(efimeccompL*efimecturbH);
WtH:=WtH+ abs(WcH)*(m[4]/Mz_arH)/(efimeccompH*efimecturbH);
{kJ para comprimir o ar }
Molestur:=m[18]/Mz_prodH; {kmoles de gases produzidos }

turbisen_2(frmol_prodH, WtH, MOLESTUR,
P[18], T[18] , efic_turbH, relpTaco,
Wtacomol,P[19],T[19]);
{Wtacomol em kJ/kmol de gas que pasa en la turbina}

m[19]:=m[18];
WtH:=MOLESTUR*Wtacomol; {en kJ/Kgar}

{ mistura de correntes de ar umido}
{faz a mistura de ar umido e det. temper.}

mistura(FRmol_arL,FRmol_arH,FRmol_arK,
m[6], m[7], m[20], Mz_arH, Mz_arL, Mz_arK,
T[6], T[7], T[20]);

p[20]:=p[7];

{ mistura de corrente de ar umido com produtos de combustao }
{faz a mistura de ar umido com produtos de combustao e det. temper.}
mistura(FRmol_prodH,FRmol_arK,FRmol_prodL,
m[19], m[20], m[21], Mz_arK, Mz_prodH, Mz_prodL,
T[19], T[20], T[21]);

p[21]:=p[19];
m[22]:=m[21];

```

```

{***** turbina de potencia *****)

Molestur:=m[21]/Mz_prodL; {kmoles de gases producidos }
turbisen_1(frmol_prodL,
           P[21], T[21], efic_turbL, relpTlivre,
           Wtlivremol,P[22],T[22]);
{relpTlivre, Wtlivremol, T[22] son resultados}
{Wtlivremol em kJ/kmol}
WtL:=MOLESTUR*Wtlivremol*efimecturbL; {en kJ/Kgar}

{*****saida dos gases*****}

m[23]:=m[22];
p[23]:=(101/103)*p[22];

{***** RECUPERADOR DE CALOR *****)

{CORRENTE DE μGUA}
PROPAGUA[29,3]:=P[30]/1000.0;
PROPAGUA[29,2]:=T[30]-273.15;
JILB_54(1,COD,PROPAGUA[29]);

DHSPRAY:=M[28]*(PROPAGUA[29,5] - PROPAGUA[27,5]);

{CORRENTE DE AR UMIDO}
m[30]:=m[12]; {Mz_arM}
hs[30]:=HR_MIST(frmol_arM,T[30]); {kJ/kmol}
hs[12]:=HR_MIST(frmol_arM,T[12]);
dhM:=m[12]*(hs[30] - hs[12])/ Mz_arM;

{CORRENTE DE COMBUSTIVEL}
m[15]:=m[16];
hs[16]:=HR_MIST(frmol_comb,T[16]);
hs[15]:=HR_MIST(frmol_comb,T[15]);
dhcomb:=m[16] * (hs[16] - hs[15]) / Mz_comb;

```

```

{ corrente de produtos de combustao}
dhprod:= (dhM+dhcomb+DHSPRAY);
hs[22]:=hr_mist(frmol_prodL,T[22]);
hs[23]:=hs[22] - Mz_prodL * dhprod / m[22];
taux:=T[23];
temperatur(frmol_prodL,hs[23],T[23]);

{ ***** fim do RECUPERADOR ***** }
{ writeln(' T23 = ', T[23]); }
end;
until abs(taux-t[23]) < 0.01;
{ ##### }
fres25I[niter1]:= T[23]-T[12]-deltatrec;
{ writeln(m[25], ' ',T[23], ' ',T[23]-T[12]);}
{ READKEY;}
end; { while }
{ ***** }
hs[13]:=HR_MIST(FRMOL_ARMM,T[13]);
hs[17]:=hr_mist(frmol_prodM,T[17]); {kJ/kmol}
hs[16]:=hr_mist(frmol_comb,T[16]); {kJ/kmol}

qH:= (hs[17])*(m[17]/Mz_prodM) -
      (hs[13])*(m[13]/Mz_arMM) -
      (hs[16])*(m[16]/Mz_comb); {kJ para a massa m[1]}

qH:=qH/efic_pci;

{ ///////////////////////////////////////////////////////////////////ENTALPIAS Y EXERGIAS//////////////////////////////////// }

hs[1]:=hr_mist(frmol_arL,T[1]); {kJ/kmol}
hxs[1]:=hs[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
htotal[1]:=hs[1]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
energia[1]:=htotal[1]/Mz_arL; {kJ/kg}
exerfis[1]:=exf_mist(frmol_arL,T[1],p[1]); {kJ/kmol}
exerxfis[1]:=abs(exerfis[1]/Mz_arL); {kJ/kg}
exertotal[1]:=ext_mist(frmol_arL,T[1],p[1]);

```

```

exergia[1]:=exertotal[1]/Mz_arL; {kJ/kg}

hs[2]:=hr_mist(frmol_arL,T[2]); {kJ/kmol}
hxs[2]:=hs[2]/Mz_arL; {kJ/kg}
htotal[2]:=hs[2]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
energia[2]:=htotal[2]/Mz_arL; {kJ/kg}
exerfis[2]:=exf_mist(frmol_arL,T[2],p[2]); {kJ/kmol}
exerxfis[2]:=exerfis[2]/Mz_arL; {kJ/kg}
exertotal[2]:=ext_mist(frmol_arL,T[2],p[2]);
exergia[2]:=exertotal[2]/Mz_arL; {kJ/kg}

```

```

hxs[3]:=hs[3]/Mz_arL; {kJ/kg}
htotal[3]:=hs[3]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
energia[3]:=htotal[3]/Mz_arL; {kJ/kg}
exerfis[3]:=exf_mist(frmol_arL,T[3],p[3]); {kJ/kmol}
exerxfis[3]:=exerfis[3]/Mz_arL; {kJ/kg}
exertotal[3]:=ext_mist(frmol_arL,T[3],p[3]);
exergia[3]:=exertotal[3]/Mz_arL; {kJ/kg}

```

```

{ AGUAL LIQUIDA !!!!! }

hs[26]:=hr_mist(frmol_arH,T[26]); {kJ/kmol}
hxs[26]:=hs[26]/Mz_arH; {kJ/kg}
htotal[26]:=hs[26]+hf_mist(frmol_arH); {kJ/kmol}
energia[26]:=htotal[26]/Mz_arH; {kJ/kg}
exerfis[26]:=exf_mist(frmol_arH,T[26],p[26]); {kJ/kmol}
exerxfis[26]:=exerfis[26]/Mz_arH; {kJ/kg}
exertotal[26]:=ext_mist(frmol_arH,T[26],p[26]);
exergia[26]:=exertotal[26]/Mz_arH; {kJ/kg}
{!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!}

```

```

hs[4]:=hr_mist(frmol_arH,T[4]); {kJ/kmol}
hxs[4]:=hs[4]/Mz_arH; {kJ/kg}
htotal[4]:=hs[4]+hf_mist(frmol_arH); {kJ/kmol}
energia[4]:=htotal[4]/Mz_arH; {kJ/kg}
exerfis[4]:=exf_mist(frmol_arH,T[4],p[4]); {kJ/kmol}
exerxfis[4]:=exerfis[4]/Mz_arH; {kJ/kg}

```

```

exertotal[4]:=ext_mist(frmol_arH,T[4],p[4]);
exergia[4]:=exertotal[4]/Mz_arH; {kJ/kg}

```

```

hs[5]:=hr_mist(frmol_arH,T[5]); {kJ/kmol}
hxs[5]:=hs[5]/Mz_arH; {kJ/kg}
htotal[5]:=hs[5]+hf_mist(frmol_arH); {kJ/kmol}
energia[5]:=htotal[5]/Mz_arH; {kJ/kg}
exerfis[5]:=exf_mist(frmol_arH,T[5],p[5]); {kJ/kmol}
exerxfis[5]:=exerfis[5]/Mz_arH; {kJ/kg}
exertotal[5]:=ext_mist(frmol_arH,T[5],p[5]);
exergia[5]:=exertotal[5]/Mz_arH; {kJ/kg}

```

```

hs[6]:=hr_mist(frmol_arL,T[6]); {kJ/kmol}
hxs[2]:=hs[6]/Mz_arL; {kJ/kg}
htotal[6]:=hs[6]+hf_mist(frmol_arL); {kJ/kmol}
energia[6]:=htotal[6]/Mz_arL; {kJ/kg}
exerfis[6]:=exf_mist(frmol_arL,T[6],p[6]); {kJ/kmol}
exerxfis[6]:=exerfis[6]/Mz_arL; {kJ/kg}
exertotal[6]:=ext_mist(frmol_arL,T[6],p[6]);
exergia[6]:=exertotal[6]/Mz_arL; {kJ/kg}

```

```

hs[7]:=hr_mist(frmol_arH,T[7]); {kJ/kmol}
hxs[7]:=hs[7]/Mz_arH; {kJ/kg}
htotal[7]:=hs[7]+hf_mist(frmol_arH); {kJ/kmol}
energia[7]:=htotal[7]/Mz_arH; {kJ/kg}
exerfis[7]:=exf_mist(frmol_arH,T[7],p[7]); {kJ/kmol}
exerxfis[7]:=exerfis[7]/Mz_arH; {kJ/kg}
exertotal[7]:=ext_mist(frmol_arH,T[7],p[7]);
exergia[7]:=exertotal[7]/Mz_arH; {kJ/kg}

```

```

hs[8]:=hr_mist(frmol_arH,T[8]); {kJ/kmol}
hxs[8]:=hs[8]/Mz_arH; {kJ/kg}
htotal[8]:=hs[8]+hf_mist(frmol_arH); {kJ/kmol}
energia[8]:=htotal[8]/Mz_arH; {kJ/kg}
exerfis[8]:=exf_mist(frmol_arH,T[8],p[8]); {kJ/kmol}
exerxfis[8]:=exerfis[8]/Mz_arH; {kJ/kg}

```

```

exertotal[8]:=ext_mist(frmol_arH,T[8],p[8]);
exergia[8]:=exertotal[8]/Mz_arH; {kJ/kg}

hs[10]:=hr_mist(frmol_arM,T[10]); {kJ/kmol}
hxs[10]:=hs[10]/Mz_arM; {kJ/kg}
htotal[10]:=hs[10]+hf_mist(frmol_arM); {kJ/kmol}
energia[10]:=htotal[10]/Mz_arM; {kJ/kg}
exerfis[10]:=exf_mist(frmol_arM,T[10],p[10]); {kJ/kmol}
exerxfis[10]:=exerfis[10]/Mz_arM; {kJ/kg}
exertotal[10]:=ext_mist(frmol_arM,T[10],p[10]);
exergia[10]:=exertotal[10]/Mz_arM; {kJ/kg}

hs[11]:=hr_mist(frmol_arM,T[11]); {kJ/kmol}
hxs[11]:=hs[11]/Mz_arM; {kJ/kg}
htotal[11]:=hs[11]+hf_mist(frmol_arM); {kJ/kmol}
energia[11]:=htotal[11]/Mz_arM; {kJ/kg}
exerfis[11]:=exf_mist(frmol_arM,T[11],p[11]); {kJ/kmol}
exerxfis[11]:=exerfis[11]/Mz_arM; {kJ/kg}
exertotal[11]:=ext_mist(frmol_arM,T[11],p[11]);
exergia[11]:=exertotal[11]/Mz_arM; {kJ/kg}

hs[12]:=hr_mist(frmol_arM,T[12]); {kJ/kmol}
hxs[12]:=hs[12]/Mz_arM; {kJ/kg}
htotal[12]:=hs[12]+hf_mist(frmol_arM); {kJ/kmol}
energia[12]:=htotal[12]/Mz_arM; {kJ/kg}
exerfis[12]:=exf_mist(frmol_arM,T[12],p[12]); {kJ/kmol}
exerxfis[12]:=exerfis[12]/Mz_arM; {kJ/kg}
exertotal[12]:=ext_mist(frmol_arM,T[12],p[12]);
exergia[12]:=exertotal[12]/Mz_arM; {kJ/kg}

hs[30]:=hr_mist(frmol_arM,T[30]); {kJ/kmol}
hxs[30]:=hs[30]/Mz_arM; {kJ/kg}
htotal[30]:=hs[30]+hf_mist(frmol_arM); {kJ/kmol}
energia[30]:=htotal[30]/Mz_arM; {kJ/kg}
exerfis[30]:=exf_mist(frmol_arM,T[30],p[30]); {kJ/kmol}
exerxfis[30]:=exerfis[30]/Mz_arM; {kJ/kg}

```

```

exertotal[30]:=ext_mist(frmol_arM,T[30],p[30]);
exergia[30]:=exertotal[30]/Mz_arM; {kJ/kg}

hs[13]:=hr_mist(frmol_arMM,T[13]); {kJ/kmol}
hxs[13]:=hs[13]/Mz_arMM; {kJ/kg}
htotal[13]:=hs[13]+hf_mist(frmol_arMM); {kJ/kmol}
energia[13]:=htotal[13]/Mz_arMM; {kJ/kg}
exerfis[13]:=exf_mist(frmol_arMM,T[13],p[13]); {kJ/kmol}
exerxfis[13]:=exerfis[13]/Mz_arMM; {kJ/kg}
exertotal[13]:=ext_mist(frmol_arMM,T[13],p[13]);
exergia[13]:=exertotal[13]/Mz_arMM; {kJ/kg}

hs[14]:=hr_mist(frmol_comb,T[14]); {kJ/kmol}
hxs[14]:=hs[14]/Mz_comb; {kJ/kg}
htotal[14]:=hs[14]+hf_mist(frmol_comb); {kJ/kmol}
energia[14]:=htotal[14]/Mz_comb; {kJ/kg}
exerfis[14]:=exf_mist(frmol_comb,T[14],p[14]); {kJ/kmol}
exerxfis[14]:=exerfis[14]/Mz_comb; {kJ/kg}
exertotal[14]:=ext_mist(frmol_comb,T[14],p[14]);
exergia[14]:=exertotal[14]/Mz_comb; {kJ/kg}

hs[15]:=hr_mist(frmol_comb,T[15]); {kJ/kmol}
hxs[15]:=hs[15]/Mz_comb; {kJ/kg}
htotal[15]:=hs[15]+hf_mist(frmol_comb); {kJ/kmol}
energia[15]:=htotal[15]/Mz_comb; {kJ/kg}
exerfis[15]:=exf_mist(frmol_comb,T[15],p[15]); {kJ/kmol}
exerxfis[15]:=exerfis[15]/Mz_comb; {kJ/kg}
exertotal[15]:=ext_mist(frmol_comb,T[15],p[15]);
exergia[15]:=exertotal[15]/Mz_comb; {kJ/kg}

hs[16]:=hr_mist(frmol_comb,T[16]); {kJ/kmol}
hxs[16]:=hs[16]/Mz_comb; {kJ/kg}
htotal[16]:=hs[16]+hf_mist(frmol_comb); {kJ/kmol}
energia[16]:=htotal[16]/Mz_comb; {kJ/kg}
exerfis[16]:=exf_mist(frmol_comb,T[16],p[16]); {kJ/kmol}
exerxfis[16]:=exerfis[16]/Mz_comb; {kJ/kg}

```

```

exertotal[16]:=ext_mist(frmol_comb,T[16],p[16]);
exergia[16]:=exertotal[16]/Mz_comb; {kJ/kg}

Mz_prodM:=Mz_mist(frmol_prodM);
hs[17]:=hr_mist(frmol_prodM,T[17]);
hs[17]:=hr_mist(frmol_prodM,T[17]); {kJ/kmol}
hxs[17]:=hs[17]/Mz_prodM; {kJ/kg}
htotal[17]:=hs[17]+hf_mist(frmol_prodM); {kJ/kmol}
energia[17]:=htotal[17]/Mz_prodM; {kJ/kg}
exerfis[17]:=exf_mist(frmol_prodM,T[17],p[17]); {kJ/kmol}
exerxfis[17]:=exerfis[17]/Mz_prodM; {kJ/kg}
exertotal[17]:=ext_mist(frmol_prodM,T[17],p[17]);
exergia[17]:=exertotal[17]/Mz_prodM; {kJ/kg}

hs[18]:=hr_mist(frmol_prodH,T[18]);
hs[18]:=hr_mist(frmol_prodH,T[18]); {kJ/kmol}
hxs[18]:=hs[18]/Mz_prodH; {kJ/kg}
htotal[18]:=hs[18]+hf_mist(frmol_prodH); {kJ/kmol}
energia[18]:=htotal[18]/Mz_prodH; {kJ/kg}
exerfis[18]:=exf_mist(frmol_prodH,T[18],p[18]); {kJ/kmol}
exerxfis[18]:=exerfis[18]/Mz_prodH; {kJ/kg}
exertotal[18]:=ext_mist(frmol_prodH,T[18],p[18]);
exergia[18]:=exertotal[18]/Mz_prodH; {kJ/kg}

hs[19]:=hr_mist(frmol_prodH,T[19]); {kJ/kmol}
hxs[19]:=hs[19]/Mz_prodH; {kJ/kg}
htotal[19]:=hs[19]+hf_mist(frmol_prodH); {kJ/kmol}
energia[19]:=htotal[19]/Mz_prodH; {kJ/kg}
exerfis[19]:=exf_mist(frmol_prodH,T[19],p[19]); {kJ/kmol}
exerxfis[19]:=exerfis[19]/Mz_prodH; {kJ/kg}
exertotal[19]:=ext_mist(frmol_prodH,T[19],p[19]);
exergia[19]:=exertotal[19]/Mz_prodH; {kJ/kg}

hs[20]:=hr_mist(frmol_arK,T[20]); {kJ/kmol}
hxs[20]:=hs[20]/Mz_arK; {kJ/kg}
htotal[20]:=hs[20]+hf_mist(frmol_arK); {kJ/kmol}

```

```

energia[20]:=htotal[20]/Mz_arK; {kJ/kg}
exerfis[20]:=exf_mist(frmol_arK,T[20],p[20]); {kJ/kmol}
exerxfis[20]:=exerfis[20]/Mz_arK; {kJ/kg}
exertotal[20]:=ext_mist(frmol_arK,T[20],p[20]);
exergia[20]:=exertotal[20]/Mz_arK; {kJ/kg}

Mz_prodL:=Mz_mist(frmol_prodL);
hs[21]:=hr_mist(frmol_prodL,T[21]); {kJ/kmol}
hxs[21]:=hs[21]/Mz_prodL; {kJ/kg}
htotal[21]:=hs[21]+hf_mist(frmol_prodL); {kJ/kmol}
energia[21]:=htotal[21]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exerfis[21]:=exf_mist(frmol_prodL,T[21],p[21]); {kJ/kmol}
exerxfis[21]:=exerfis[21]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exertotal[21]:=ext_mist(frmol_prodL,T[21],p[21]);
exergia[21]:=exertotal[21]/Mz_prodL; {kJ/kg}

hs[22]:=hr_mist(frmol_prodL,T[22]); {kJ/kmol}
hxs[22]:=hs[22]/Mz_prodL; {kJ/kg}
htotal[22]:=hs[22]+hf_mist(frmol_prodL); {kJ/kmol}
energia[22]:=htotal[22]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exerfis[22]:=exf_mist(frmol_prodL,T[22],p[22]); {kJ/kmol}
exerxfis[22]:=exerfis[22]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exertotal[22]:=ext_mist(frmol_prodL,T[22],p[22]);
exergia[22]:=exertotal[22]/Mz_prodL; {kJ/kg}

hs[23]:=hr_mist(frmol_prodL,T[23]); {kJ/kmol}
hxs[23]:=hs[23]/Mz_prodL; {kJ/kg}
htotal[23]:=hs[23]+hf_mist(frmol_prodL); {kJ/kmol}
energia[23]:=htotal[23]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exerfis[23]:=exf_mist(frmol_prodL,T[23],p[23]); {kJ/kmol}
exerxfis[23]:=exerfis[23]/Mz_prodL; {kJ/kg}
exertotal[23]:=ext_mist(frmol_prodL,T[23],p[23]);
exergia[23]:=exertotal[23]/Mz_prodL; {kJ/kg}

hxs[27]:= propagua[27,5]-104.97192; { kJ/kg}
energia[27]:=hxs[27]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}

```

```

exerxfis[27]:=propagua[27,7]; {kJ/kg}
exergia[27]:=exerxfis[27]+exq_h2oL/Mz_h2o; { kJ/kg}

```

```

hxs[24]:= propagua[24,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[24]:=hxs[24]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[24]:=propagua[24,7]; {kJ/kg}
exergia[24]:=exerxfis[24]+exq_h2oL/Mz_h2o;

```

```

propagua[9,2]:=T[9]-273.15;
propagua[9,3]:=p[9]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[9]);
hxs[9]:= propagua[9,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[9]:=hxs[9]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[9]:=propagua[9,7]; {kJ/kg}
exergia[9]:=exerxfis[9]+exq_h2oL/Mz_h2o;

```

```

propagua[28,2]:=T[28]-273.15;
propagua[28,3]:=p[28]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[28]);
hxs[28]:= propagua[28,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[28]:=hxs[28]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[28]:=propagua[28,7]; {kJ/kg}
exergia[28]:=exerxfis[28]+exq_h2oL/Mz_h2o;

```

```

propagua[29,2]:=T[29]-273.15;
propagua[29,3]:=p[29]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[29]);
hxs[29]:= propagua[29,5]-104.97192;    { kJ/kg}
energia[29]:=hxs[29]+hf_h2ol/Mz_h2o; {kJ/kg}
exerxfis[29]:=propagua[29,7]; {kJ/kg}
exergia[29]:=exerxfis[29]+exq_h2oL/Mz_h2o;

```

```

exergia[35]:=wbombesp*m[25];    {kW}
exergia[36]:=WTL*m[1];
exergia[31]:=exergia[36]*efic_elc - exergia[35];
exergia[34]:=WcL*(m[1]/Mz_arL)/efimeccompL;

```

```

exergia[33]:=WcH*(m[4]/Mz_arH)/efimeccompH;
exergia[32]:=exergia[33]+exergia[34];

Efic_th:=exergia[31]/qH; {eficiencia termica global del ciclo}

propagua[25,2]:=T[25]-273.15;
propagua[25,3]:=p[25]/1000;
jilb_54(1,cod,propagua[25]);
exerxfis[25]:=propagua[25,7]; {kJ/kg}
exergia[25]:=exerxfis[25]+exq_h2oL/Mz_h2o;

{ writeln('exertot[14]=',exergia[14]*m[14]);
writeln('Trab[kW]',WtL*m[1]);}
Efic_exer:=(exergia[31])/(exergia[14]*m[14]+exergia[1]*m[1]+exergia[25]*m[25]);

writeln(arq);
writeln(arq,' Ciclo de Turbina a G s RWI');
writeln(arq);
writeln(arq,' RESULTADOS');
writeln(arq);

writeln(arq,' ','Ponto',' ','energia[kW]',' ',
          'exergia[kW]');

writeln(arq);
for i:=1 to 30 do
begin
writeln(arq,' ',i,' ',energia[i]*m[i]:15:3,' ',
          exergia[i]*m[i]:15:3);

end;
{ writeln(arq);}
for i:=31 to 36 do
begin
writeln(arq,' ',i,' ',exergia[i]:15:3,' ',

```

```

        exergia[i]:15:3);

end;

writeln(arq,' Ponto',' ',m[kg/s]',
        ',','P[kPa]',' ',T[K]');

for i := 1 to numflux do
writeln(arq,' ',i,' ',m[i]:10:6,' ',
        P[i]:9:4,' ',T[i]:7:2);
writeln(arq);
writeln(arq,' ',Relac. AR/COMBUST. MASSA : ',(m[13]/m[16]):7:2);
writeln(arq,' ',Relac. de pressões (rpsL) : ',rpsL:7:2);
writeln(arq,' ',Relac. de pressões (rpsH) : ',rpsH:7:2);
writeln(arq,' ',Beta=rpsH*rpsL : ',(rpsH)*(rpsL):7:2);

writeln(arq,' ',Eficiência do ciclo(1lei),(Efic_th) : ',(Efic_th*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Eficiência do ciclo(2lei),(Efic_exer): ',(Efic_exer*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Eficiência compressor L : ',(Efic_comprL*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Eficiência compressor H : ',(Efic_comprH*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Trab. espec. do compressor L (WcL) : ',WcL/Mz_arL:7:2,' kJ/kg de ar');
writeln(arq,' ',Trab. espec. do compressor H (WcH) : ',WcH/Mz_arH:7:2,' kJ/kg de ar');
writeln(arq,' ',Eficiência turbina H : ',(Efic_turbH*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Eficiência turbina L : ',(Efic_turbL*100):7:2,' %');
writeln(arq,' ',Trab. espec. turb. ggt (WTH) : ',WTh/m[1]:7:2,' kJ/kg entr. ');
writeln(arq,' ',Trab. espec. turb. potência (WTL) : ',WTL/m[1]:7:2,' kJ/kg entr. ');

writeln(arq,' ',Cfmara de combust/Æo (qH) : ',qH/(m[1]):7:2,' kJ/kg entr ');
writeln(arq,' ',Potência líquida total (Wliq) : ',Wliq:7:2,' kW');

writeln(arq,' ',Ar necessario para potência liq.(Mar): ',
        Wliq/(WTL*efimecturbL):7:2,' kg/s');

writeln(arq,' ');
writeln(arq,'Composições Ar fornecido nos pontos 1, 4, 12, 13, 20 (base molar): ');
for i:=1 to 10 do

```

```

begin
writeln(arq,i:10,frmol_arL[i]:15:6,
        frmol_arH[i]:15:6,
        frmol_arM[i]:15:6,
        FRMOL_ARmm[I]:15:6,
        frmol_arK[i]:15:6);
end;

writeln(arq,' ');
writeln(arq,'Composições combustivel e produtos pontos 16, 17, 18, 21 (base molar): ');
for i:=1 to 10 do
begin
writeln(arq,i:10,frmol_comb[i]:15:6,frmol_prodM[i]:15:6,
        frmol_prodH[i]:15:6,FRMOL_prodL[I]:15:6);
end;
{
writeln(arq,'Massa de gua com referencia a quantidade total de ar');
writeln(arq,' ');
writeln(arq,'Y=',frmol_arL*(Mz_h2o)Mz_arL:8:6);
writeln(arq,'Mz_arH=',Mz_arH:8:6);
writeln(arq,'Mz_arM=',Mz_arM:8:6);
writeln(arq,'Mz_arMM=',Mz_arMM:8:6);
writeln(arq,'Mz_prodM=',Mz_prodM:8:6);
writeln(arq,'Mz_prodH=',Mz_prodH:8:6);
writeln(arq,'Mz_prodL=',Mz_prodL:8:6);
}
CLOSE(ARQ);
writeln('Eficiencia1=',Efic_th*100);
writeln('Efic_exer(%)=',Efic_exer*100);
writeln('Wt_L=',WTl/m[1]);
{ writeln(' W_bomb = [kW]', wbombesp*m[25]);}
writeln('m[25]_h2o=',m[25]);
writeln('- Sim. ');
aaa:=READKEY;

end.

```


Apêndice C

C.1 Listagem do Programa: Cálculo do Fuel, Produto, Irreversibilidades Exergéticas

```
program mfpex; { determinação de F e P exergéticos }
{$N+}{Nome do Arquivo: MFPEX.PAS}
uses
crt,dos;

type
matriz = array[1..34,1..34] of double;
vetorneq = array[1..34] of double;

var
arq          :text;
A,Af,Ap,f,p,Bx      :matriz;

g,c,d,iaux,i,j      :integer;
nome            :string[12];
{x,energia,exergia: vetorneq; }

{*****}
procedure leermat_af(var A:matriz;L:integer;K:integer);
var
mfuel,kfuel :text;
i,j          :integer;
begin
  for i:=1 to L do
    begin
      for j:=1 to K do a[i,j]:=0.0;
    end;
  {****Digite os valores de entrada e saída dos componentes****}
  { Compressor}
  a[1,32]:=1;
  { Intercooler de superficie}
  a[2,2]:=1;
  a[2,3]:=-1;
  { Bomba de gua}
  a[3,33]:=1;
  { IC2}
```

```

a[4,3]:=1;
a[4,4]:=-1;
{5-HP}
a[5,31]:=1;
{6-bifurcação}
a[6,5]:=1;
{7- Misturador}
a[7,7]:=1;
a[7,8]:=1;
{8-Bifurcação}
a[8,9]:=1;
{9-Recuperador}
a[9,20]:=1;
a[9,21]:=-1;
{10-Câmara de Combustão}
a[10,15]:=1;
a[10,12]:=1;
{11-Misturador2}
a[11,16]:=1;
a[11,10]:=1;
{12-HT}
a[12,17]:=1;
a[12,18]:=-1;
{13-Misturador3}
a[13,18]:=1;
a[13,6]:=1;
{14-LT}
a[14,19]:=1;
a[14,20]:=-1;
{15-Bifurcador}
a[15,25]:=1;
{16-Misturador}
a[16,28]:=1;
a[16,27]:=1;
{17-Sistema de Transmissão}
a[17,30]:=1;
{18-Gerador de Energia Elétrica}
a[18,34]:=1;

end;
{//////////////////MATRIZ Ap ////////////////////}
procedure leermat_ap(var A:matriz;L:integer;K:integer);

var
i,j      :integer;
begin
for i:=1 to L do
begin
for j:=1 to K do A[i,j]:=0.0;
end;
{****Digite os valores de entrada e saída dos componentes****}
{Compressor}
a[1,1]:=-1;
a[1,2]:=1;
{Intercooler de superfície}

```

```

a[2,13]:=-1;
a[2,14]:=1;
a[2,22]:=-1;
a[2,25]:=1;
{Bomba de gua}
a[3,23]:=-1;
a[3,22]:=1;
{IC2}
a[4,24]:=1;
{5-HP}
a[5,4]:=-1;
a[5,5]:=1;
{6-bifurcação}
a[6,6]:=1;
a[6,7]:=1;
{7- Misturador}
a[7,9]:=1;
{8-Bifurcação}
a[8,10]:=1;
a[8,11]:=1;
{9-Recuperador}
a[9,11]:=-1;
a[9,28]:=1;
a[9,26]:=-1;
a[9,27]:=1;
a[9,14]:=-1;
a[9,15]:=1;
{10-C mara de Combustão}
a[10,16]:=1;

{11-Misturador2}
a[11,17]:=1;

{12-HT}
a[12,30]:=1;

{13-Misturador3}
a[13,19]:=1;

{14-LT}
a[14,34]:=1;

{15-Bifurcador}
a[15,8]:=1;
a[15,26]:=1;

{16-Misturador}
a[16,12]:=1;

{17-Sistema de Transmiso}
a[17,31]:=1;
a[17,32]:=1;

{18-Gerador de Energia El,trica}
a[18,29]:=1;

```

```

        a[18,33]:=1;

end;

{//////////leitura da segunda matriz//////////}

procedure leerexer(var a:matriz;L:integer;K:integer);
var
i,j,iaux          :integer;
mfuel              :text;
nome               :string[12];
x,energia,exergia : vetorneq;

begin
    nome:='custoxa.txt';
    assign( mfuel,nome);
    reset(mfuel);

{LEITURA DOS DADOS de fluxos de exergia}

    for i:=1 to 1 do readln(mfuel);
    for i:=1 to L do readln(mfuel,iaux, x[i], exergia[i]) ;
    j:=K;
    for i:=1 to L do
    begin
        a[i,j]:=exergia[i];
    end;
    close(mfuel);

end;

{ *****PROCEDURE MULTIPLICAR***** }

procedure mult (var P1, P2, P:matriz;L:integer;M:integer;N:integer);
var
i,j,k :integer;
begin
    for i:=1 to L do
        for j:=1 to N do
            begin
                P[i,j]:=0;
                for k:=1 to M do
                    P[i,j]:=P[i,j]+P1[i,k]*P2[k,j];
                end;
            end;
        end;

end;

procedure visualizaAf ( var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
i,j :integer;
begin
    for i:=1 to g do {g}
        begin
            { writeln('Fila',i);}
            for j:=1 to d do {d}
                writeln ('Af',i,' ',j,'=',M[i,j]:10:2);
            end;
        end;
    end;
end;

```

```

        end;

    end;

procedure visualizaAp (var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
    i,j :integer;
begin
    for i:=1 to g do
        begin
            { writeln('Fila',i);}
            for j:=1 to d do
                writeln ('Ap',i,',',j,':=',M[i,j]:10:2);
            end;
        end;
    end;

procedure visualizaBx ( var B:matriz;g:integer;d:integer);
var
    i,j :integer;
begin
    for i:=1 to g do
        begin
            { writeln('Fila',i);}
            j:=d;
            writeln ('Bx',i,',',j,':=',B[i,j]:10:2);
            end;
    end;

procedure visualizaF (var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
    i,j :integer;
begin
    for i:=1 to g do
        begin
            { writeln('Fila',i);}
            j:=1;
            writeln ('F',i,',',j,':=',M[i,j]:10:2);
            end;
    end;

{PROGRAMA PRINCIPAL}

BEGIN
    TextBackground(blue);
    ClrScr;
    TextColor(white);
    writeln;
    writeln (' Digite o nome do arquivo de resultados ');
    readln(nome);
    assign(arq,nome);
    rewrite(arq);

```

```

WRITELN('Digite o numero de filas da matriz AF e Ap');
readln(g);{ O numero de filas , 18 }

Writeln('Digite o numero de columnas da matriz AF e Ap');
readln(c);{ O numero de columnas , 34 } { *****MATRIZ AF*****}

leermat_af(AF,g,c);
visualizaAf(Af,g,c);

{ *****MATRIZ AP*****}

leermat_aP(AP,g,c);
visualizaAp(AP,g,c);

{ *****MATRIZ DAS EXERGIAS *****}

WRITELN('Digite o numero de filas da matriz exerg;a');
readln(c); { 34}
Writeln('Digite o numero de columnas da matriz exerg;a');
readln(d); { 1}

leerexer(Bx,c,d); { Introduzir a matriz }
visualizaBx(Bx,c,d);
{//////////PRODUTO DAS MATRICES//////////}
mult(AF,Bx,F,g,c,d); { calculo do produto de matriz}
{ saida de resultados }
writeln('F matriz resultado ,');
visualizaf(F,g,d);

mult(AP,Bx,P,g,c,d); { calculo do produto de matriz}
{ saida de resultados }
writeln('P matriz resultado ,');
visualizaAp(P,g,d);

writeln(arq);
writeln(arq,' Ciclo de Turbina a G s RWI');
writeln(arq);
writeln(arq,'Resultados: Exergias do Fuel e Produto dos Componentes');
writeln(arq);

writeln(arq,' ','Componente',' ','F[kW]',' ','P[kW]
',' ','I[kW]',' ','Rendimento(%)');

for i:=1 to g do
begin
j:=d;

writeln(arq,' ','i',' ',f[i,j]:12:3,' ',p[i,j]:12:3
',' ',(f[i,j]-p[i,j]):12:3,' ',(p[i,j]/f[i,j])*100:12:3);

end;
close(arq);

readkey;
end.

```

Apêndice D

D.1 Listagem do Programa: Cálculo do Fuel e Produto dos Custos Exergéticos

```
program matfuf2; { determinação de F e P custos exerg, ticos }
{$N+}
uses
  crt, dos;

type
  matriz = array[1..34, 1..34] of double;
  vetorneq = array[1..34] of double;

var
  arq          :text;
  A,Af,Ap,f,p,Bx      :matriz;

  g,c,d,iaux,i,j      :integer;
  nome          :string[12];
  {x,energia,exergia: vetorneq; }

{ ****}
procedure leermat_af(var A:matriz;L:integer;K:integer);
var
  mfuel,kfuel :text;
  i,j         :integer;
begin
  for i:=1 to L do
    begin
      for j:=1 to K do a[i,j]:=0.0;
    end;
  { ****Digite os valores de entrada e saída dos componentes****}
  { Compressor}
  a[1,32]:=1;
  { Intercooler de superficie}
  a[2,2]:=1;
  a[2,3]:=-1;
  { Bomba de gua}
  a[3,33]:=1;
  { IC2}
```

```

    a[4,3]:=1;
    a[4,4]:=-1;
    {5-HP}
    a[5,31]:=1;
    {6-bifurcação}
    a[6,5]:=1;
    {7- Misturador}
    a[7,7]:=1;
    a[7,8]:=1;
    {8-Bifurcação}
    a[8,9]:=1;
    {9-Recuperador}
    a[9,20]:=1;
    a[9,21]:=-1;
    {10-Câmara de Combustão}
    a[10,15]:=1;
    a[10,12]:=1;
    {11-Misturador2}
    a[11,16]:=1;
    a[11,10]:=1;
    {12-HT}
    a[12,17]:=1;
    a[12,18]:=-1;
    {13-Misturador3}
    a[13,18]:=1;
    a[13,6]:=1;
    {14-LT}
    a[14,19]:=1;
    a[14,20]:=-1;
    {15-Bifurcador}
    a[15,25]:=1;
    {16-Misturador}
    a[16,28]:=1;
    a[16,27]:=1;
    {17-Sistema de Transmissão}
    a[17,30]:=1;
    {18-Gerador de Energia Elétrica}
    a[18,34]:=1;

end;

{////////////////////MATRIZ Ap //////////////////////}

procedure leermat_ap(var A:matriz;L:integer;K:integer);

var
    i,j      :integer;
begin
    for i:=1 to L do
        begin
            for j:=1 to K do A[i,j]:=0.0;
            end;
        {****Digite os valores de entrada e saída dos componentes****}
        {Compressor}
        a[1,1]:=-1;

```

```

a[1,2]:=1;
{Intercooler de superficie}
a[2,13]:=-1;
a[2,14]:=1;
a[2,22]:=-1;
a[2,25]:=1;
{Bomba de gua}
a[3,23]:=-1;
a[3,22]:=1;
{IC2}
a[4,24]:=1;
{5-HP}
a[5,4]:=-1;
a[5,5]:=1;
{6-bifurcação}
a[6,6]:=1;
a[6,7]:=1;
{7- Misturador}
a[7,9]:=1;
{8-Bifurcação}
a[8,10]:=1;
a[8,11]:=1;
{9-Recuperador}
a[9,11]:=-1;
a[9,28]:=1;
a[9,26]:=-1;
a[9,27]:=1;
a[9,14]:=-1;
a[9,15]:=1;
{10-Cmara de Combustão}
a[10,16]:=1;

{11-Misturador2}
a[11,17]:=1;

{12-HT}
a[12,30]:=1;

{13-Misturador3}
a[13,19]:=1;

{14-LT}
a[14,34]:=1;

{15-Bifurcador}
a[15,8]:=1;
a[15,26]:=1;

{16-Misturador}
a[16,12]:=1;

{17-Sistema de Transmissão}
a[17,31]:=1;
a[17,32]:=1;

```

```

    {18-Gerador de Energia El,trica}
    a[18,29]:=1;
    a[18,33]:=1;

end;

{//////////leitura da segunda matriz//////////}

procedure leercustexer(var a:matriz;L:integer;K:integer);
var
i,j,iaux          :integer;
mfuel              :text;
nome               :string[12];
x,energia,exergia : vetorneq;

begin
    nome:='custoxa.txt';
    assign( mfuel,nome);
    reset(mfuel);

{LEITURA DOS DADOS de fluxos de exergia}

    for i:=1 to 1 do readln(mfuel);
    for i:=1 to L do readln(mfuel,iaux, x[i], exergia[i]) ;
    j:=K;
    for i:=1 to L do
    begin
        a[i,j]:=x[i];
    end;

    close(mfuel);

end;
{ ***** }

procedure leerexer(var a:matriz;L:integer;K:integer);
var
i,j,iaux          :integer;
mfuel              :text;
nome               :string[12];
x,energia,exergia : vetorneq;

begin
    nome:='custoxa.txt';
    assign( mfuel,nome);
    reset(mfuel);

{LEITURA DOS DADOS de fluxos de exergia}

    for i:=1 to 1 do readln(mfuel);
    for i:=1 to L do readln(mfuel,iaux, x[i], exergia[i]) ;
    j:=K;
    for i:=1 to L do
    begin
        a[i,j]:=x[i];

```

```

end;

close(mfuel);

end;

{ *****PROCEDURE MULTIPLICAR*****}

procedure mult (var P1, P2, P:matriz;L:integer;M:integer;N:integer);
var
i,j,k :integer;
begin
  for i:=1 to L do
    for j:=1 to N do
      begin
        P[i,j]:=0;
        for k:=1 to M do
          P[i,j]:=P[i,j]+P1[i,k]*P2[k,j];
        end;
      end;
    end;
  end;

procedure visualizaAf ( var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
i,j :integer;
begin
  for i:=1 to g do {g}
    begin
      { writeln('Fila',i);}
      for j:=1 to d do {d}
        writeln (' Af',i,' ',j,':=',M[i,j]:10:2);
      end;
    end;

  end;

procedure visualizaAp (var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
i,j :integer;
begin
  for i:=1 to g do
    begin
      { writeln('Fila',i);}
      for j:=1 to d do
        writeln (' Ap',i,' ',j,':=',M[i,j]:10:2);
      end;
    end;

  end;

procedure visualizaBx ( var B:matriz;g:integer;d:integer);
var
i,j :integer;
begin
  for i:=1 to g do
    begin

```

```

        { writeln('Fila',i);}
        j:=d;
        writeln ('Bx',i,' ',j,':=',B[i,j]:10:2);
        end;

    end;

procedure visualizaF (var M:matriz;g:integer;d:integer);
var
    i,j :integer;
begin
    for i:=1 to g do
        begin
            { writeln('Fila',i);}
            j:=1;
            writeln ('F',i,' ',j,':=',M[i,j]:10:2);
        end;

    end;

{PROGRAMA PRINCIPAL}

BEGIN
    TextBackground(blue);
    ClrScr;
    TextColor(white);
    writeln;
    writeln ('Digite o nome do arquivo de resultados ');
    readln(nome);
    assign(arq,nome);
    rewrite(arq);

    WRITELN('Digite o numero de filas da matriz AF e Ap=18');
    readln(g);{ O numero de filas , 18 }

    Writeln('Digite o numero de columnas da matriz AF e Ap=34');
    readln(c);{ O numero de columnas , 34 }

    { *****MATRIZ AF*****}

    leermat_af(AF,g,c);
    visualizaAf(Af,g,c);

    { *****MATRIZ AP*****}

    leermat_aP(AP,g,c);
    visualizaAp(AP,g,c);

    { *****MATRIZ DAS EXERGIAS*****}

```

```

WRITELN('Digite o numero de filas da matriz das exergias=34');
readln(c); {34}
WriteLn('Digite o numero de columnas da matriz das exergias=1');
readln(d); {1}

leercustexer(Bx,c,d); { Introduzir a matriz }
visualizaBx(Bx,c,d);

{//////////PRODUTO DAS MATRICES//////////}

mult(AF,Bx,F,g,c,d); { calculo do produto de matriz }
{ saida de resultados }
writeln('F matriz resultado ,');
visualizaf(F,g,d);

mult(AP,Bx,P,g,c,d); { calculo do produto de matriz }
{ saida de resultados }
writeln('P matriz resultado ,');
visualizaAp(P,g,d);

writeln(arq);
writeln(arq,' Ciclo de Turbina a G s RWI');
writeln(arq);
writeln(arq,' Resultados dos Custos Exerg,ticos do Fuel e Produto ');
writeln(arq);

writeln(arq,' ','Componente',' ','F*[kW]',' ','P*[kW]
',' ','I*[kW]');

for i:=1 to g do
begin
j:=d;

writeln(arq,' ','i',' ',f[i,j]:12:4,' ',p[i,j]:12:4
',' ',(f[i,j]-p[i,j]):12:4);

end;

close(arq);

readkey;
end.

END.

```


Apêndice E

E.1 Listagem do Programa: Cálculo dos Custos Exergéticos Unitários

```
{ $N+ }
{ Eliminacao de Gauss, versao atualizada e corrigida, derivada da Elgausse }

program DIAZ3_MA; { produzido a partir de el-aal.pas }

uses
  crt, dos;

const
  n_equacoes_max = 40;

type
  matriz_ampliada = array[1..n_equacoes_max, 1..n_equacoes_max+1] of double;
  vetorneq        = array[1..n_equacoes_max] of double;

var
  tsatsa, VALVAL, LOZLOZ      : text;
  lit23                       : string[23];
  nome                        : string[12];
  a                           : matriz_ampliada;
  x, m, energia, exergia      : vetorneq;
  neq, i, j, iaux, jaux, IECOS : integer;
  ECOS1, ECOS2, ECOS3, ECOS4  : double;
  aaa                         : char;
procedure leitura_sistema(var neq: integer; var a: matriz_ampliada);
var
  arquivo_de_dados : text;
  nome_do_arquivo  : string[12];
  i, j              : integer;

begin
  write('DIGITE O NUMERO DE EQUACOES = ');
  readln(neq);
  write('DIGITE O NOME DO ARQUIVO DE DADOS = ');
  readln(nome_do_arquivo);
  assign(arquivo_de_dados, nome_do_arquivo);
```

```

reset(arquivo_de_dados);

{utiliza-se a matriz ampliada,
sua ultima coluna corresponde ao 2o. membro}
for i:=1 to neq do
begin
  for j:=1 to neq+1 do
  begin
    read(arquivo_de_dados,a[i,j]);
    writeln(i,' ',j,' ',a[i,j]);
  end;
end;
close(arquivo_de_dados);
end;
{ **** }
procedure gauss(neq:integer;a:matriz_ampliada;var x:vetorneq);

type
  ivetorneq= array[1..n_equacoes_max] of integer;

var
  nrow          :ivetorneq;
  fracax        :vetorneq;
  i,ia,ib,j,k,px,naux      :integer;
  amax,fracaxmax,aux,aux1,aux2,aux3,mgra :double;

begin

  {inicializa o vetor nrow para indicacao das linhas}
  for i:=1 to neq do nrow[i]:=i;

  {define a coluna de eliminacao ib}
  for ib:=1 to neq-1 do
  begin {for ib}

    {define a linha de verificacao do tamanho
    relativo do termo da diagonal referente a ib}
    for ia:=ib to neq do
    begin {for ia}

      {comeca fazendo amax igual ao termo da linha ia na coluna ib}
      amax:=abs(a[nrow[ia],ib]);

      {verifica se ha algum termo na linha ia maior que o da coluna ib}
      for j:=ib+1 to neq do if ( abs( a[nrow[ia],j] ) > amax ) then
        amax:=abs( a[nrow[ia],j] );

      if ( amax < 1.0e-30 ) then writeln
        ('GAUSS INFORMA: COEFICIENTES MUITO PEQUENOS - amax =',amax,' ',ia);

      if (amax=0.0) then
      begin
        writeln
        ('GAUSS INFORMA: SISTEMA DE EQUACOES APRESENTA REDUNDANCIA > HALT');
        halt;
      end;
    end;
  end;
end;

```

```

end;

{ calcula o indicador
do tamanho relativo do termo da coluna ib na linha}
fracax[nrow[ia]]:=abs(A[nrow[ia],ib]) / (amax);

end; {for ia}

{define inicialmente fracaxmax e px}
fracaxmax:=fracax[nrow[ib]];
px:=ib;

{verifica se ha linha que tem fracax maior que o definido}
for i:=ib+1 to neq do
begin
if fracax[nrow[i]] > fracaxmax then
begin
fracaxmax:=fracax[nrow[i]];
px:=i;
end;
end;

{troca as linhas se for necessario}
if px <> ib then
begin
naux:=nrow[ib];
nrow[ib]:=nrow[px];
nrow[px]:=naux;
end;

{faz o calculo de eliminacao dos termos abaixo da diagonal, na coluna ib}
for i:=ib+1 to neq do
begin
mgra:=a[nrow[i],ib]/(a[nrow[ib],ib]);
for j:=ib to neq+1 do a[nrow[i],j]:=a[nrow[i],j]-a[nrow[ib],j]*mgra;
end;

end; {for ib}

{efetua o calculo do vetor procurado por substituicao retrograda}
x[neq]:=a[nrow[neq],neq+1]/(a[nrow[neq],neq]);

for i:=neq-1 downto 1 do
begin
aux:=0.0;
for k:=neq downto i+1 do aux:=aux-x[k]*a[nrow[i],k];
x[i]:=(aux+a[nrow[i],neq+1])/a[nrow[i],i];
end;

end; {procedure gauss}

{*****}

Begin {programa principal}

```

```

{ leitura_sistema(neq,A); }

NEQ:=34;
{ ***** }
{ MATRIZ DE INCIDENCIA 34x34, MATRIZ AMPLIADA 34x35 }
{ ===== }
{ INICIALIZACAO DA MATRIZ AMPLIADA }
for I:=1 to NEQ do
begin
for J:=1 to NEQ+1 do A[I,J]:=0.0;
end;

{ ***** }
nome:='exergias.txt';
assign(tsatsa,nome);

ASSIGN(VALVAL,'custox.txt');

reset(tsatsa);
REWRITE(VALVAL);

{ LEITURA DOS DADOS de fluxos de exergia }
{ ##### }
for i:=1 to 7 do readln(tsatsa);
for i:=1 to 36 do readln(tsatsa,iaux, energia[i], exergia[i]);
readln(tsatsa);

{ ***** }

{ ===== }
{ CONFIGURACAO DO SISTEMA RWI com 18 componentes
3 entradas e 13 bifurcações }

{ OS COMPONENTES }

A[1,1]:=1;
A[1,2]:=-1;
A[1,32]:=1;

A[2,2]:=1;
A[2,3]:=-1;
A[2,13]:=1;
A[2,14]:=-1;
A[2,22]:=1;
A[2,25]:=-1;

A[3,22]:=-1;
A[3,23]:=1;
A[3,33]:=1;

A[4,3]:=1;
A[4,4]:=-1;
A[4,24]:=-1;

A[5,4]:=1;

```

```

A[5,5]:=-1;
A[5,31]:=1;

A[6,5]:=1;
A[6,6]:=-1;
A[6,7]:=-1;

A[7,7]:=1;
A[7,8]:=1;
A[7,9]:=-1;

A[8,9]:=1;
A[8,10]:=-1;
A[8,11]:=-1;

A[9,11]:=1;
A[9,14]:=1;
A[9,15]:=-1;
A[9,20]:=1;
A[9,21]:=-1;
A[9,26]:=1;
A[9,27]:=-1;
A[9,28]:=-1;

A[10,12]:=1;
A[10,15]:=1;
A[10,16]:=-1;

A[11,10]:=1;
A[11,16]:=1;
A[11,17]:=-1;

A[12,17]:=1;
A[12,18]:=-1;
A[12,30]:=-1;

A[13,6]:=1;
A[13,18]:=1;
A[13,19]:=-1;

A[14,19]:=1;
A[14,20]:=-1;
A[14,34]:=-1;

A[15,8]:=-1;
A[15,25]:=1;
A[15,26]:=-1;

A[16,12]:=-1;
A[16,27]:=1;
A[16,28]:=1;

A[17,30]:=1;
A[17,31]:=-1;
A[17,32]:=-1;

```

A[18,29]:=-1;
A[18,33]:=-1;
A[18,34]:=1;

{entradas}
A[19,1]:=1;

A[20,13]:=1;

A[21,23]:=1;

{bifurcacoes}

A[22,6]:=1;
A[22,7]:=-exergia[7]/exergia[8];

A[23,10]:=1;
A[23,11]:=-exergia[11]/exergia[12];

A[24,8]:=1;
A[24,26]:=-exergia[9]/exergia[28];

A[25,17]:=1;
A[25,18]:=-exergia[18]/exergia[19];

A[26,19]:=1;
A[26,20]:=-exergia[21]/exergia[22];

A[27,29]:=1;
A[27,33]:=-exergia[31]/exergia[35];

A[28,31]:=1;
A[28,32]:=-exergia[33]/exergia[34];

A[29,24]:=1; {olho}

A[30,2]:=1;
A[30,3]:=-exergia[2]/exergia[3];

A[31,13]:=1;
A[31,14]:=-1;
A[31,22]:=-(exergia[14]-exergia[15])/(exergia[24]-exergia[27]);
A[31,25]:=(exergia[14]-exergia[15])/(exergia[24]-exergia[27]);

A[32,20]:=1;
A[32,21]:=-exergia[22]/exergia[23];

A[33,27]:=1;
A[33,26]:=-1;
A[33,28]:=-(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[30]-exergia[12]);
A[33,11]:=(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[30]-exergia[12]);

```

A[34,27]:=1;
A[34,26]:=-1;
A[34,15]:=-(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[16]-exergia[15]);
A[34,14]:=(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[16]-exergia[15]);

```

{Segundo membro da equacao: exergias das entrada}

```

A[19,35]:=exergia[1];    {ar}
A[20,35]:=exergia[14];   {gas}
A[21,35]:=exergia[25];   {agua}

```

```
{||||||||||||||||||||}
```

```
gauss(neq,a,x);
```

```

writeln(valval,'    ','Ponto','    ','Custo exergetico-B*(kW)','    ',' Exergia(kW)',
        ',' ,','K');

```

```
for i:=1 to 5 do
```

```
begin
```

```

writeln(valval,'    ',i,'    ',x[i]:12:3,'    ', exergia[i]:12:3
        ',' ,','(x[i]/exergia[i]):12:3);

```

```
end;
```

```

writeln(valval,'    ',6,'    ',0.0:12:3,'    ', exergia[6]:12:3
        ',' ,','0.0:12:3);

```

```
for i:= 7 to 19 do
```

```
begin
```

```

writeln(valval,'    ',i,'    ',x[i-1]:12:3,'    ', exergia[i]:12:3
        ',' ,','(x[i-1]/exergia[i]):12:3);

```

```
end;
```

```

writeln(valval,'    ',20,'    ',0.0:12:3,'    ', 0.0:12:3
        ',' ,','0.0:12:3);

```

```
for i:= 21 to 32 do
```

```
begin
```

```

writeln(valval,'    ',i,'    ',x[i-2]:12:3,'    ', exergia[i]:12:3
        ',' ,','(x[i-2]/exergia[i]):12:3);

```

```
end;
```

```
for i:= 33 to 36 do
```

```
begin
```

```

writeln(valval,'    ',i,'    ',x[i-2]:12:3,'    ', exergia[i]:12:3
        ',' ,','(x[i-2]/exergia[i]):12:3);

```

```
end;
```

```
close(tsatsa);
```

```
CLOSE(VALVAL);
```

```
aaa:=readkey;
```

```
end.{ programa principal}
```


Apêndice F

F.1 Listagem do Programa: Cálculo dos Custos Exergoeconômicos e Unitários

```
{ $N+ }
{ Eliminacao de Gauss, versao atualizada e corrigida, derivada da Elgausse }

program EXERGO3_MA; { CALCULO DE CUSTOS EXERGOECONOMICOS }

uses
  crt, dos;

const
  n_equacoes_max=40;

type
  matriz_ampliada = array[1..n_equacoes_max, 1..n_equacoes_max+1] of double;
  vetorneq        = array[1..n_equacoes_max] of double;

var
  tsatsa, VALVAL, LOZLOZ      : text;
  lit23                       : string[23];
  nome                        : string[12];
  a                           : matriz_ampliada;
  x, m, energia, exergia      : vetorneq;
  neq, i, j, iaux, jaux, IECOS : integer;
  ECOS1, ECOS2, ECOS3, ECOS4  : double;
  aaa                         : char;
procedure leitura_sistema(var neq:integer; var a:matriz_ampliada);
var
  arquivo_de_dados : text;
  nome_do_arquivo  : string[12];
  i, j              : integer;

begin
  write('DIGITE O NUMERO DE EQUACOES = ');
  readln(neq);
  write('DIGITE O NOME DO ARQUIVO DE DADOS = ');
  readln(nome_do_arquivo);
  assign(arquivo_de_dados, nome_do_arquivo);
```

```

reset(arquivo_de_dados);

{ utiliza-se a matriz ampliada,
sua ultima coluna corresponde ao 2o. membro }
for i:=1 to neq do
begin
  for j:=1 to neq+1 do
  begin
    read(arquivo_de_dados,a[i,j]);
    writeln(i,' ',j,' ',a[i,j]);
  end;
end;
close(arquivo_de_dados);
end;
{ ***** }
procedure gauss(neq:integer;a:matriz_ampliada;var x:vetorneq);

type
  ivetorneq= array[1..n_equacoes_max] of integer;

var
  nrow          :ivetorneq;
  fracax        :vetorneq;
  i,ia,ib,j,k,px,naux      :integer;
  amax,fracaxmax,aux,aux1,aux2,aux3,mgra :double;

begin

  { inicializa o vetor nrow para indicacao das linhas }
  for i:=1 to neq do nrow[i]:=i;

  { define a coluna de eliminacao ib }
  for ib:=1 to neq-1 do
  begin { for ib }

    { define a linha de verificacao do tamanho
    relativo do termo da diagonal referente a ib }
    for ia:=ib to neq do
    begin { for ia }

      { comeca fazendo amax igual ao termo da linha ia na coluna ib }
      amax:=abs(a[nrow[ia],ib]);

      { verifica se ha algum termo na linha ia maior que o da coluna ib }
      for j:=ib+1 to neq do if ( abs( a[nrow[ia],j] ) > amax ) then
        amax:=abs( a[nrow[ia],j] );

      if ( amax < 1.0e-30 ) then writeln
        ('GAUSS INFORMA: COEFICIENTES MUITO PEQUENOS - amax =',amax,' ',ia);

      if (amax=0.0) then
      begin
        writeln
        ('GAUSS INFORMA: SISTEMA DE EQUACOES APRESENTA REDUNDANCIA > HALT');
        halt;
      end;
    end;
  end;
end;

```

```

end;

{calcula o indicador
do tamanho relativo do termo da coluna ib na linha}
fracax[nrow[ia]]:=abs(A[nrow[ia],ib]) / (amax);

end; {for ia}

{define inicialmente fracaxmax e px}
fracaxmax:=fracax[nrow[ib]];
px:=ib;

{verifica se ha linha que tem fracax maior que o definido}
for i:=ib+1 to neq do
begin
if fracax[nrow[i]] > fracaxmax then
begin
fracaxmax:=fracax[nrow[i]];
px:=i;
end;
end;

{troca as linhas se for necessario}
if px <> ib then
begin
naux:=nrow[ib];
nrow[ib]:=nrow[px];
nrow[px]:=naux;
end;

{faz o calculo de eliminacao dos termos abaixo da diagonal, na coluna ib}
for i:=ib+1 to neq do
begin
mgra:=a[nrow[i],ib]/(a[nrow[ib],ib]);
for j:=ib to neq+1 do a[nrow[i],j]:=a[nrow[i],j]-a[nrow[ib],j]*mgra;
end;

end; {for ib}

{efetua o calculo do vetor procurado por substituicao retrograda}
x[neq]:=a[nrow[neq],neq+1]/(a[nrow[neq],neq]);

for i:=neq-1 downto 1 do
begin
aux:=0.0;
for k:=neq downto i+1 do aux:=aux-x[k]*a[nrow[i],k];
x[i]:=(aux+a[nrow[i],neq+1])/(a[nrow[i],i]);
end;

end; {procedure gauss}

{*****}

Begin {programa principal}

```

```
{ leitura_sistema(neq,A); }
```

```
NEQ:=34;  
{ *****}  
{ MATRIZ DE INCIDENCIA 34x34, MATRIZ AMPLIADA 34x35}  
{ =====}  
{ INICIALIZACAO DA MATRIZ AMPLIADA}  
for I:=1 to NEQ do  
begin  
    for J:=1 to NEQ+1 do A[I,J]:=0.0;  
end;
```

```
{ "*****"}  
nome:='exergias.txt';  
assign(tsatsa,nome);
```

```
ASSIGN(VALVAL,'custexco.txt');
```

```
reset(tsatsa);  
REWRITE(VALVAL);
```

```
{LEITURA DOS DADOS de fluxos de exergia}  
{ #####}  
    for i:=1 to 7 do readln(tsatsa);  
    for i:=1 to 36 do readln(tsatsa,iaux, energia[i], exergia[i]);  
    readln(tsatsa);
```

```
{ "*****"}  
  
{ =====}  
{ CONFIGURACAO DO SISTEMA RWI com 18 componentes  
3 entradas e 13 bifurcações}
```

```
{ OS COMPONENTES }
```

```
A[1,1]:=1;  
A[1,2]:=-1;  
A[1,32]:=1;  
  
A[2,2]:=1;  
A[2,3]:=-1;  
A[2,13]:=1;  
A[2,14]:=-1;  
A[2,22]:=1;  
A[2,25]:=-1;  
  
A[3,22]:=-1;  
A[3,23]:=1;  
A[3,33]:=1;  
  
A[4,3]:=1;  
A[4,4]:=-1;  
A[4,24]:=-1;  
  
A[5,4]:=1;
```

```

A[5,5]:=-1;
A[5,31]:=1;

A[6,5]:=1;
A[6,6]:=-1;
A[6,7]:=-1;

A[7,7]:=1;
A[7,8]:=1;
A[7,9]:=-1;

A[8,9]:=1;
A[8,10]:=-1;
A[8,11]:=-1;

A[9,11]:=1;
A[9,14]:=1;
A[9,15]:=-1;
A[9,20]:=1;
A[9,21]:=-1;
A[9,26]:=1;
A[9,27]:=-1;
A[9,28]:=-1;

A[10,12]:=1;
A[10,15]:=1;
A[10,16]:=-1;

A[11,10]:=1;
A[11,16]:=1;
A[11,17]:=-1;

A[12,17]:=1;
A[12,18]:=-1;
A[12,30]:=-1;

A[13,6]:=1;
A[13,18]:=1;
A[13,19]:=-1;

A[14,19]:=1;
A[14,20]:=-1;
A[14,34]:=-1;

A[15,8]:=-1;
A[15,25]:=1;
A[15,26]:=-1;

A[16,12]:=-1;
A[16,27]:=1;
A[16,28]:=1;

A[17,30]:=1;
A[17,31]:=-1;
A[17,32]:=-1;

```

$A[18,29] = -1;$
 $A[18,33] = -1;$
 $A[18,34] = 1;$

{entradas}
 $A[19,1] = 1;$

$A[20,13] = 1;$

$A[21,23] = 1;$

{bifurcacoes}

$A[22,6] = 1;$
 $A[22,7] = -\text{exergia}[7]/\text{exergia}[8];$

$A[23,10] = 1;$
 $A[23,11] = -\text{exergia}[11]/\text{exergia}[12];$

$A[24,8] = 1;$
 $A[24,26] = -\text{exergia}[9]/\text{exergia}[28];$

$A[25,17] = 1;$
 $A[25,18] = -\text{exergia}[18]/\text{exergia}[19];$

$A[26,19] = 1;$
 $A[26,20] = -\text{exergia}[21]/\text{exergia}[22];$

$A[27,29] = 1;$
 $A[27,33] = -\text{exergia}[31]/\text{exergia}[35];$

$A[28,31] = 1;$
 $A[28,32] = -\text{exergia}[33]/\text{exergia}[34];$

$A[29,24] = 1;$ {olho}

$A[30,2] = 1;$
 $A[30,3] = -\text{exergia}[2]/\text{exergia}[3];$

$A[31,13] = 1;$
 $A[31,14] = -1;$
 $A[31,22] = -(\text{exergia}[14] - \text{exergia}[15]) / (\text{exergia}[24] - \text{exergia}[27]);$
 $A[31,25] = (\text{exergia}[14] - \text{exergia}[15]) / (\text{exergia}[24] - \text{exergia}[27]);$

$A[32,20] = 1;$
 $A[32,21] = -\text{exergia}[22]/\text{exergia}[23];$

$A[33,27] = 1;$
 $A[33,26] = -1;$
 $A[33,28] = -(\text{exergia}[29] - \text{exergia}[28]) / (\text{exergia}[30] - \text{exergia}[12]);$
 $A[33,11] = (\text{exergia}[29] - \text{exergia}[28]) / (\text{exergia}[30] - \text{exergia}[12]);$

```

A[34,27]:=1;
A[34,26]:=-1;
A[34,15]:=-(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[16]-exergia[15]);
A[34,14]:=(exergia[29]-exergia[28])/(exergia[16]-exergia[15]);

```

{Segundo membro da equacao: custos monetarios dos subsistemas
uma aproximação com a turbina LM6000(PA) stig, 40,5 MW, 12160000 US\$}

```

A[1,35]:=-0.024470707; {US$/s distribuidos em 15 anos e considerando 5000 h/ano}
A[2,35]:=-0.000407845;
A[3,35]:=-0.00163138;
A[4,35]:=-0.000407845;
A[5,35]:=-0.024470707;
A[6,35]:=-0.0000081569;
A[7,35]:=-0.000407845;
A[8,35]:=-0.0000081569;
A[9,35]:=-0.000407845;
A[10,35]:=-0.012235353;
A[11,35]:=-0.000081569;
A[12,35]:=-0.028549158;
A[13,35]:=-0.000081569;
A[14,35]:=-0.020392256;
A[15,35]:=-0.0000081569;
A[16,35]:=-0.000081569;
A[17,35]:=-0.0000081569;
A[18,35]:=-0.016313804;

```

{Custos monetarios dos fluxos que possuem valoração externa}

```

A[19,35]:=0; {ar}
A[20,35]:=0.18763; {US$/s custo do GN a 2.55 US$/1000000 BTU}
A[21,35]:=0.00351; {US$/s custo da agua a 0.5 US$/m3}

```

```
{||||||||||||||||}
```

```
gauss(neq,a,x);
```

```

writeln(valval,' ','Ponto',' ','Custo Exergoeconomico-C*(US$/s)','Custo referido a GN ',' ','Exergia(MW)',
         ' ',' ','c=Cust.Exergoeeco/Exerg(US$/MW)');

```

```
for i:=1 to 5 do
```

```
begin
```

```

writeln(valval,' ','i',' ','x[i]:12:6',' ','x[i]/x[13]:12:6',' ','exergia[i]*(56.30/1000):12:6',
         ' ',' ','(x[i]/exergia[i])*(1000/56.30):12:6');

```

```
end;
```

```

writeln(valval,' ','6',' ','0.0:12:6',' ','0.0:12:6',' ','exergia[6]*(56.30/1000):12:6',
         ' ',' ','0.0:12:6');

```

```
for i:= 7 to 19 do
```

```

begin
writeln(valval,' ',i,' ',x[i-1]:12:6,' ',x[i-1]/x[13]:12:6,' ',
, exergia[i]*(56.30/1000):12:6
, ' ',(x[i-1]/exergia[i])*(1000/56.30):12:6);
end;
writeln(valval,' ',20,' ',0.0:12:6,' ',0.0:12:6,' ',0.0:12:6
, ' ',0.0:12:6);

for i:= 21 to 32 do
begin
writeln(valval,' ',i,' ',x[i-2]:12:6,' ',x[i-2]/x[13]:12:6,' ',
, exergia[i]*(56.30/1000):12:6
, ' ',(x[i-2]/exergia[i])*(1000/56.30):12:6);

end;
for i:= 33 to 36 do
begin
writeln(valval,' ',i,' ',x[i-2]:12:6,' ',x[i-2]/x[13]:12:6,' ',
, exergia[i]*(56.30/1000):12:6
, ' ',(x[i-2]/exergia[i])*(1000/56.30):12:6);
end;

close(tsatsa);
CLOSE(VALVAL);
aaa:=readkey;
end.{programa principal}

```