

TESE

969

OLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

“Análise Térmica e Econômica de
Turbina a Gás de Ciclo Umido”

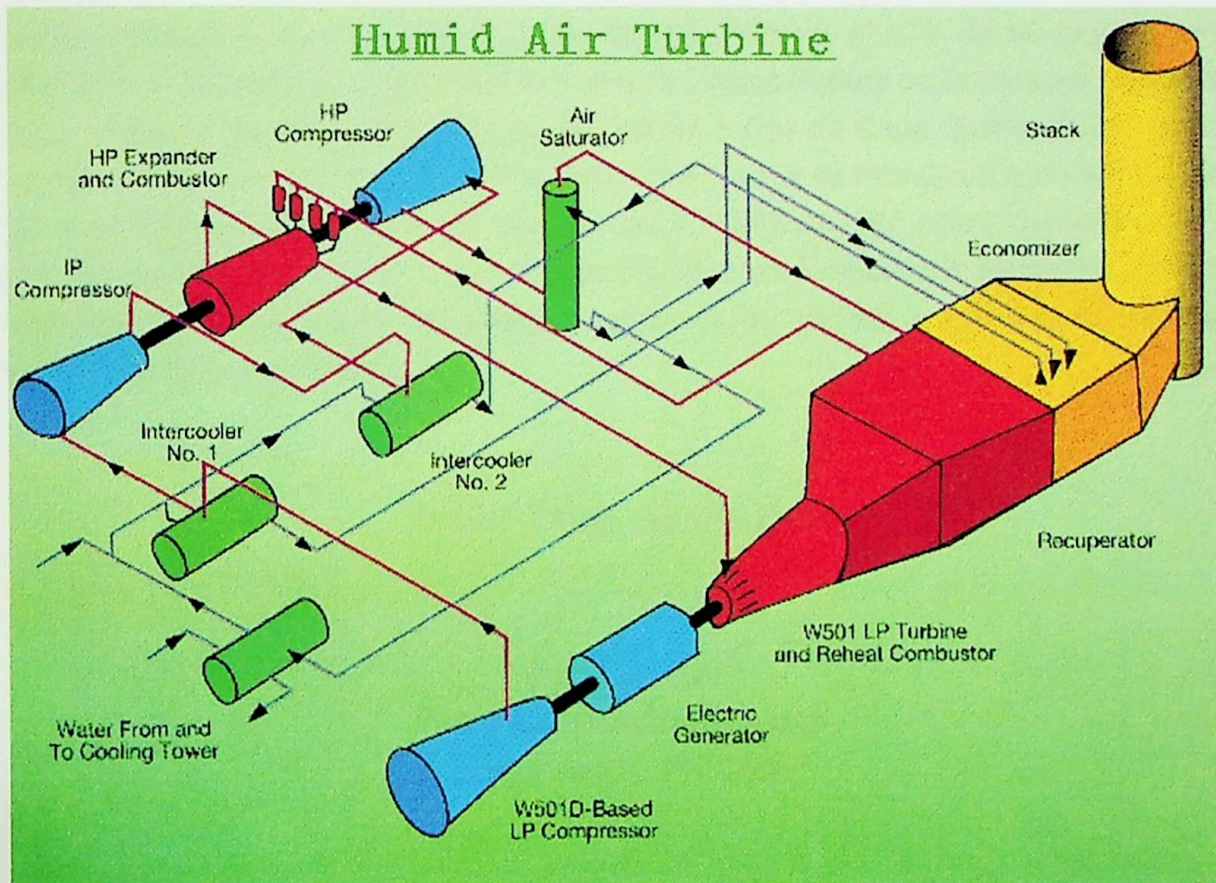
CARLOS VINÍCIUS RIBEIRO FRANCO

ITAJUBÁ - MG - 1998

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

“ANÁLISE TÉRMICA E ECONÔMICA DE TURBINA A GÁS DE CICLO ÚMIDO”



Autor: CARLOS VINÍCIUS RIBEIRO FRANCO

ORIENTADOR: Prof. Dr. MARCO ANTONIO ROSA NASCIMENTO

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. LUIZ AUGUSTO HORTA NOGUEIRA



Itajubá, agosto de 1998



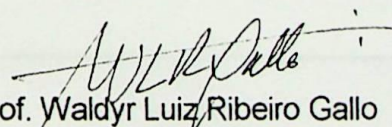
Ministério da Educação e do Desporto
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

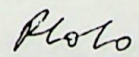
ANEXO I

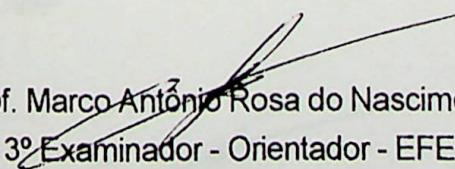
PRONUNCIAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

A Banca Examinadora, abaixo assinada, nomeada pela Portaria nº 173 de 16 de julho de 1998, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: "**Análise Térmica e Econômica de Turbina a Gás de Ciclo Úmido (HAT)**" apresenta pronunciamento no sentido de que o Coordenador dos Cursos de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite ao DRA (Departamento de Registro Acadêmico) a expedição do título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica, na Área de Concentração em Conversão de Energia**, satisfeitas as demais exigências regimentais, a **Carlos Vinícius Ribeiro Franco**.

Itajubá, 20 de julho de 1998.


Prof. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
1º Examinador - UNICAMP


Prof. Pio Caetano Lobo
2º Examinador - EFEI


Prof. Marco Antônio Rosa do Nascimento
3º Examinador - Orientador - EFEI



Ministério da Educação e do Desporto
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

ANEXO II

FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação: **"Análise Térmica e Econômica de Turbina a Gás de Ciclo Úmido (HAT)"**

Autor: **Carlos Vinícius Ribeiro Franco**

JULGAMENTO

Examinadores	Conceito	Rubrica
1º	A	
2º	A	
3º	A	
XXXX	XXXX	XXXX

Resultado Médio: Conceito A , ou seja, APROVADO

Observações: _____

Itajubá, 20 de julho de 1998.

Prof. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
1º Examinador - UNICAMP

Prof. Pio Caetano Lobo
2º Examinador - EFEI

Prof. Marco Antônio Rosa do Nascimento
3º Examinador - EFEI - Orientador

*“Procurei essa Verdade/E eu sei aonde está/No Sol,
na Lua/Na Terra e no Mar/Essa Verdade é pura/Estou
aqui para apresentar/No Sol, na Lua/Na Terra e no Mar/
Desceu com esta Verdade/Deus do céu para ensinar/No
Sol na Lua/Na Terra e no Mar/Eu chamo as estrelas/E
todas vem me acompanhar/ Eu chamo as estrelas/E to-
das vem me acompanhar.”* Pra que coisa melhor? Quan-
do recebi esse hino foi para todos ver aonde eu estou
ligado.”

Texto extraído do livro “O Evangelho Segundo SEBASTIÃO MOTA”,
Organização: ALVERGA, A. POLARI de, CEFLURIS EDITORIAL, 1998,

AGRADECIMENTOS

À Deus, sem o qual nada prospera.

À minha mãe Maria Águeda, por ter me dado a vida, apoio e bons exemplos.

À minha esposa Ivete, pela suavidade de sua presença.

Aos meus filhos Jadiel e Rafael pela alegria e esperança num futuro melhor.

Aos meus orientadores e amigos Marco Antônio Rosa e Luiz Augusto Horta, pela atenção e paciência.

À *Comunidade Céu da Montanha* e toda a irmandade do *Santo Daime*, pela inspiração de vida e positividade nos momentos adversos.

Ao CNPQ - Conselho Nacional de Pesquisa e Tecnologia - pelo subsídio das bolsas de estudo.

À PPG/EFEI pelo bom trabalho realizado em prol do desenvolvimento tecnológico nacional.

Ao SENAI/RJ - Departamento Regional de Barra Mansa - pela contribuição na impressão final e suporte em informática

À ELETRONUCLEAR pelo apoio técnico e espaço físico necessários para a finalização deste trabalho

I. RESUMO

No presente trabalho desenvolve-se uma simulação termodinâmica e a análise econômica da operação de um ciclo de turbina a gás com umidificação. Neste ciclo, denominado também ciclo H.A.T, "Humid Air Turbine", água aquecida em interresfriadores e recuperadores é pulverizada no ar vindo dos compressores, sendo a mistura introduzida na câmara de combustão e em seguida expandida na turbina a gás. A introdução de água ao invés de vapor na câmara de combustão reduz as irreversibilidades do processo de adição de massa, já que dispensa o uso de uma caldeira de recuperação, além de aumentar a potência da turbina a gás. Outro benefício da introdução de vapor na câmara de combustão é a considerável redução dos níveis de emissão de NO_x para a atmosfera.

Apresenta-se, inicialmente, uma revisão das tecnologias existentes no que se refere à injeção de água líquida e vapor antes da câmara de combustão. Em seguida, a partir da instalação de potência tomada para estudo, é elaborado um programas computacionais para simular o comportamento termodinâmico do ciclo no ponto de projeto.

Na continuidade do trabalho, é feito a análise termodinâmica do ciclo HAT e a comparação energética de seus principais parâmetros térmicos com quatro diferentes ciclos, a saber: ciclo simples de turbina a gás, ciclo com injeção de vapor, ciclo com injeção de vapor com resfriamento intermediário no compressor e ciclo combinado associando turbina a gás e a vapor.

Partindo-se das condições de melhor desempenho dos ciclos, realiza-se a análise dos custos associados, obtendo informações relacionadas aos *custos de investimento* e perspectivas do *custo da energia gerada* para distintos valores dos preços de combustível, taxa de juros e fator de capacidade. Diversas faixas de potência da planta foram exploradas, indicando, em caráter preliminar, a viabilidade da implantação desta tecnologia inovadora no contexto nacional.

II. ABSTRACT

In this study was developed a thermodynamics simulation and economics analysis of a humidification gas turbine cycle or humid air turbine cycle (HAT cycle). In the HAT cycle, water is warm in the intercoolers and recuperators, it's injected in the saturator and mixed with compressor air. The steam/air mixture is taken to the combustion chamber and expanded in the gas turbine. The combustor water injection, instead of steam injection, decrease the mass addition process irreversibilities, because it doesn't necessary a heat recovery steam generation, and increase the gas turbine power. Another improvement about combustion chamber water injection is a great reduction of the environment NO_x emission levels.

Initially, it's done a scientific publications review about *liquid water/steam* injection technology in the combustion chamber. After this a computer program is elaborate to simulate the design point cycle thermodynamic behavior.

In the work sequence, it's made the HAT cycle thermodynamic analysis and the energetic comparisons of its principal thermals parameters with another four different cycles: gas turbine cycle, steam injected gas turbine in the combustion chamber, interesfriador steam-injected gas turbine and combined cycle, with gas and steam turbine.

Beginning with the best cycles performance conditions, the cycle costs analysis is carried out, getting information about the investment costs and perspectives about the produced energy costs. All of this is done with different fuel prices, capacity factors and rate markets. Several power plant ranges were explored confirming, preliminary, the installation viability of this new technology in the energy Brazilian scenery.

III. Índice

I. RESUMO	1
II. ABSTRACT	2
III. Índice	3
IV. SIMBOLOGIA	5
V. LISTAS DE FIGURAS	9
VI. LISTAS DE TABELAS	13
1. ASPECTOS GERAIS	15
2. INTRODUÇÃO	19
2.1. Generalidades.....	19
2.2. Ciclos com Turbinas a Gás e Injeção de Vapor ou Água Líquida.....	21
2.3. Exemplo de Ciclo HAT Industrial.....	32
2.4. Revisão Bibliográfica dos Modelos de Ciclos STIG e HAT.....	36
3. MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO HAT	40
3.1 - Introdução.....	40
3.2 - Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos do Ciclo.....	40
3.3 - Equações Auxiliares.....	49
4 - RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA	62
4.1. Introdução.....	62
4.2. Dados de Projeto Adotados.....	62
4.3. Restrições e Limitações do Programa Computacional.....	64
4.4. Resultados Termodinâmicos.....	65

5 . RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA	82
5.1. Introdução	82
5.2. Modelagem Econômica.....	82
5.3. Resultados da Análise Econômica	88
6 - CONCLUSÕES	122
6.1. Conclusões da Análise Termodinâmica.....	122
6.2. Conclusões da Análise de Sensibilidade Econômica	123
6.3. Disposições Gerais.....	127
7. APÊNDICE A -	129
ALGORÍTMO, FLUXOGRAMA E ESTRUTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL.....	129
A.1. Algoritmo de Solução.....	129
A.3. Estrutura do Programa Computacional.....	139
8. APÊNDICE B -	140
Saída de dados do Programa para Simulação Termodinâmica.....	140
9. APÊNDICE C -	146
Saída de dados do Programa para Simulação ECONÔMICA	146
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	152

IV. SIMBOLOGIA

IV.1. Caracteres Latinos

AC	- Aftercooler	
B	Bomba	
\bar{C}	- custo médio	
C	- custo de investimento, custo, compressor	US\$/MWh
CR	- Caldeira de Recuperação	
c	- calor específico de uma substância incompressível	kJ/kg.K
c_p	- calor específico a pressão constante	kJ/kg.K
EC	- Economizador	
EV	- Evaporador	
FC	- fator de carga ou de capacidade	—
FRC	- fator de recuperação de capital	—
h	- entalpia específica	kJ/kg
H	- entalpia, número de horas anuais, torre de umidificação	kJ ; horas
HPC	- Compressor de Alta Pressão	
HPT	- Turbina de Alta Pressão	
i	- taxa de juros	(-)
IC	- Interesfriador	

LPC	- Compressor de Baixa Pressão	
LPT	- Turbina de Baixa Pressão	
M	- misturador	
M_{au}	- massa molecular do ar úmido	kg/kmol
m	- massa, taxa de fluxo de massa	kg , kg/(kg de ar)
\dot{m}	- vazão em massa	kg/s
n	- número de moles	mols
P	- pressão absoluta	bar
p	- perda de pressão nos trocadores de calor	bar
PCI	- poder calorífico inferior do combustível	kJ/kg
Q	- calor transferido	kJ
\dot{Q}	- fluxo de calor	kW
q	- calor transferido por unidade de massa	kJ/(kg de ar)
\bar{R}	- constante universal dos gases	kJ/kmol.K
R	- relação de pressão do ciclo	(-)
Rec	- Recuperador	
RI	- Relação de Injeção	(%)
r	- razão de pressão	(-)
SFC	- consumo específico de combustível	kg/(kg de ar)
T	- temperatura absoluta	K

TG	- Turbina a Gás	
TIT	- Temperatura de Entrada dos gases na Turbina a Gás	K
TV	- Turbina a Vapor	
UR	- Umidade Relativa	(%)
w	- trabalho	kJ
W	- trabalho específico	kJ/(kg de ar)
\dot{W}	- potência	kW
X	- conteúdo de umidade da mistura ar/vapor d'água (umidade absoluta)	—
v	- volume específico	m ³ /kg

IV.2. Letras Gregas

$\alpha, \beta, \phi, \delta, \psi$	- constantes
γ	- razão c_p/c_v
Δ	- diferença
ε	- efetividade dos trocadores de calor
η	- eficiência, rendimento
ϕ	- umidade relativa
ρ	- massa específica, densidade (kg/m ³)
θ	- temperatura reduzida

IV.3. Subscritos

a	- ar seco	hf	- fluido quente (a ser resfriado)
au	- ar úmido	L	- baixa pressão
atm	- atmosfera	ls	- líquido saturado
c	- compressor, lado frio, componentes	P	- politrópica
calc	- calculado	prod	- produto da combustão
cc	- câmara de combustão	REC	- recuperador
cb	- combustível	R	- real
cr	- ponto crítico	r	- recebido
EC	- economizador	s	- saída, saturação
e	- entrada	t	- turbina
f	- combustível	TC	- trocador de calor
g	- gás	vs	- vapor saturado
H	- alta pressão	v	- vapor
h	- lado quente	w	- água

V. LISTAS DE FIGURAS

Figura 2.1 - Sistema de uma turbina a gás com injeção de vapor (STIG), caldeira de recuperação, interesfriador, recuperador e reaquecedor	21
Figura 2.2 - Ciclo TURBO-STIG com interesfriador e recuperador	22
Figura 2.3 - Esquema do sistema BIG-STIG	23
Figura 2.4 - Diagrama de fluxo da instalação “CAES” utilizando “TES” para geração de vapor e injeção na câmara de combustão	25
Figura 2.5 - Ciclo Evaporativo	26
Figura 2.6 - Desenho Esquemático do Ciclo HAT.....	28
Figura 2.7 - Um sistema com regeneração evaporativa com duas etapas de regeneração, interesfriador e reaquecedor.....	29
Figura 2.8 - Ciclo úmido com armazenagem de ar comprimido.....	30
Figura 2.9 - Ciclo evaporativo com gaseificação de biomassa e queima externa de combustível	31
Figura 2.10 - Ciclo CHAT com balanço de massa e calor	34
Figura 2.11 - Ciclo de turbina a gás com reciclagem dos gases de exaustão: diagrama de fluxo	39
Figura 3.1 - Fluxo de massa no evaporador	42
Figura 3.2 - Resfriador externo de água	47
Figura 3.3 - Desenho esquemático dos misturadores 1, 2 e 3	47
Figura 4.1 - Trabalho específico total de compressão para o ciclo H.A.T	66

Figura 4.2 - Trabalho específico da turbina a gás do ciclo H.A.T.....	67
Figura 4.3 - Trabalho específico útil do ciclo H.A.T.....	68
Figura 4.4 - Eficiência térmica global do ciclo H.A.T.....	69
Figura 4.5 - Vazão em massa de combustível para o ciclo H.A.T.....	70
Figura 4.6 - Consumo específico de combustível para o ciclo H.A.T.....	71
Figura 4.7 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1200 K.....	77
Figura 4.8 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1400 K.....	78
Figura 4.9 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1600 K.....	78
Figura 4.10 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : TIT=1200 K.....	80
Figura 4.11 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : TIT=1400 K.....	81
Figura 4.12 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : TIT=1600 K.....	81
Figura 5.1 - Custo de investimento, O&M dos ciclos térmicos para FRC=0,1710.....	94
Figura 5.2 - Custo de investimento, O&M dos ciclos térmicos para FRC = 0,0802.....	94
Figura 5.3 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC= 0,1710 ; $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ e FC=0,8.....	98
Figura 5.4 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC= 0,1710 ; $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ e FC=0,8.....	98
Figura 5.5 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC= 0,0802 ; $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ e FC=0,8.....	99
Figura 5.6 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC= 0,0802 ; $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ e FC=0,8.....	100

Figura 5.7 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC=0,1710; TIT=1400 K e $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ	101
Figura 5.8 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC=0,1710; TIT=1400 K e $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ	102
Figura 5.9 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC=0,0802; TIT=1400 K e $L_{comb} = 2,18$ US\$/GJ	103
Figura 5.10 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC=0,0802; TIT=1400 K e $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ	104
Figura 5.11 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,1710 e TIT = 1400 (K)	106
Figura 5.12 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,1710 e TIT = 1600 (K)	107
Figura 5.13 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,0802 e TIT = 1400 (K)	107
Figura 5.14 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,0802 e TIT = 1600 (K)	108
Figura 5.15 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,2242 e TIT = 1400 (K)	110
Figura 5.16 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,2242 e TIT = 1600 (K)	111
Figura 5.17 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função da potência elétrica da instalação (MW_e) para TIT = 1400 K, FRC = 0,1710 e FC = 0,8	112
Figura 5.18 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função da potência elétrica da instalação (MW_e) para TIT = 1600 K, FRC = 0,1710 e FC = 0,8	113

Figura 5.19 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1400 K, FRC = 0,2242 e $L_{comb} = 2,6$ (US\$/GJ)115

Figura 5.20 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1400 K, FRC = 0,2242 e $L_{comb} = 6,6$ (US\$/GJ).....116

Figura 5.21 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1600 K, FRC = 0,2242 e $L_{comb} = 2,6$ (US\$/GJ).....117

Figura 5.22 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1600 K, FRC = 0,2242 e $L_{comb} = 6,6$ (US\$/GJ).....117

Tabela 4.3 - Características físicas das turbinas a gás utilizadas e condições de projeto, em Unidades SI, (kg, m, s)37

Tabela 4.4 - Parâmetros de projeto de ciclo de turbina do ciclo HAT 40

Tabela 4.5 - Valores de eficiência máxima gerada das turbinas (η_{tmax}) em função da temperatura de entrada da turbina a gás (TIT) para os melhores casos 44

Tabela 4.6 - Valores de trabalho útil das turbinas (W_{tmax}) em função da temperatura máxima do ciclo (TIT) para os melhores casos 71

Tabela 4.7 - Comparação dos principais resultados termodinâmicos para o ciclo HAT e STIG operando com ciclo de pressão 15 e temperatura máxima do ciclo de 1400K 76

Tabela 4.8 - Diferença percentual das eficiências globais dos ciclos elétricos em relação à eficiência máxima global do ciclo a ar simples (HAT) 89

Tabela 4.9 - Valores considerados para o estudo de modelagem dos custos de energia 97

Tabela 5.1 - Custo de investimento para os ciclos estudados a um custo de 30 \$/kW 106

VI. LISTAS DE TABELAS

Tabela 3.1 - Composição do Ar Seco	49
Tabela 3.2 - Massa Molecular dos Componentes	50
Tabela 3.3 - Coeficientes Polinomiais para a entalpia específica do ar úmido, em Unidades SI, kJ/kg	52
Tabela 3.4 - Constantes do Vapor Saturado	53
Tabela 3.5 - Coeficientes Polinomiais para o calor específico e entalpia do ar seco, em Unidades SI, J/kg	57
Tabela 4.1 - Parâmetros de projeto usados na simulação do ciclo HAT	63
Tabela 4.2 - Valores da eficiência térmica global dos ciclos (η_g) em função da temperatura de entrada na turbina a gás (TIT) para os melhores casos.....	74
Tabela 4.3 - Valores do trabalho útil dos ciclos (W_u) em função da temperatura máxima do ciclo (TIT) para os melhores casos.....	75
Tabela 4.4 - Comparação dos principais resultados termodinâmicos para o ciclo HAT e STIG operando com razão de pressão 15 e temperatura máxima do ciclo de 1400K.....	76
Tabela 4.5 - Diferenças percentuais das eficiências globais dos ciclos térmicos em relação à eficiência térmica global do ciclo a ar úmido (HAT).....	79
Tabela 5.1 - Cenários considerados para o estudo de sensibilidade dos custos de energia	87
Tabela 5.2 - Custo de investimento para os ciclos combinado e a ar úmido de 30 MW _e	90

Tabela 5.3 - Custo de investimento, operação e manutenção (US\$/MWh) do ciclo úmido e combinado em função da temperatura e fator de capacidade	91
Tabela 5.4 - Custo do combustível em função da eficiência dos ciclos	96
Tabela 5.5 - Custos de investimento para os ciclos de turbina a gás a ar úmido (HAT) de diferentes potências de geração elétrica.....	105
Tabela 5.6 - Custos mínimos de investimento O&M para os ciclos HAT de 106 a 650 MW _e	109
Tabela 5.7 - Custos da energia elétrica gerada (C_{eg}) do ciclo HAT operando em 80% do tempo (FC=0,8), considerando um fator de recuperação de capital de 0,1710.....	114
Tabela 5.8 - Custos da energia elétrica gerada (C_{eg}) do ciclo HAT operando em 80% do tempo (FC=0,8), considerando um fator de recuperação de capital de 0,2242.....	118
Tabela 5.9 - Diferença percentual e absoluta (US\$/MWh) entre os custos da energia elétrica gerada para os ciclos HAT de interesse e o custo da energia elétrica industrial comercializada (C_{ec}) no Brasil (61,20 US\$/MWh), considerando um fator de recuperação de capital de 0,2242 e fator de capacidade de 80%	121
Tabela A.1 - Parâmetros Operacionais Adotados	131

1. ASPECTOS GERAIS

Os ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor foram pouco difundidos até o início da década de oitenta, já que o ciclo Brayton simples, sob o ponto de vista econômico, mostrava-se ainda razoavelmente atrativo, principalmente devido aos preços do combustível, a melhoria da eficiência de seus componentes e ao aumento da temperatura máxima de entrada na turbina devido ao desenvolvimento de materiais e aperfeiçoamento das técnicas de resfriamento das palhetas da turbina a gás. Entretanto, a partir do final da década de oitenta tem sido observado um aumento expressivo nos esforços para o aperfeiçoamento dos ciclos com injeção a vapor. Esta tecnologia, juntamente com outras que incorporam novos equipamentos ao ciclo, tais como reaquecedores, resfriadores intermediários (“intercoolers”) e recuperadores, representam as alternativas possíveis de melhoria para um ciclo básico maduro tecnologicamente, e tem como principal objetivo incrementar o desempenho global. O aumento da potência da turbina a gás e do desempenho global nos ciclos com injeção de vapor ocorre, principalmente, devido ao aumento da massa que atravessa a turbina, associado ao fato do calor específico a pressão constante da água e do vapor serem maiores que o dos gases.

O ciclo HAT- “Humid Air Turbine” - trata-se de um ciclo com umidificação, cujo esquema se encontra na Figura 2.6, tendo sido patenteado por Fluor Daniel Inc. (Rao, 1989). O elevado trabalho específico útil dos ciclos com injeção de vapor é mantido, e uma alta eficiência térmica pode ser obtida devido a diminuição do trabalho de compressão associado ao aumento do trabalho de expansão na turbina a gás, ocasionado pelo acréscimo da vazão em massa e calor específico dos gases, conforme esclarecido no parágrafo anterior. A recuperação do calor dos gases de exaustão da turbina a gás, através do aquecimento do ar úmido, antes de entrar na câmara de combustão, e da água destinada ao umidificador, além da utilização de interresfriadores (que reduzem o trabalho requerido pelos compressores), também contribuem para incrementar a performance do ciclo HAT.

Estudos de viabilidade do ciclo HAT têm sido realizado por vários pesquisadores (Lindgreen, 1992; Stecco et al., 1993; Chiesa, 1993), existindo um número considerável de configurações e modificações que podem ser estudadas. Recentemente Gallo et al. (1994) realizaram estudos exergéticos para determinar onde as irreversibilidades internas e externas

ocorrem, fazendo também uma análise de otimização do ciclo, variando a razão de compressão intermediária, a razão de compressão total e a temperatura de entrada na turbina .

O presente trabalho visa uma análise térmica e econômica, do ponto de projeto, para se determinar a viabilidade do ciclo HAT na geração termelétrica e a comparação de suas potencialidades com os outros ciclos já em operação. A análise térmica e econômica é concentrada no uso das turbinas a gás aeroderivativas cuja razão de pressão e temperatura de entrada na turbina são mais elevadas do que as industriais, devido às exigências de sua aplicação original.

Um programa computacional foi desenvolvido para possibilitar a análise térmica, onde os parâmetros de *desempenho global*; *consumo específico de combustível* e *trabalho específico útil do ciclo* foram analisados em função da *temperatura de entrada da turbina* e a *razão de pressão total do ciclo*. Estes resultados foram a base para a análise econômica efetuada para o ciclo HAT e serão discutidos nos capítulos posteriores deste trabalho.

O trabalho aqui desenvolvido avança no que se refere aos resultados econômicos desse tipo de instalação de potência, pois ainda pouco se sabe sobre dados de custo do ciclo HAT, como os custos de investimento, operação e manutenção e custo da energia gerada. Vale ainda acrescentar a viabilidade deste investimento no Brasil, principalmente em regiões onde o gás natural é disponibilizado através de gasodutos, pelo menos até que seja possível empregar outros combustíveis, como a biomassa, mediante gaseificação.

Este trabalho foi estruturado em quatro capítulos, apresentando-se ao final suas principais conclusões. No Capítulo 2 faz-se um breve histórico da evolução dos ciclos de TG com injeção de vapor e ciclos de TG que utilizam ar úmido a entrada da câmara de combustão. Em seguida é feito uma revisão bibliográfica dos trabalhos científicos publicados sobre este tema.

No Capítulo 3 efetua-se a modelagem termodinâmica do ciclo em estudo, abordando os principais parâmetros que exercem influência no ciclo HAT e equacionando, em bases energéticas, os componentes relevantes do ciclo, como trocadores de calor (IC, AC, ExC, REC e EC), câmara de combustão, evaporador, turbina a gás e compressores.

No Capítulo 4 apresenta-se os resultados obtidos na modelagem termodinâmica da planta em estudo, incluindo-se as hipóteses efetuadas e mostrando os dados operacionais e as restrições em que o programa computacional utilizado está sujeito. Os principais resultados alcançados para os indicadores de desempenho foram comparados através de curvas representativas do comportamento energético do ciclo em termos do *trabalho total de compressão, trabalho da turbina a gás, trabalho líquido do ciclo, as vazões mássicas de combustível e o consumo específico de combustível*. A partir daí tomou-se para comparação quatro diferentes ciclos com turbina a gás e gaseificação de biomassa de distintas configurações, como ciclo simples, ciclo com injeção de vapor, ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário e o ciclo combinado.

A análise econômica, comparando os ciclos de potência citados acima com o ciclo HAT, com capacidade preestabelecida (30 MW) é explorada no Capítulo 5 em termos dos *custos de capital, operação e manutenção* e o resultante *custo da energia elétrica gerada*. Também foi considerado o efeito de escala, analisando-se o comportamento dos indicadores econômicos para o ciclo HAT em instalações com capacidade variando entre 30 a 650 MW de potência elétrica.

No capítulo 6 aborda-se as conclusões do presente trabalho, dividindo-se em conclusões da análise termodinâmica e econômica. Nas conclusões da análise termodinâmica procura-se apontar as principais características térmicas do ciclo HAT com relação aos demais, assim como as limitações mais relevantes dos resultados gerados. A análise econômica por sua vez, é estruturada em duas etapas ambas apontando os aspectos econômicos principais e suas restrições. A primeira etapa da análise econômica diz respeito à comparação financeira entre o ciclo HAT e os outros ciclos de turbina a gás com gaseificação de biomassa, já a segunda etapa refere-se à comparação econômicas entre ciclos HAT de diferentes capacidades de potência de geração elétrica.

Complementando este trabalho, dois Apêndice, Ae B. O primeiro traz a estrutura geral da programa computacional, isto é, o algoritmo de solução, o diagrama de blocos e a estrutura do programa relacionado às rotinas elaboradas para simular os processos termodinâmicos desenvolvidos nos diversos equipamentos estudados. O *Apêndice B* apresenta uma saída de dados gerada pelo “*software*” de simulação termodinâmica (FORTRAN POWER STATION), considerando a temperatura máxima do ciclo de 1400 K, e razão de pressão 15. Com relação

ao Apêndice C, este traz os resultados econômicos de uma das planilhas de custo gerada (Microsoft-EXCEL), considerando o ciclo HAT com potência de 240 MW_e, variando o *fator de recuperação de capital* e o *custo do combustível*.

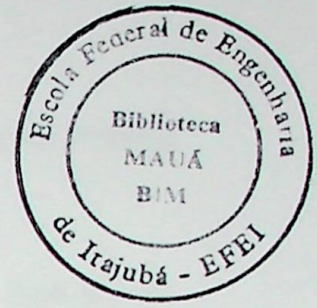
O presente trabalho tem por objetivo estudar a viabilidade econômica de uma usina a gás de ciclo HAT, tendo em vista a tecnologia disponível no mercado para turbinas a gás com recuperação de água quente e potável em forma de geração de energia elétrica de capacidade variável das usinas, sendo que esta tecnologia se aplica de combinação e a seguinte equação na turbina a gás. A partir da análise de viabilidade do sistema de potência a ser estudado, foi elaborado um programa computacional para simular temporariamente os parâmetros, cujos resultados foram apresentados em planilhas eletrônicas.

Como objetivo, este trabalho apresenta uma análise dos custos de turbinas a gás com recuperação de água e água líquida, bem como uma descrição detalhada dos processos de produção disponíveis na literatura sobre este assunto de pesquisa.

2.1. Generalidades

A geração de energia de água líquida na usina de combustão interna, não é apenas usada para alimentar a potência de saída de turbinas a gás mas é também uma tecnologia bem estabelecida de redução das emissões de NO_x (óxidos de nitrogênio) para a atmosfera. O NO_x é reduzido pela água líquida em vapor produzida em uma menor temperatura máxima de chama no que se refere. Para a mesma quantidade líquida, a água é aproximadamente duas vezes mais densa que o vapor, devido ao seu maior estado líquido.

A tecnologia avançada de água líquida de vapor para redução de potência em turbinas a gás foi desenvolvida, em meados finais década de 1970, por Anthony Elmer da General Electric (1994), que construiu uma unidade de 11 MW que usava um quociente de vapor para a câmara de combustão e a turbina, sendo um vapor líquido para abastecer a temperatura dos gases de escape de turbina é um nível compatível com a tecnologia tecnologia de ciclo. Nos 1980, a indústria adotou a tecnologia avançada, mas as aplicações de turbinas a gás e



2. INTRODUÇÃO

O presente trabalho tem por objetivo estudar térmica e economicamente as *turbinas a gás a ar úmido* (Ciclo HAT, "Humid Air Turbine"), de promissoras perspectivas nos próximos anos. Nas turbinas a gás com umidificação, a água quente é pulverizada em forma de gotículas e se mistura ao ar comprimido vindo dos compressores, sendo por sua vez vaporizada na câmara de combustão e em seguida expandido na turbina a gás. A partir da definição da configuração do sistema de potência a ser estudado, foi elaborado um programa computacional para simular termodinamicamente seu comportamento, cujos resultados foram empregados na posterior análise econômica.

Neste capítulo, após uma breve apresentação dos ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor e água líquida, bem como suas distintas configurações, são revisados os trabalhos disponíveis na literatura sobre estes sistemas de potência.

2.1. Generalidades

A injeção de vapor ou água líquida na zona de combustão primária não é apenas usada para aumentar a potência de saída da turbina a gás mas é também uma tecnologia bem estabelecida de redução das emissões de NO_x (óxidos de nitrogênio) para a atmosfera. O NO_x é reduzido pois a injeção de água líquida ou vapor proporciona uma menor temperatura máxima de chama no queimador. Para a mesma quantidade injetada, a água é aproximadamente duas vezes mais efetiva que o vapor, devido ao seu maior efeito térmico.

A primeira tentativa de usar injeção de vapor para aumento da potência em turbinas a gás foi desenvolvida, ainda no início deste século (1903), por Aegidius Elling na Noruega (Lucas, 1994), que construiu uma unidade de 11 HP que usava um gerador de vapor entre a câmara de combustão e a turbina, sendo este vapor injetado para abaixar a temperatura dos gases na entrada da turbina a um nível compatível com a tecnologia metalúrgica da época. Em 1938, Lysholm propôs a regeneração evaporativa, mas as publicações de trabalhos sobre a

injeção de água líquida ou vapor só começaram a ter maior notoriedade a partir da primeira metade da década de oitenta.

Na atualidade a tecnologia dos ciclos de turbina a gás com adição de água líquida (umidificação) ou injeção de vapor d'água apresenta diversas variações, que podem ser sistematizadas conforme a lista a seguir. Estas variações serão brevemente descritas no próximo tópico.

a) Ciclos de Turbina a Gás com Injeção de Vapor

- Ciclo com Injeção de Vapor (“STIG”)
- Ciclo com Injeção de Vapor Turbo-Alimentado (“TURBO-STIG”)
- Ciclo com Injeção de Vapor Integrado à Gaseificação de Biomassa (“BIG-STIG”)

b) Ciclos de Turbina a Gás a Ar Úmido

- Ciclo Evaporativo
- Ciclo com Umidificação: Ciclo HAT e Ciclo CHAT
- Ciclo com Regeneração Evaporativa
- Ciclo Úmido com Armazenagem de Ar Comprimido (“CASH”)
- Ciclo Evaporativo Integrado à Gaseificação de Biomassa

2.2. Ciclos com Turbinas a Gás e Injeção de Vapor ou Água Líquida

2.2.1. Ciclos de Turbina a Gás com Injeção de Vapor

Nos sistemas de turbina a gás com injeção de vapor (STIG - Steam Injection Gas Turbine) o calor proveniente da exaustão dos gases é usado para produzir vapor em uma caldeira de recuperação térmica (HRSG - Heat Recovery Steam Generation). Neste, o vapor é então introduzido no queimador da turbina a gás, conforme esquematizado na Figura 2.1, que mostra o esquema de um ciclo com resfriamento intermediário, regenerador e reaquecimento (Annerwall,1991).

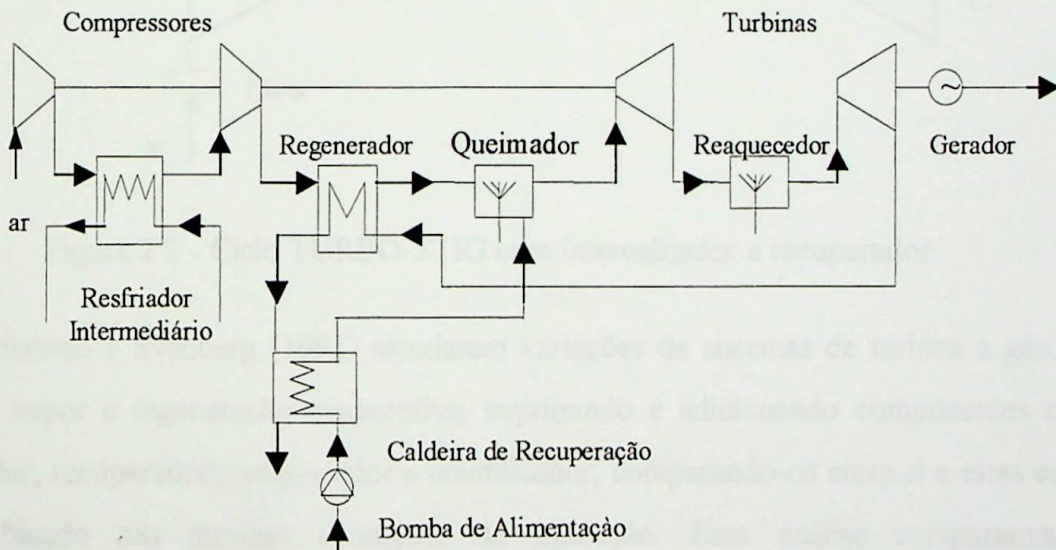


Figura 2.1 - Sistema de uma turbina a gás com injeção de vapor (STIG), caldeira de recuperação, interesfriador, recuperador e reaquecedor.

Outra variação do ciclo STIG é a turbina a gás com injeção de vapor turbo carregada ou TURBO-STIG, Figura 2.2 (Annerwall, 1991). Nela o vapor é produzido a um nível de pressão maior do que o nível de pressão da turbina a gás (TG). O vapor é então expandido para o nível de pressão da turbina a gás através de uma turbina a vapor (TV), em que a potência produzida auxilia a comprimir o ar até a pressão do queimador. Após a segunda compressão o ar passa pelo recuperador e segue para a câmara de combustão onde também o vapor é injetado. Esta configuração é prevista para dar uma alta eficiência térmica.

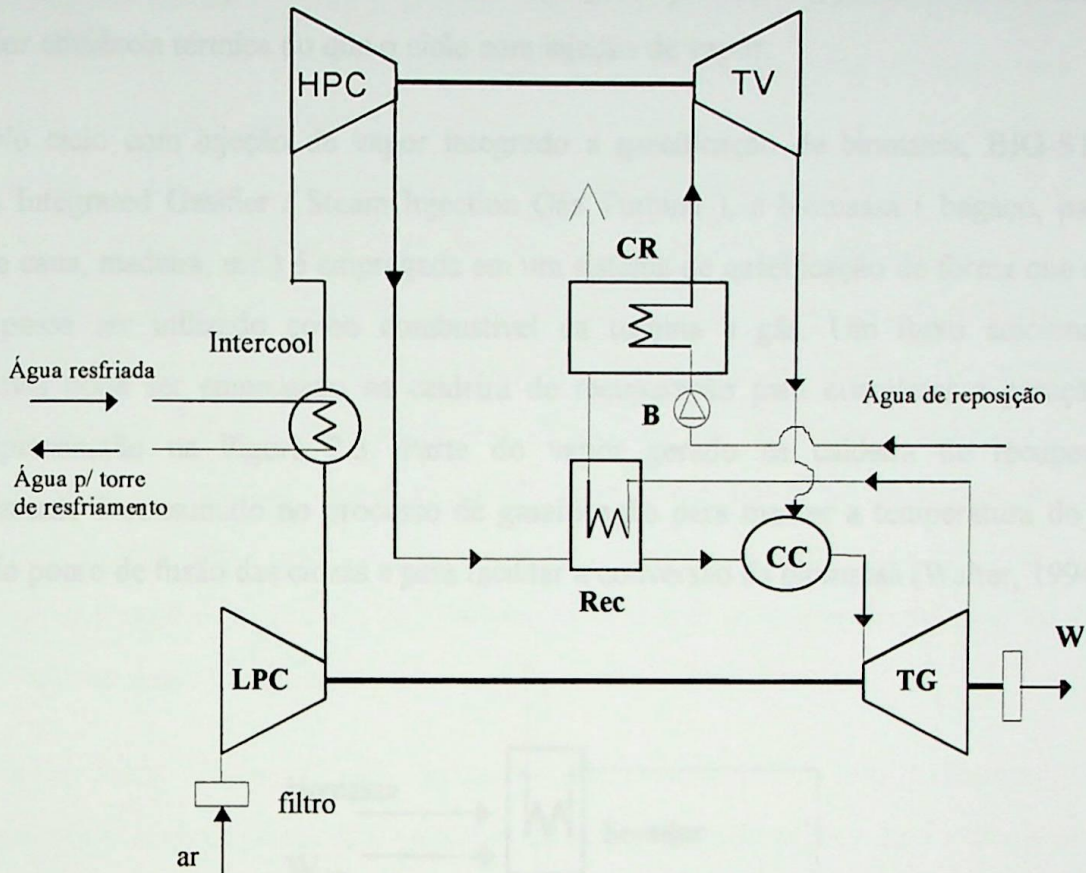


Figura 2.2 - Ciclo TURBO-STIG com interesfriador e recuperador

Annerwall e Svedberg (1991) estudaram variações de sistemas de turbina a gás com injeção de vapor e regeneração evaporativa, suprimindo e adicionando componentes como interesfriador, recuperador, reaquecedor e umidificador, comparando-os entre si e estes com o ciclo combinado nas mesmas condições de operação. Essa análise comparativa foi desenvolvida usando um programa de simulação (ASPEN PLUSTM), cujos dados de entrada são fornecidos pelo fabricante da turbina a gás comercial adotada (ABB GT10) e os demais dados de projeto como a variação de temperatura dos trocadores de calor, queda de pressão nos diversos componentes do ciclo, condições do ar de entrada e composição química do gás natural utilizado foram adotados levando em conta aspectos da instalação estudada. Os principais parâmetros considerados foram a eficiência térmica e a potência de saída, embora também tenha sido considerada as emissões de NO_x e o consumo de água. Todos os dados iniciais e os resultados finais foram representados em tabelas e/ou gráficos, bem como o esquema de algumas das treze instalações consideradas (as figuras 2.1, 2.2 e 2.8 são exemplos destas instalações). O autor mostra ainda entre as suas conclusões que a instalação de turbina a gás com injeção de vapor oferece maior potência de saída se comparada ao ciclo de turbina a

gás com regeneração evaporativa nas mesmas condições operacionais, já esta última conta com uma maior eficiência térmica do que o ciclo com injeção de vapor.

No ciclo com injeção de vapor integrado a gaseificação de biomassa, BIG-STIG (Biomass Integrated Gasifier / Steam Injection Gás Turbine), a biomassa (bagaço, palha e folhas de cana, madeira, etc.) é empregada em um sistema de gaseificação de forma que o gás gerado possa ser utilizado como combustível da turbina a gás. Um fluxo adicional de combustível pode ser empregado na caldeira de recuperação para completar a geração de calor, apresentado na Figura 2.3. Parte do vapor gerado na caldeira de recuperação eventualmente é consumido no processo de gaseificação para manter a temperatura do leito abaixo do ponto de fusão das cinzas e para facilitar a conversão da biomassa (Walter, 1994).

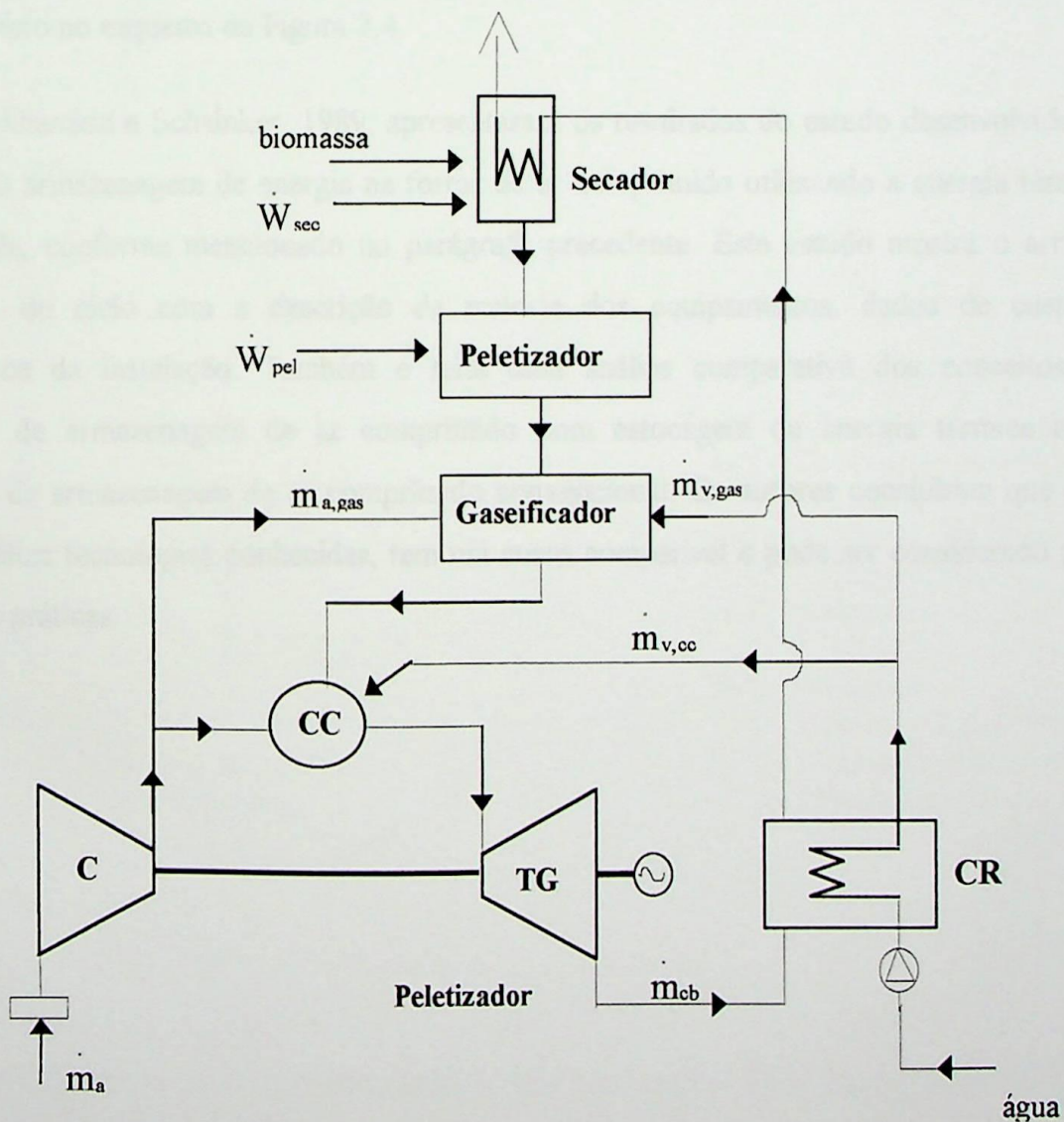


Figura 2.3 - Esquema do sistema BIG-STIG

As instalações convencionais de armazenagem de energia na forma de ar comprimido (CAES - Compressed Air Storage) armazenam o ar comprimido em cavernas usando os compressores acionados por motores elétricos nos períodos onde a demanda de energia elétrica é baixa, e portanto mais barata. Nos períodos de pico, onde a demanda é elevada, desligam-se os motores elétricos, fazendo uso do ar comprimido armazenado para gerar potência elétrica através do conjunto queimador/turbina a gás. Uma variação do ciclo que utiliza a armazenagem de energia na forma de ar comprimido faz uso também da armazenagem de energia térmica (TES - Thermal Energy Storage) cujo princípio é absorver o calor disponível no ar comprimido, estocá-lo usando óleo como fluido de armazenagem e usar posteriormente esse calor para produzir vapor, injetando-o antes das turbinas a gás, aumentando a geração de potência elétrica nos períodos de produção de energia, conforme pode ser visto no esquema da Figura 2.4.

Nakhamkin e Schainker, 1989, apresentaram os resultados do estudo desenvolvido da planta com armazenagem de energia na forma de ar comprimido utilizando a energia térmica armazenada, conforme mencionado no parágrafo precedente. Este estudo mostra o arranjo conceitual do ciclo com a descrição da maioria dos equipamentos, dados de custo e performance da instalação. Também é feita uma análise comparativa dos conceitos da instalação de armazenagem de ar comprimido com estocagem de energia térmica e da instalação de armazenagem de ar comprimido convencional. Os autores concluíram que este sistema utiliza tecnologias conhecidas, tem um custo compatível e pode ser considerado para aplicações práticas.

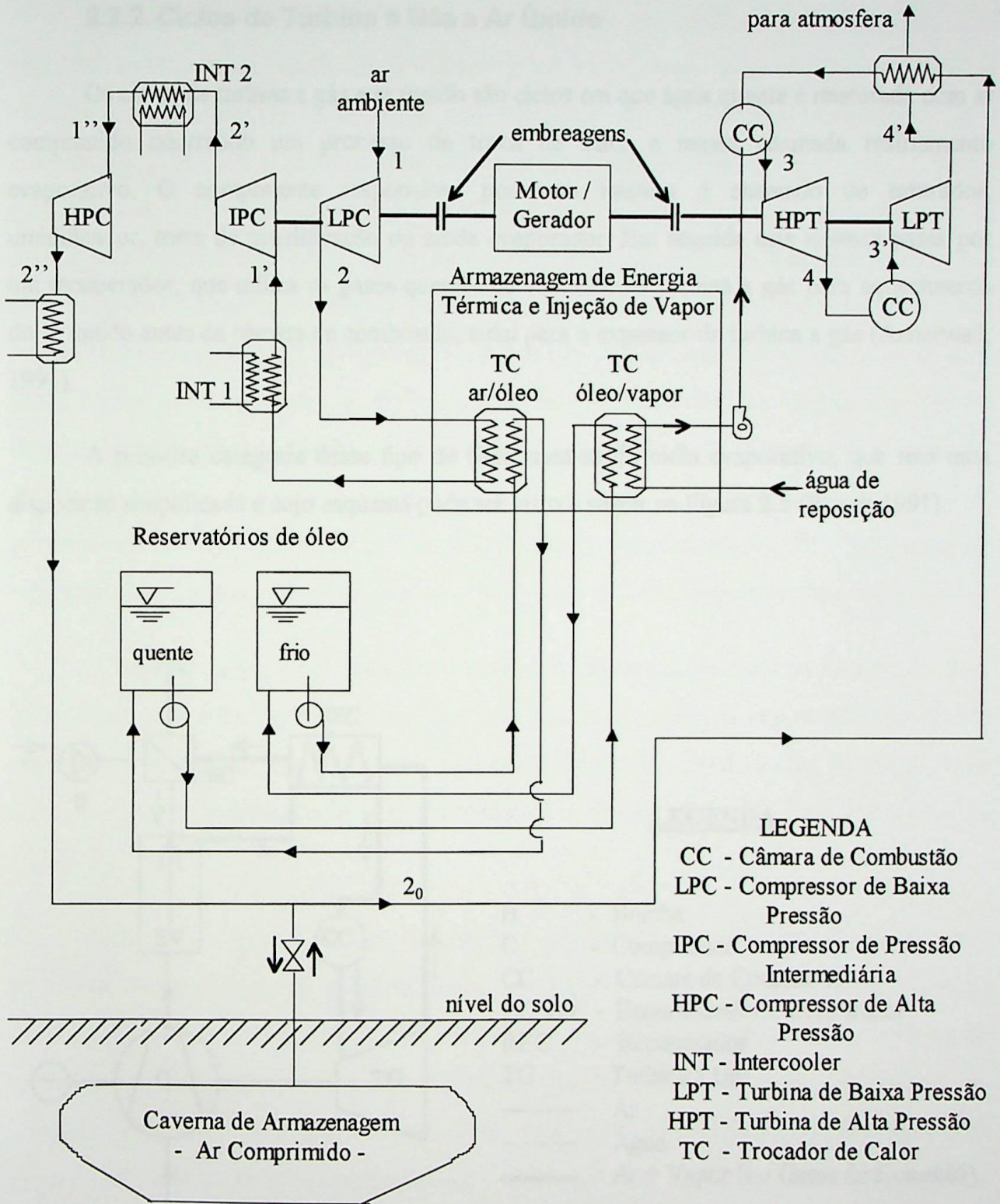


Figura 2.4 - Diagrama de fluxo da instalação "CAES" utilizando "TES" para geração de vapor e injeção na câmara de combustão

2.2.2. Ciclos de Turbina a Gás a Ar Úmido

Os ciclos de turbina a gás a ar úmido são ciclos em que água quente é misturada com ar comprimido ocorrendo um processo de troca de calor e massa chamada resfriamento evaporativo. O componente responsável por essa mistura é chamado de saturador, umidificador, torre de umidificação ou ainda evaporador. Em seguida esta mistura passa por um recuperador, que utiliza os gases quentes de exaustão da turbina a gás para aquecimento do ar úmido antes da câmara de combustão, e daí para o expensor da turbina a gás (Annerwall, 1991).

A primeira categoria desse tipo de ciclo trata-se do ciclo evaporativo, que tem uma disposição simplificada e cujo esquema pode ser visto a seguir na Figura 2.5 (Ruyck,1991).

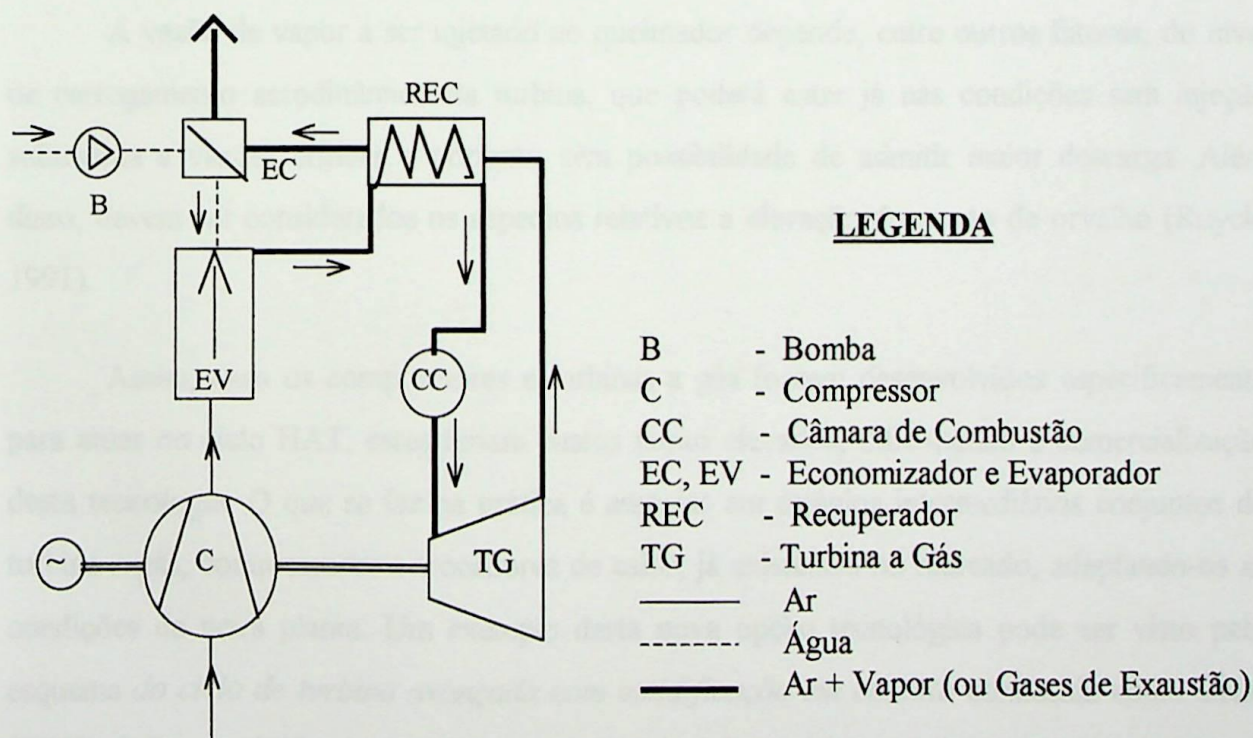


Figura 2.5 - Ciclo Evaporativo

O ciclo HAT- Humid Air Turbine - trata-se de um ciclo com umidificação, cujo esquema se encontra na Figura 2.6. O ar atmosférico é comprimido num *compressor de baixa pressão* (LPC), resfriado com água no *resfriador intermediário* (“intercooler”, IC), comprimido então até a pressão final (HPC) e pós-resfriado (“aftercooler”, AC). Nestas condições o ar é enviado ao *evaporador* (EV) onde água quente é evaporada num processo de temperatura variável semelhante ao de uma torre de resfriamento. O *recuperador* (REC) é onde os gases de exaustão da *turbina a gás* (TG) pré aquecem o ar úmido antes de sua entrada na câmara de combustão (CC). O pré-aquecedor de água ou *economizador* (EC) opera com os gases vindos do *recuperador*. A água deve ser fornecida ao ciclo na mesma taxa que se evapora no umidificador, através da *bomba d'água* (P). A água de alimentação é misturada (M1) com a água reciclada e enviada ao *interresfriador* e *pós-resfriador*. As correntes provenientes dos resfriadores de ar e do *economizador* são misturadas (M2 e M3) antes do saturador. Um *resfriador de água externo* (ExC) pode ser adicionado ao ciclo (Gallo, 1994).

A vazão de vapor a ser injetado no queimador depende, entre outros fatores, do nível de carregamento aerodinâmico da turbina, que poderá estar já nas condições sem injeção submetida a vazões críticas e portanto sem possibilidade de admitir maior descarga. Além disso, devem ser considerados os aspectos relativos a elevação do ponto de orvalho (Ruyck, 1991).

Assim, caso os compressores e turbinas a gás fossem desenvolvidos especificamente para atuar no ciclo HAT, estes teriam custos muito elevados, dificultando a comercialização desta tecnologia. O que se faz na prática é associar em estágios intermediários conjuntos de turbina a gás, compressores e trocadores de calor, já existentes no mercado, adaptando-os às condições da nova planta. Um exemplo desta nova opção tecnológica pode ser visto pelo esquema *do ciclo de turbina avançada com umidificação em cascata* conhecida como Ciclo CHAT (Cascated Humidified Advanced Turbine Cycle), Touchton, 1995. Este tipo de instalação de potência com turbina a gás, que será abordado ainda neste capítulo, também utiliza a umidificação como artifício para melhorar seu desempenho e reduzir as emissões de poluentes na atmosfera.

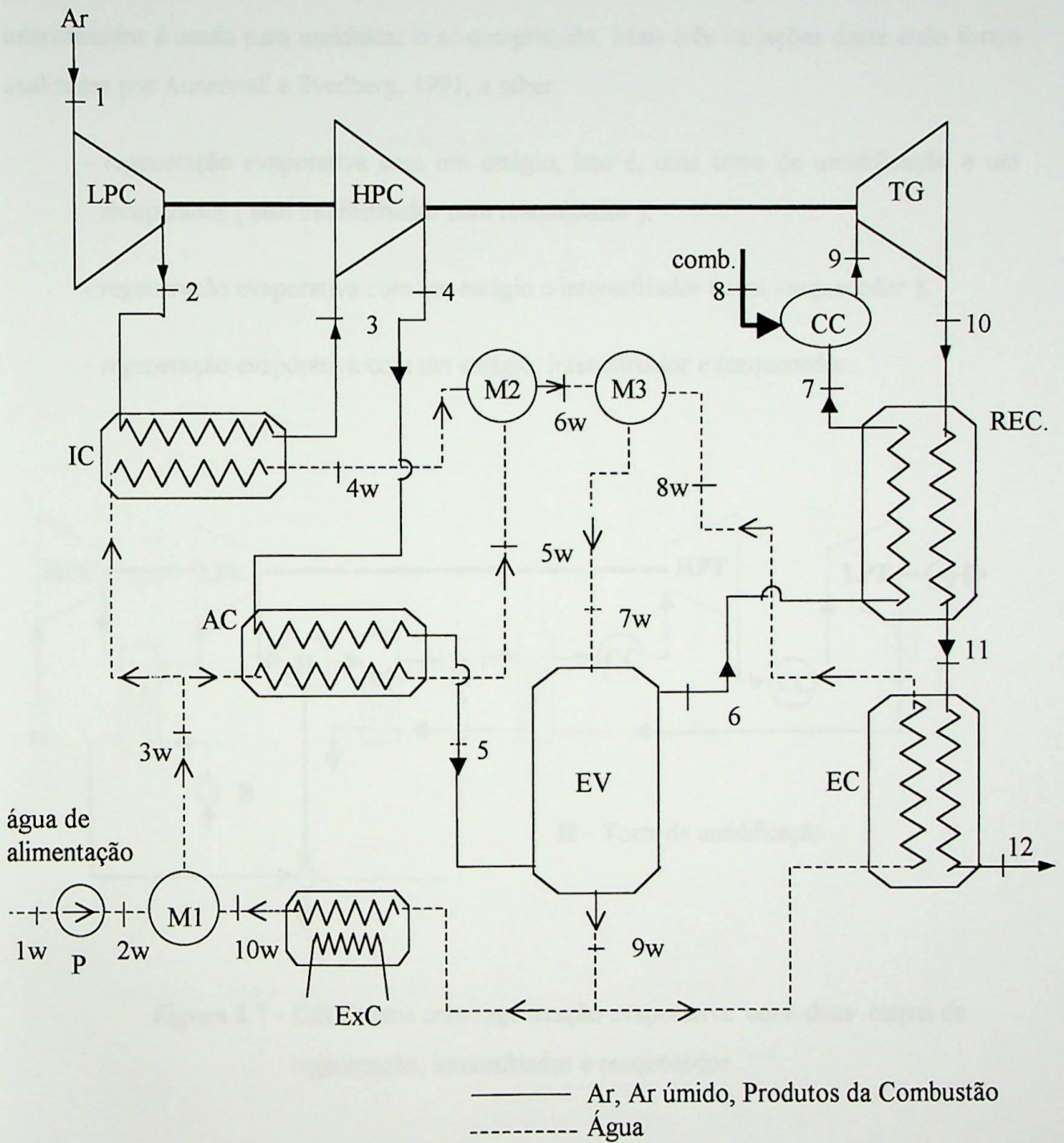


Figura 2.6 - Desenho Esquemático do Ciclo HAT

Outra disposição interessante é esquematizada na figura 2.7 (Annerwall, 1991). Se trata de um ciclo com regeneração evaporativa de duas etapas, neste caso o recuperador é dividido em duas parte iguais e uma torre de umidificação é colocada antes de cada uma das

partes. Há também um *interesfriador* e um *reaquecedor*. A água de resfriamento do interesfriador é usada para umidificar o ar comprimido. Mais três variações deste ciclo foram analisadas por Annerwall e Svedberg, 1991, a saber:

- regeneração evaporativa com um estágio, isto é, uma torre de umidificação e um recuperador (sem interesfriador nem reaquecedor);
- regeneração evaporativa com um estágio e interesfriador (sem reaquecedor);
- regeneração evaporativa com um estágio, interesfriador e reaquecedor.

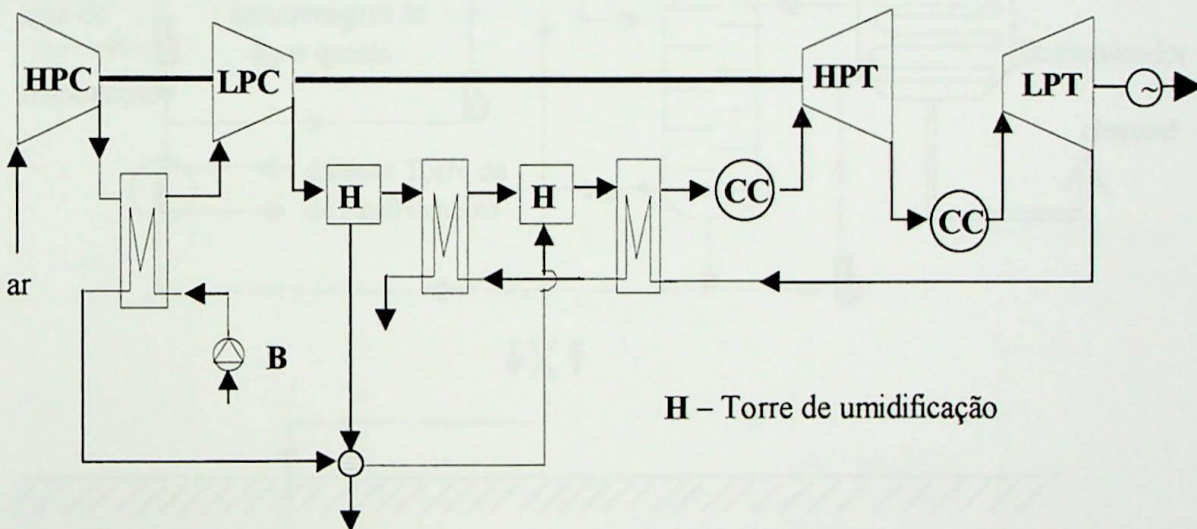


Figura 2.7 - Um sistema com regeneração evaporativa com duas etapas de regeneração, interesfriador e reaquecedor.

Outra variação possível associam as instalações de potência com o ciclo úmido envolve a armazenagem de ar comprimido ou ciclo CASH (Compressed Air Storage Humidification), que armazenam a energia na forma de ar comprimido em reservatórios subterrâneos com o objetivo de usá-la em horários de pico. A Figura 2.8 representa tal ciclo, em que os compressores estão separados da turbina e, apenas nos momentos fora de pico, são acionados pelo motor elétrico para encher o compartimento ou caverna de armazenamento de ar. Durante os períodos de maior demanda o motor elétrico é desligado e o ar que vai para a turbina vem do reservatório e não dos compressores. Esse procedimento aumenta a energia de saída em

aproximadamente 30% deixando-a disponível imediatamente para tarifas de pico, já que não se consome potência nos compressores (Touchton, 1995).

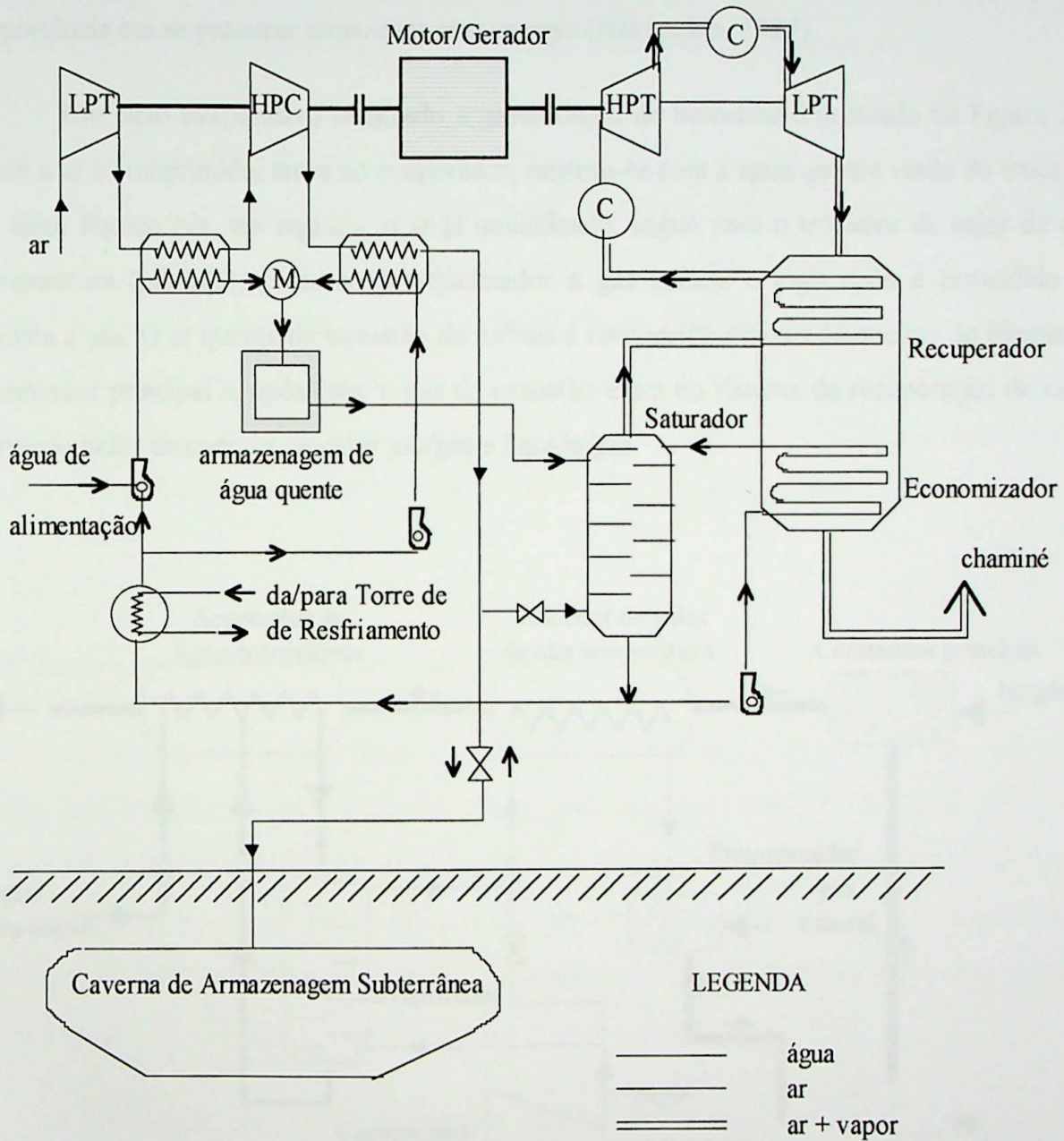


Figura 2.8 - Ciclo úmido com armazenagem de ar comprimido

O sistema representado na Figura 2.8 faz uso também do armazenamento da energia térmica disponível no ar comprimido, através da água quente armazenada em locais isolados,

que poderá ser usada no saturador para umidificar o ar comprimido nos períodos de geração de potência elétrica de pico. Mais de 90% da energia utilizada na compressão é rejeitada em interresfriadores e pós-resfriadores durante a fase de compressão, o que dá uma idéia da importância em se procurar armazenar essa energia (Nakhankin, 1987).

Um ciclo evaporativo integrado a gaseificação de biomassa é ilustrado na Figura 2.9, onde o ar é comprimido, entra no evaporador, mistura-se com a água quente vinda do trocador de calor líquido/gás, em seguida, o ar já umidificado, segue para o trocador de calor de alta temperatura (gás/gás), passa ao pré-queimador a gás natural e logo após é expandido na turbina a gás. O ar quente de exaustão da turbina é reaquecido através da queima do biogás no queimador principal e, após este, o gás de exaustão entra no sistema de recuperação de calor formado pelos trocadores de calor gás/gás e líquido/gás.

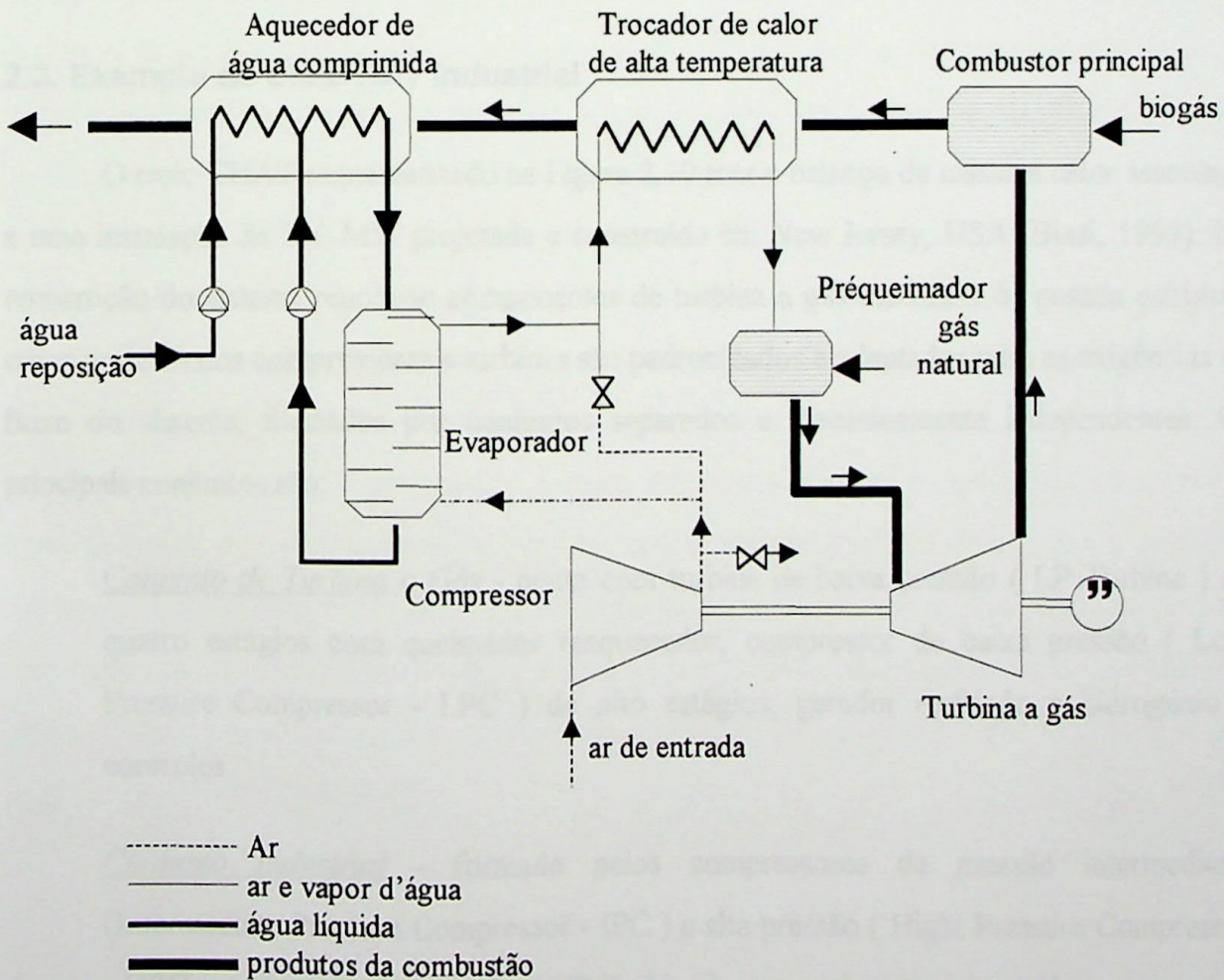


Figura 2.9 - Ciclo evaporativo com gaseificação de biomassa e queima externa de combustível

A instalação esquematizada na figura 2.9 conta com uma turbina a gás de queima externa, cuja principal vantagem é o aumento de sua vida útil, já que a turbina a gás não sofre os problemas de corrosão relacionados aos produtos da combustão. O elemento principal da queima externa é a alta temperatura do trocador de calor gás/gás, motivo pelo qual usa-se aço liga em sua construção (Ruyck, 1991). Com relação ao gás natural introduzido antes da turbina a gás, seu objetivo é controlar a potência do sistema, e por consequência aumenta a temperatura nos trocadores de calor. Esse sistema combina a gaseificação de biomassa, queima externa de combustível e evaporação de água em um único ciclo de turbina a gás. Os autores (Ruyck et al, 1991) simularam o sistema através de um programa baseado em considerações da 1ª lei, e em seguida, utilizando os mesmos parâmetros da simulação, confrontou o primeiro sistema com outras variações deste, concluindo-se que o ciclo evaporativo com queima externa produz maior eficiência e potência do que o ciclo seco e/ou com queima direta.

2.3. Exemplo de Ciclo HAT Industrial

O ciclo CHAT esquematizado na Figura 2.10 traz o balanço de massa e calor associado a uma instalação de 300 MW projetada e construída em New Jersey, USA (Biasi, 1995). Na construção do sistema reuniu-se componentes de turbina a gás industrial de pesada estrutura cujos projetos dos compressores e turbinas são padronizados e adaptados para as exigências de fluxo do sistema; formados por conjuntos separados e mecanicamente independentes. Os principais conjuntos são:

Conjunto de Turbina a Gás - conta com turbina de baixa pressão (LP Turbine) de quatro estágios com queimador reaquecedor, compressor de baixa pressão (Low Pressure Compressor - LPC) de oito estágios, gerador resfriado a hidrogênio e controles.

Conjunto Industrial - formado pelos compressores de pressão intermediária (Intermediate Pressure Compressor - IPC) e alta pressão (High Pressure Compressor - HPC), turbina de alta pressão (HP Turbine) com queimador e controles;

Trocadores de Calor - sistemas industriais que incluem interresfriador e aftercooler, recuperadores, economizador ou aquecedor de água e trocadores de calor para a água

de resfriamento; todos para tratamento do fluxo de fluido de trabalho entre os dois conjuntos separados.

Saturador de Ar - processo industrial consistindo de um saturador, vaso de pressão ou uma coluna para transferência direta de massa e calor (umidificação) da água quente para o fluido de trabalho.

Portanto dois eixos mecânicos paralelos formam a instalação do ciclo CHAT. Ar ambiente passa através do filtro de entrada, entra no compressor de baixa pressão (LPC) onde é comprimido, em seguida passa através de um interesfriador se dirigindo para o compressor de pressão intermediária (IPC) localizado no *conjunto industrial*. A descarga do compressor IPC passa pelo segundo interesfriador, e é admitido no compressor de alta pressão (HPC) que eleva a pressão do ar a aproximadamente 55 bar, antes de ser enviado ao saturador. No saturador o ar comprimido é umidificado e préaquecido com água quente gerada nos interesfriadores e no economizador, em seguida é aquecido no recuperador pelos gases de exaustão da turbina a gás. O ar aquecido é então queimado com o combustível na câmara de combustão da turbina de alta pressão (HPT), passa através desta e gera exatamente a potência necessária para funcionar a associação dos compressores IPC e HPC. Os gases de exaustão vindos da turbina HPT são então reaquecidos com adição de mais combustível , chegando a uma temperatura de aproximadamente 1350 °C. Já no *conjunto da turbina a gás* , os gases são expandidos na turbina de baixa pressão (LPT) que fornece potência para funcionar o compressor LPC e o gerador elétrico. Os gases de exaustão da turbina a gás são conduzidos através do recuperador e em seguida passam pelo economizador sendo conduzidos para a atmosfera pela chaminé, a uma temperatura em torno dos 130 ° C. Note que a principal diferença entre os dois ciclos com umidificação mencionados é muito mais sob o aspecto de concepção da instalação das máquinas, já que o ciclo CHAT é disposto em dois conjuntos de eixos - *o conjunto industrial e o conjunto da turbina a gás* - , além de ter um compressor a mais (IPT) do que o ciclo HAT.

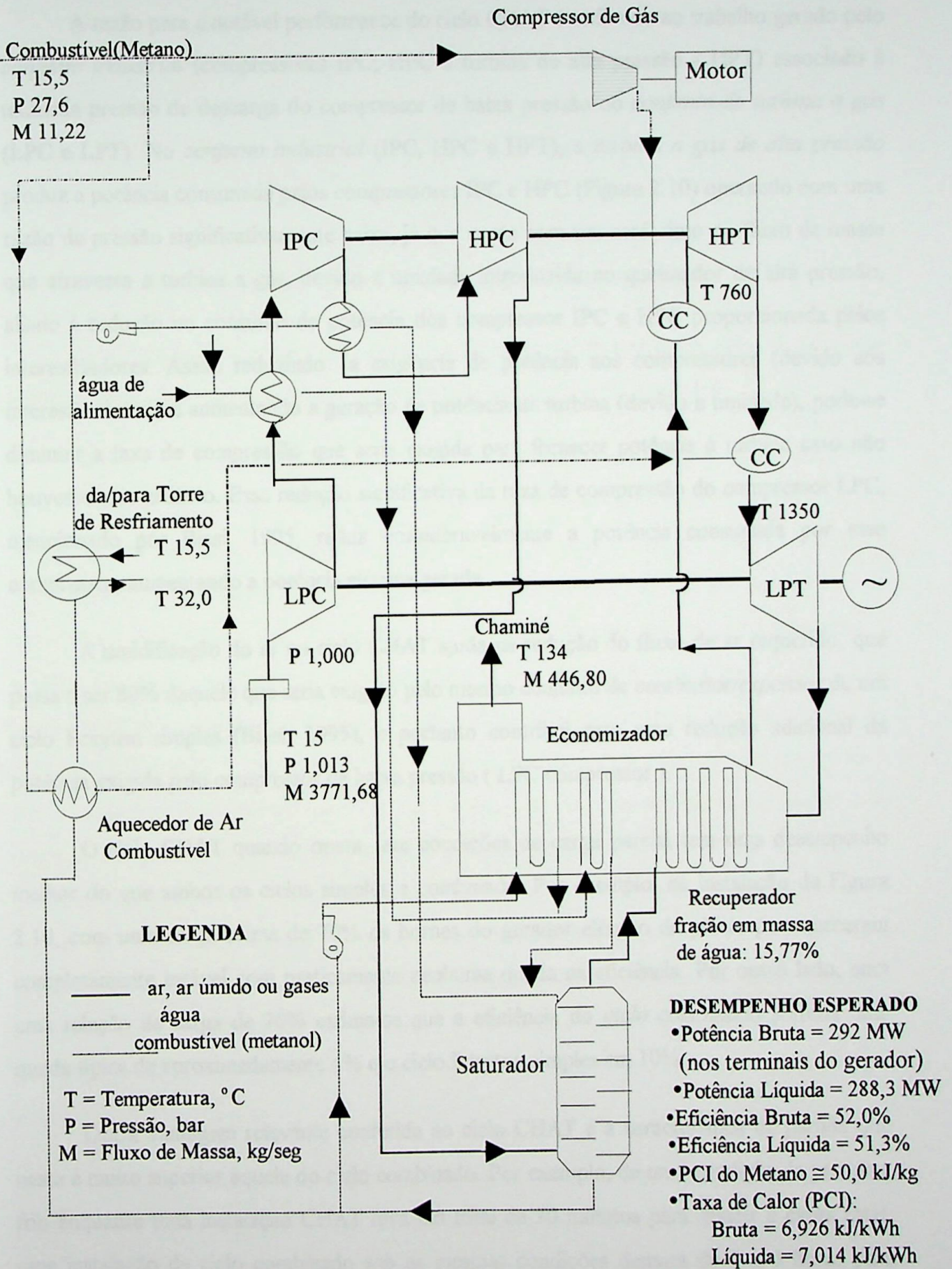


Figura 2.10 - Ciclo CHAT com balanço de massa e calor

A razão para a notável performance do ciclo CHAT é atribuído ao trabalho gerado pelo *conjunto industrial* (compressores IPC, HPC e turbina de alta pressão - HPT) associado à reduzida pressão de descarga do compressor de baixa pressão no *conjunto de turbina a gás* (LPC e LPT). No *conjunto industrial* (IPC, HPC e HPT), a *turbina a gás de alta pressão* produz a potência consumida pelos compressores IPC e HPC (Figura 2.10) operando com uma razão de pressão significativamente baixa, já que conta com um acréscimo do fluxo de massa que atravessa a turbina a gás, devido a umidade introduzida no queimador de alta pressão, aliado à redução no consumo de potência dos compressor IPC e HPC proporcionada pelos interesfriadores. Assim reduzindo a exigência de potência aos compressores (devido aos interesfriadores) e aumentando a geração de potência na turbina (devido a umidade), pode-se diminuir a taxa de compressão que seria exigida para fornecer potência à turbina caso não houvesse esse artifício. Essa redução significativa da taxa de compressão do compressor LPC, mencionado por Biasi, 1995, reduz consideravelmente a potência consumida por esse compressor, aumentando a potência elétrica gerada.

A umidificação do ar no ciclo CHAT ajuda na redução do fluxo de ar requerido, que passa a ser 80% daquele que seria exigido pelo mesmo conjunto de *combustor/expansor* de um ciclo Brayton simples (Biasi, 1995), e portanto contribui para uma redução adicional da potência exigida pelo compressor de baixa pressão (LPC compressor).

O ciclo CHAT quando opera em condições de carga parcial tem um desempenho melhor do que ambos os ciclos simples e combinado. Por exemplo, na instalação da Figura 2.10, com uma carga acima de 70% os bornes do gerador elétrico da planta permaneceram completamente estável com praticamente nenhuma queda na eficiência. Por outro lado, com uma relação de carga de 70% estima-se que a eficiência do *ciclo combinado* sofreria uma queda típica de aproximadamente 4% e o ciclo Brayton simples em 10%.

Outra vantagem relevante conferida ao ciclo CHAT é a característica de partida que neste é muito superior àquele do ciclo combinado. Por exemplo, de uma condição de partida a frio enquanto uma instalação CHAT leva um total de 30 minutos para atingir a carga total, uma instalação de ciclo combinado sob as mesmas condições demora de 2 a 3 horas para atingir a carga total (Biasi, 1984).

Com a redução da taxa de compressão o ciclo CHAT ganha menores dimensões, menos custos de fabricação e implantação com alta eficiência. Segundo Biasi, o ciclo CHAT pesquisado entra em operação comercial em 1998 com uma eficiência de 52% e um custo de capital 20% menor do que um ciclo combinado com a mesma eficiência e potência de saída.

2.4. Revisão Bibliográfica dos Modelos de Ciclos STIG e HAT

Neste tópico são apresentados alguns ciclos empregando turbinas a gás com ar úmido, segundo descrições apresentadas nas literatura técnico-científicas consultadas.

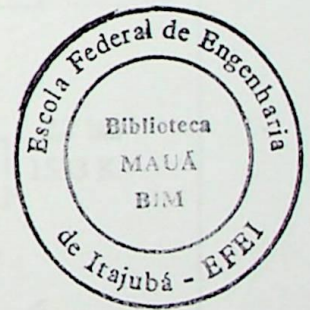
Walter, 1994, descreve o equacionamento empregado na simulação do sistema BIG-STIG - Biomass Integrated Gasifier/Steam Injectio Gas Turbine - em usinas de açúcar e álcool. Nesse tipo de instalação, biomassa derivada da cana de açúcar (bagaço, palha e folhas) é empregada em um sistema de gaseificação onde o gás gerado passa a ser utilizado como combustível da turbina a gás. É considerado os quatro módulos principais da instalação: a unidade de pré-processamento e de gaseificação da biomassa, a turbina a gás, a caldeira de recuperação e a instalação convencional de vapor. Três tipos de turbinas a gás foram simuladas (LM1600 PB, LM2500 PH e LM5000 PD - Gemi), primeiro com o gás natural, depois com gás de gaseificação. A turbina LM5000 PD foi equacionada considerando tanto a injeção de vapor de alta pressão no queimador quanto o de baixa pressão no gerador de gases, já para as turbinas LM1600 e 2500, o equacionamento foi realizado considerando a injeção de vapor apenas na câmara de combustão. Os resultados dos cálculos estão dispostos em tabelas e gráficos, estes últimos mostram a potência gerada/líquida e pressão do vapor versus a quantidade de ar sangrado dos compressores e nas tabelas estão organizados os valores das *potências produzida pela turbina a gás e líquida do ciclo*, para as várias turbinas a gás simuladas.

Gallo, 1994, baseia seu trabalho sob o ponto de vista dos conceitos exergéticos afim de identificar onde ocorrem as irreversibilidades externas e internas. Duas plantas, com diferença apenas no circuito de água, foram discutidas, para isso acrescentou-se um trocador de calor a mais (ExC) no ciclo base, com o intuito de resfriar a água reciclada. Esse trocador de calor extra pode ser visto na Figura 2.6. Para começar, os autores idealizaram um modelo para

simular o ciclo. Esse modelo conta com 16 espécies químicas e dados termodinâmicos para cada uma dessas espécies químicas como entalpia de formação e entropia na condição padrão. Um programa de simulação foi elaborado incorporando as tabelas de vapor, considerando efeitos como a queda de pressão nos trocadores de calor e câmara de combustão, diferenças mínimas de temperatura entre os fluidos quente e frio nos trocadores de calor assim como a umidade relativa variável na exaustão do evaporador. Portanto assumindo um caso base com seus principais parâmetros de operação, é possível obter as pressões resultantes, temperatura e taxa de fluxo mássico para os gases e para o circuito de água, já considerando *o trocador de calor externo* “ExC”. Tais dados estão dispostos em tabelas bem como a eficiência exergética (2ª lei) e as irreversibilidades (como um percentual da exergia de entrada) de cada processo do ciclo proposto (Figura 2.6); é também apresentada uma tabela que mostra o aumento do fluxo de massa através da turbina com o aumento da razão de pressão. Foram plotadas as distribuições de exergia para os dois sistemas considerados (com e sem *o trocador de calor externo*, ExC), gráficos que representam importantes parâmetros em função do quociente entre as razões de compressão dos compressores HPC e LPC, eficiência exergética e trabalho líquido como função da razão de pressão global e finalmente eficiência e trabalho líquido versus da *temperatura de entrada na turbina* (TIT). Os autores concluem que a pressão nos interestágios deve ser analisada para cada grupo de parâmetros de operação dada a sua grande importância e que, nos casos analisados o quociente entre as razões de compressão dos compressores HPC e LPC otimizada é de aproximadamente 0,8. Outra de suas conclusões foi com relação a *temperatura máxima do ciclo*, no sentido de que seu comportamento é muito similar aos outros ciclos com turbinas a gás, dando somente vantagens se aumentada, mas como era de se esperar, a *temperatura máxima do ciclo* está limitada pelas propriedades mecânicas dos materiais empregados nas turbinas e na dificuldade de resfriamento da mesma. Este ciclo inspirou o presente trabalho.

Harvey, 1995, apresentou um estudo de um ciclo de turbina a gás com injeção de água, utilizando os gases de exaustão da turbina para a reciclagem de parcela destes, além da recuperação térmica convencional. A idéia é reciclar os gases de exaustão para serem usados como “carregadores de oxigênio”, aumentando a eficiência do ciclo pela redução da entropia degradada através da oxidação do combustível. Para mostrar esse fato os autores comparam o sistema proposto (mostrado na figura 2.11) a um ciclo HAT convencional com características similares ao primeiro. O ciclo proposto foi estudado em detalhes utilizando um software de

simulação que se trata de uma ferramenta muito utilizada para modelagem de processos em diversos setores industriais. Com isso é possível gerar dados termodinâmicos completos para todos os fluxos de um processo, tornando relativamente simples a implementação da análise da 2ª lei. Além das tabelas que expressam parâmetros técnicos do ciclo, também foi feita a análise de sensibilidade dos gases de exaustão reciclados e obtidos resultados em termos de perdas exergéticas dos diversos componentes do ciclo. Foram plotados três gráficos, o primeiro deles mostra a evolução do equilíbrio dos gases reformados na corrente de resfriamento em função da troca de calor total por kmol de combustível, o segundo gráfico trata da temperatura versus a troca de calor na reação de reforma e por fim o terceiro gráfico apresenta a eficiência térmica como função da máxima temperatura de entrada na turbina e ΔT dos gases de reforma no “pinch point”. Com isso os autores concluíram que o ciclo com o processo de reforma descrito reduz efetivamente a exergia degradada devido a oxidação do combustível, se comparado a um ciclo similar com combustão convencional, entretanto o ganho de eficiência que pode ser atribuído diretamente ao aumento do mecanismo de oxidação do combustível é baixo, da ordem de 1,4 %.



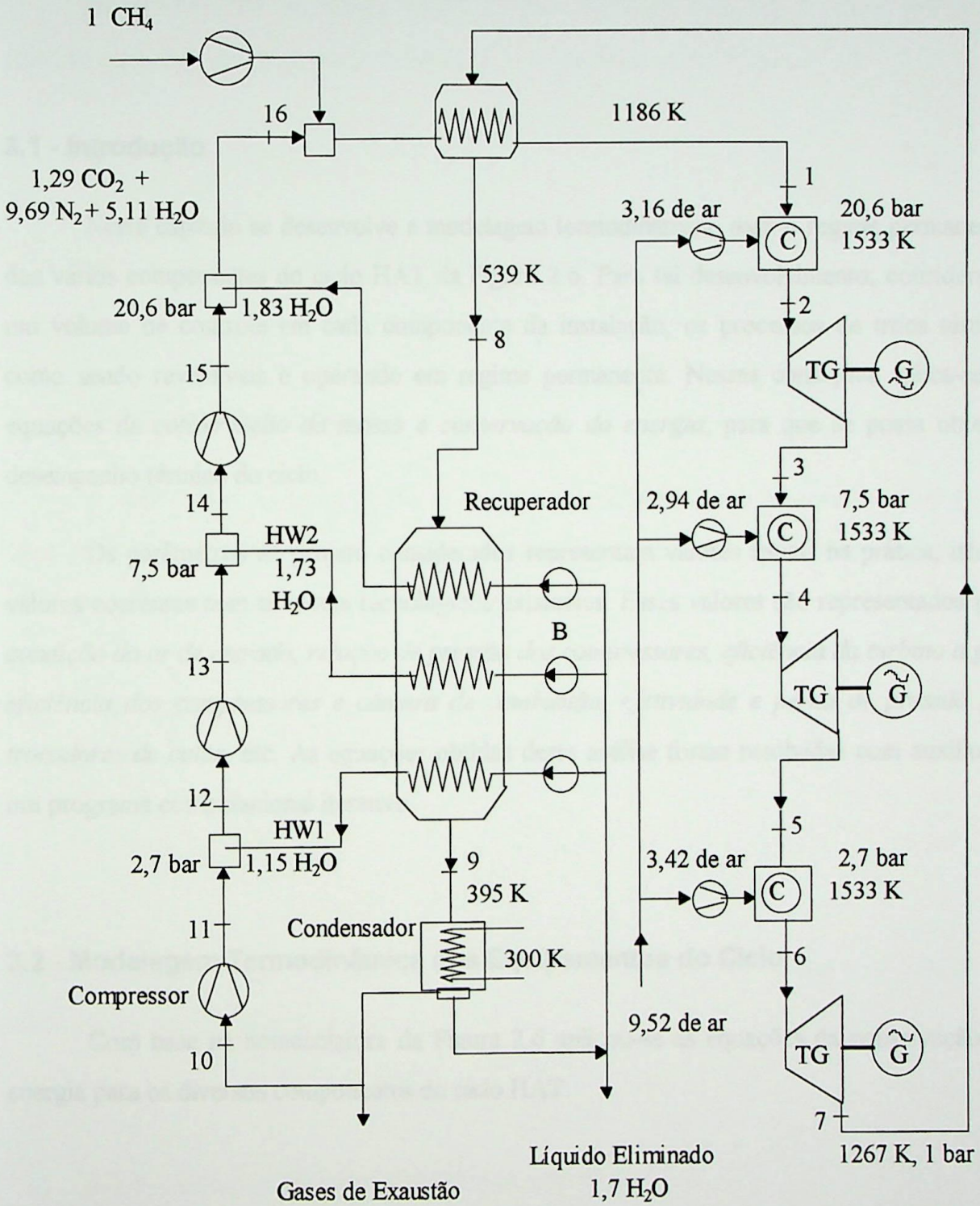


Figura 2.11 - Ciclo de turbina a gás com reciclagem dos gases de exaustão: diagrama de fluxo (HW = água quente)

3. MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO HAT.

3.1 - Introdução

Neste capítulo se desenvolve a modelagem termodinâmica, para o regime permanente, dos vários componentes do ciclo HAT da Figura 2.6. Para tal desenvolvimento, considera-se um volume de controle em cada componente da instalação, os processos de troca térmica como sendo reversíveis e operando em regime permanente. Nessas condições aplica-se as equações da *conservação da massa* e *conservação da energia*, para que se possa obter o desempenho térmico do ciclo.

Os parâmetros de projeto considerados representam valores usuais na prática, isto é, valores coerentes com os níveis tecnológicos existentes. Esses valores são representados pela *condição do ar de entrada, relação de pressão dos compressores, eficiência da turbina a gás, eficiência dos compressores e câmara de combustão, efetividade e perda de pressão nos trocadores de calor*, etc. As equações obtidas desta análise foram resolvidas com auxílio de um programa computacional iterativo.

3.2 - Modelagem Termodinâmica dos Equipamentos do Ciclo

Com base na nomenclatura da Figura 2.6 aplicou-se as equações da conservação da energia para os diversos componentes do ciclo HAT.

3.2.1 - Compressor de Baixa Pressão (LPC)

A variação da entalpia no compressor é calculada pela seguinte equação:

$$h_2 - h_1 = \frac{c_{p,a}}{\eta_c} \cdot T_1 \cdot \left((r_L)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.1)$$

Da conservação da massa resulta : $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5$. Com relação ao trabalho específico do compressor de baixa ($W_{c,L}$), pode-se escrever que:

$$W_{c,L} = \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_m} \quad (3.2)$$

onde η_m é o rendimento mecânico do conjunto compressor/turbina.

3.2.2 - Interesfriador (IC)

A efetividade do trocador de calor (ϵ) é o parâmetro que representa o calor real transferido pelo calor máximo possível de ser transferido e que no caso de fluxo paralelo é dado, segundo Fogiel, pelas seguintes equações:

$$\epsilon_h = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{3w}} \quad (3.3a)$$

$$\epsilon_c = \frac{T_{4w} - T_{3w}}{T_2 - T_{3w}} \quad (3.3b)$$

Assumi-se que $\epsilon_c = \epsilon_h = \epsilon$, onde os índices c,h referem-se às efetividades com relação aos fluidos frio e quente respectivamente.

3.2.3 - Compressor de Alta Pressão (HPC)

Analogamente ao compressor LP temos que:

$$h_4 - h_3 = \frac{1}{c_{p,a}} \cdot \frac{T_3}{\eta_c} \left(\left(r_H \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.4)$$

$$W_{c,H} = \frac{m_a(h_4 - h_3)}{\eta_m} \quad (3.5)$$

3.2.4 - Aftercooler (AC)

Analogamente ao trocador de calor 1 (interresfriador) de fluxo paralelo, temos:

$$\varepsilon_h = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{3w}} \quad (3.6a)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_{5w} - T_{3w}}{T_4 - T_{3w}} \quad (3.6b)$$

Da conservação da massa resulta:

$$\dot{m}_{3w} = \dot{m}_{3w1} + \dot{m}_{3w2} \quad (3.7)$$

3.2.5 - Evaporador (umidificador) - Ev -

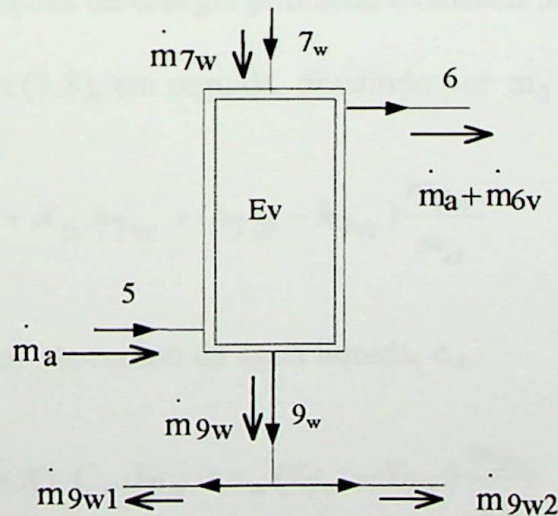


Figura 3.1 - Fluxo de massa no evaporador

O umidificador é analisado termodinamicamente através do balanço de massa e energia que atravessa as fronteiras do volume de controle. Considerando o ar seco no estado 5 e no

estado 6 uma *umidade absoluta* X associada à *umidade relativa* de 100%. Optou-se pelo ar saturado (UR=100%) pois é a condição mais comum do ar umidificado que sai do evaporador. A condição adotada para o ar na saída do umidificador é justamente aquela em que se tem mais massa de água por quilo de ar seco entrando na câmara de combustão, e portanto tem-se a máxima massa de gás por quilo de ar seco expandida na turbina a gás.

- *Balanço de massa*

$$\dot{m}_{5a} = \dot{m}_{6a} = \dot{m}_a \quad (3.8a)$$

$$\dot{m}_{6v} = \dot{m}_{7w} - \dot{m}_{9w} \quad (3.8b)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{6v} + \dot{m}_a \quad (3.8c)$$

$$\dot{m}_{9w} = \dot{m}_{9w_1} + \dot{m}_{9w_2} \quad (3.8d)$$

- *Balanço de energia:*

Desprezando as variações de energia potencial e cinética na equação da conservação da energia, usando as equações (3.8), em seguida, dividindo por \dot{m}_a e rearranjando, tem-se:

$$X_6 \cdot h_{6v} = h_5 - h_{6a} + X_6 \cdot h_{7w} + (h_{7w} - h_{9w}) \frac{m_{9w}}{m_a} \quad (3.9)$$

ou em função do calor específico da água líquida, c_w :

$$X_6 \cdot h_{6v} = h_5 - h_{6a} + X_6 \cdot C_w \cdot T_{7w} + c_w (T_{7w} - T_{9w}) \frac{m_{9w}}{m_a} \quad (3.10)$$

3.2.6 - Recuperador (Rec)

Segundo Fogiel, a efetividade de um trocador de calor de contracorrente é dado por:

$$\varepsilon_h = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_{10} - T_6} \quad (3.11a)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_7 - T_6}{T_{10} - T_6} \quad (3.11b)$$

e pela conservação de massa:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.11c)$$

3.2.7 - Câmara de combustão (CC)

Aplicando o balanço de massa, obtém-se:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_f + \dot{m}_7 \quad (3.12a)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.12b)$$

onde pelo princípio da conservação de energia:

$$\dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_f \cdot ECV_{T_9} \cdot \eta_{cc} \quad (3.13)$$

onde ECV_{T_9} é o *poder calorífico efetivo padrão* à temperatura T_9

A *eficiência da câmara de combustão* (η_{cc}) é representada pela relação entre o consumo de combustível teórico e o consumo de combustível real, como segue:

$$\eta_{cc} = \frac{f}{f_R} \quad (3.14)$$

em que \underline{f} é a razão (combustível / ar) teórico e \underline{f}_R a razão (comb./ ar) real

3.2.8 - Turbina a Gás

Assumindo que os gases da combustão tem comportamento de gás perfeito, então o estado termodinâmico dos gases na saída da turbina é representado pelas seguintes equações:

$$T_9 - T_{10} = \eta_t \cdot T_9 \left[1 - \left(\frac{P_9}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.15)$$

A pressão P_{10} deve ser a menor que se consiga para que se possa minimizar a velocidade dos gases na saída, pois nesse caso estaríamos desperdiçando energia, já que a turbina a gás estudada destina-se a uso industrial. Portanto a pressão P_{10} deve ser suficiente, apenas, para vencer as perdas de pressão associadas ao recuperado, economizador e à chaminé. A soma dessas perdas mais um fator de segurança de 10% sobre a soma total obtém-se:

$$P_{10} = 1,20 \cdot P_{atm} \quad (3.16)$$

O trabalho específico da turbina (W_t), o trabalho útil (W_u), e o trabalho elétrico (W_e), em kJ/kg ar, são, respectivamente:

$$W_t = (f_R + 1 + \alpha) \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (3.17)$$

$$W_u = W_t - (W_{c,L} + W_{c,H}) \quad (3.18)$$

$$W_e = W_u \times \eta_{el} \quad (3.19)$$

em que α é a relação (massa de vapor / massa de ar) e $(W_e)_{L,H}$ [kJ/kg ar] é o trabalho consumido pelo compressores de baixa (L) e alta (H) pressão .

O consumo específico de combustível, SFC, em [kg/kJ], é representado pela seguinte equação:

$$\text{SFC} = \frac{f_R}{W_u} \quad (3.20)$$

A eficiência térmica do ciclo ($\eta_{\text{térmica}}$) é calculada pela relação abaixo:

$$\eta_{\text{term}} = \frac{1}{\text{SFC} \cdot \text{ECV}} \quad (3.21)$$

onde ECV [kJ/kg] é o *poder calorífico efetivo padrão do combustível*

3.2.9 - Economizador (Ec)

Analogamente ao recuperador :

$$\varepsilon_h = \frac{T_{11} - T_{12}}{T_{11} - T_{9w_2}} \quad (3.22a)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_{9w_2} - T_{8w}}{T_{11} - T_{9w_2}} \quad (3.22b)$$

Aplicando a *equação da continuidade* no economizador, obtém-se: $m_{8w} = m_{9w_2}$

3.2.10 - Resfriador Externo de Água (ExC)

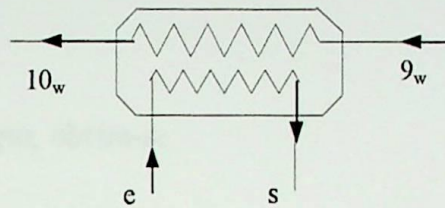


Figura 3.2 - Resfriador externo de água

Analogamente ao recuperador, de fluxo cruzado, tem-se:

$$\varepsilon_h = \frac{T_{9_w} - T_{10_w}}{T_{9_w} - T_e} \quad (3.23)$$

onde T_e é a temperatura de entrada da água de resfriamento.

3.2.11 - Misturadores (M_1 , M_2 e M_3)

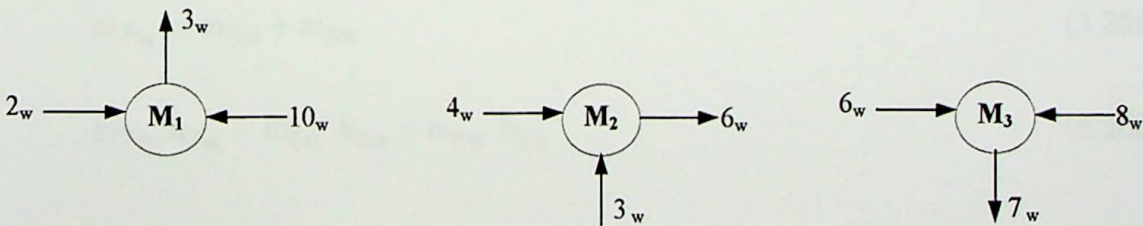


Figura 3.3 - Desenho esquemático dos Misturadores 1, 2 e 3

Assumindo que os processos de mistura são adiabáticos e que as perdas de carga são desprezíveis e aplicando a equação da energia e princípio da conservação da massa obtemos as seguintes equações para os misturadores:

- Misturador 1

$$m_{10w} = m_{3w} - m_{2w} \quad (3.24a)$$

$$m_{3w} = m_{4w} + m_{5w} \quad (3.24b)$$

e, efetuando o *balanço de energia*, obtém-se:

$$m_{3w} \cdot h_{3w} = m_{2w} \cdot h_{2w} + m_{10w} \cdot h_{10w} \quad (3.24c)$$

Sabe-se que $h = C_w \cdot T$, usando a equação (3.24a) e rearranjando, tem-se:

$$T_{3w} = \frac{m_{10w} \cdot T_{10w} + m_{2w} \cdot T_{2w}}{m_{2w} + m_{10w}} \quad (3.24d)$$

- Misturador 2

$$m_{6w} = m_{4w} + m_{5w} \quad (3.25a)$$

$$m_{6w} \cdot h_{6w} = m_{4w} \cdot h_{4w} + m_{5w} \cdot h_{5w} \quad (3.25b)$$

- Misturador 3

$$m_{7w} = m_{6w} + m_{8w} \quad (3.26a)$$

$$m_{7w} \cdot h_{7w} = m_{6w} \cdot h_{6w} + m_{8w} \cdot h_{8w} \quad (3.26b)$$

3.3 - Equações Auxiliares

3.3.1 - Ar Úmido

A composição do ar seco é mostrada na Tabela 3.1

Tabela 3.1 - Composição do Ar Seco

COMPONENTES	N ₂	O ₂	CO ₂
FRAÇÃO MOLAR	0.7788	0.2070	0.002959

e a fração molar de cada componente é dada por:

$$\text{Fração Molar} = \frac{\text{número de moles do componente}}{\text{número de moles da mistura}}$$

3.3.1.1 - Cálculo das Frações Molares:

A fração molar do vapor d'água do ar úmido é dados por:

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{X}{1+X} \quad (3.27)$$

As frações molares dos componentes do ar úmido é dados por:

$$n_{\text{AU}} = \frac{n_{\text{as}}}{1+X} \quad (3.28)$$

onde: n_{as} = fração molar dos componentes no ar seco.

3.3.1.2 - Cálculo da Massa Molecular:

A massa molecular do ar úmido é dada por:

$$M_{AU} = \sum_{comp} n_{AU} \times M_C \tag{3.29}$$

onde: n_{AU} = fração molar dos componentes do ar úmido.

M_C = massa molecular do componente.

A massa molecular dos componentes são dados na Tabela 3.2 :

Tabela 3.2 - Massa Molecular dos Componentes

COMPONENTE	N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O
MASSA MOLECULAR	28.01	32.00	44.01	18.02

3.3.1.3 - Entalpia Específica do Ar Úmido

A entalpia específica (kJ / kg) do ar úmido na temperatura T (K) para a base absoluta zero é baseada em Bathie (1984) e Sen (1996), cuja expressão matemática é apresentada a seguir:

$$h_{au,T} = \frac{\bar{R} \cdot T}{M_{AU}} \left[\sum_{i=1}^N (n_i \times a1_i) + \sum_{i=1}^N (n_i \times a2_i) \times \frac{T}{2} + \sum_{i=1}^N (n_i \times a3_i) \times \frac{T^2}{3} + \sum_{i=1}^N (n_i \times a4_i) \times \frac{T^3}{4} + \sum_{i=1}^N (n_i \times a5_i) \times \frac{T^4}{5} \right] \tag{3.30}$$

onde:

i = representa os quatro componentes do ar úmido: N_2 , O_2 , CO_2 e H_2O

n_i = fração molar de cada componente do ar úmido (N_2 , O_2 , CO_2 e H_2O),
 dado pelas equações.(3.27) e (3.28)

M_{au} = massa molecular do ar úmido, kg/kmol, calculado pela equação.(a-3)

T = temperatura absoluta, K

\bar{R} = constante universal dos gases perfeitos = 8,31434 [kJ/kmol K]

a_{1i} , a_{2i} , a_{3i} , a_{4i} e a_{5i} = coeficientes dados na Tabela 3.3

Componente	Índice	Coeficientes	
		a_{1i}	a_{2i}
Oxigênio	O_2	1	1,719946
		2	-1,5157298E-01
		3	3,7177535E-06
		4	-1,298716E-09
		5	1,7982169E-12
Dióxido de Carbono	CO_2	1	1,1701000
		2	1,0281170E-01
		3	-1,072359E-05
		4	6,2639173E-09
		5	1,625790E-12
Água	H_2O	1	1,1583016
		2	-1,724104E-01
		3	1,682319E-05
		4	-1,546044E-09
		5	1,423565E-12

Tabela 3.3 : Coeficientes Polinomiais para a entalpia específica do ar úmido, em Unidades SI, kJ/kg

Componente	Fórmula Molecular	Coeficientes Polinomiais	Temperatura 300 - 1000K	Temperatura 1000 - 5000K
Nitrogênio	N ₂	a1	3,6916148	2,8545761
		a2	-1,3332552E-03	1,5976316E-03
		a3	2,6503100E-06	-6,2566254E-07
		a4	-9,7688341E-10	1,1315849E-10
		a5	-9,9772234E-14	-7,6897070E-15
Oxigênio	O ₂	a1	3,7189946	3,5976129
		a2	-2,5167288E-03	7,8145603E-04
		a3	8,5837353E-06	-2,2386670E-07
		a4	-8,2998716E-09	4,2490159E-11
		a5	2,7082180E-12	-3,33460204E-15
Dióxido de Carbono	CO ₂	a1	2,1701000	4,4129266
		a2	1,0378115E-02	3,1922896E-03
		a3	-1,0733938E-05	-1,2978230E-06
		a4	6,3459175E-09	2,4147446E-10
		a5	-1,6280701E-12	-6742986E-14
Água	H ₂ O	a1	4,1565016	2,6707532
		a2	-1,7244334E-03	3,0317115E-03
		a3	5,6982316E-06	-8,5351570E-07
		a4	-4,5930044E-09	1,1790853E-10
		a5	1,4233654E-12	-6,1973568E-15

3.3.2 - Condições Termodinâmicas do Vapor

3.3.2.1 - Vapor Saturado

Segundo a ASME - STEAM TABLE, a pressão e temperatura do vapor saturado (P_s e T_s) são relacionados pela seguinte equação:

$$P_s = 221,20 \cdot \exp \left[\frac{1}{\theta} \frac{\sum_{i=1}^5 k_i \cdot (1-\theta)^i}{(1 + k_6 \cdot (1-\theta) + k_7 \cdot (1-\theta)^2)} - \frac{(1-\theta)}{k_8(1-\theta)^2 + k_9} \right] \quad (3.31)$$

onde:

P_s - Pressão de saturação , bar

$\theta = \frac{T_s}{T_{cr}}$ - Temperatura reduzida, em que: $T_{cr} = 647,3$ [K]

$k_1, k_2, \dots, k_7, k_8$ e k_9 - constantes relacionadas na Tabela 3.4

Tabela 3.4 - Constantes do Vapor Saturado

$k_1 = -7,691\ 234\ 564$
$k_2 = -2,608\ 023\ 696 \times 10^1$
$k_3 = -1,681\ 706\ 546 \times 10^2$
$k_4 = 6,423\ 285\ 504 \times 10^1$
$k_5 = -1,189\ 646\ 225 \times 10^2$
$k_6 = 4,167\ 117\ 320$
$k_7 = 2,097\ 506\ 760 \times 10^1$
$k_8 = 10^9$
$k_9 = 6$

3.3.2.2 - Vapor Superaquecido

Segundo a ASME - STEAM TABLE (pág.35), a entalpia do vapor superaquecido em função da pressão e temperatura é dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{h}{p_{c1} v_{c1}} = \alpha_0 + B_0 \theta - \sum_{v=1}^5 B_{0v} (v-2) \theta^{v-1} - \sum_{\mu=1}^5 \beta^\mu \sum_{v=1}^{n(\mu)} B_{\mu v} (1 + z(\mu, v) b \theta) X^{z(\mu, v)}$$

$$- b \sum_{\mu=6}^8 \left[\frac{\sum_{v=1}^{n(\mu)} B_{\mu v} X^{z(\mu, v)} \left([1 + z(\mu, v) b \theta] - \frac{b \theta \sum_{\lambda=1}^{g(\mu)} x(\mu, \lambda) b_{\mu \lambda} X^{x(\mu, \lambda)}}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{g(\mu)} b_{\mu \lambda} X^{x(\mu, \lambda)}} \right)}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{g(\mu)} b_{\mu \lambda} X^{x(\mu, \lambda)}} \right]$$

$$+ \beta \left(\frac{\beta}{\beta_L} \right)^{10} \sum \left[\left\{ 1 + \theta \left(\frac{10 \beta_L'}{\beta_L} + v b \right) \right\} B_{9v} X^v \right] \tag{3.32}$$

onde:

$\varepsilon = h/(p_{c1} v_{c1})$, entalpia reduzida

$\theta = T/T_{c1}$, temperatura reduzida

$\beta = p/p_{c1}$, pressão reduzida

T_{c1} , p_{c1} e v_{c1} são a temperatura, pressão e o volume específico no ponto crítico, em que:

$$T_{c1} = 647,3 \text{ K}$$

$$p_{c1} = 22\,120\,000 \text{ N/m}^2$$

$$v_{c1} = 0,003\,17 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Os demais parâmetros podem ser encontrados em Meyer (ASME - STEAM TABLE, 1993)

É importante mencionar que para utilizar os parâmetros termodinâmicos do vapor d'água contido no ar umidificado, e assim determinar suas condições de pressão, temperatura e entalpia, é necessário levar-se em consideração que o estado termodinâmico do ar seco e do vapor d'água são calculados mediante equações que se baseiam em temperaturas diferentes. Assim as *tabelas termodinâmicas do ar seco* são geradas considerando que a entalpia é nula para a temperatura de **zero Kelvin**, já nas *tabelas de vapor d'água* da ASME a entalpia é nula para a temperatura de **zero graus Celsius**. Esse fato deve ser considerado somente quando há a mistura dos dois fluidos citados, como ocorre com o ar umidificado. Nos cálculos térmicos efetuados pelo "software" de simulação desenvolvido, teve-se a preocupação em corrigir esse desvio mediante adaptação dos valores da *entalpia do ar seco* (que se encontram com base em **zero Kelvin**) para a base de **zero graus Celsius**.

3.3.3 - Combustível

O combustível adotado para a estimativa de cálculo foi o querosene com 86,08% de carbono e 13,93% de hidrogênio na base mássica, assim pode-se calcular a relação ar/combustível estequiométrica (ou teórica) - AC_T - pela equação abaixo:

$$AC_T = 4,76 \times A \times \left(\frac{0,21 \times M_{O_2} + 0,79 \times M_{N_2}}{X \times M_C + Y \times M_H} \right) \quad (3.33)$$

onde:

M = massa molecular dos elementos químicos (O_2 , N_2 , C , H)

$A = X + \frac{Y}{4}$, X e Y são os números de moles do carbono e hidrogênio, respectivamente, em

que: $X = \frac{(\%C)_{\text{massa}}}{M_C}$; $Y = \frac{(\%H)_{\text{massa}}}{M_H}$

3.3.4 - Correlações de Chappell e Cockshutt

Os dados e os polinômios dados aqui são baseados considerando o ar seco e os produtos da combustão como gases semi-perfeitos, de modo que as funções calor específico, entalpia e entropia são dependentes somente da temperatura e são independentes da pressão. Os produtos da combustão são para um combustível padrão de 86,08% de carbono e 13,92% de hidrogênio por massa, o qual fornece uma massa molar dos produtos da combustão idêntico aquela do ar seco. A Tabela 3.5 fornece os valores dos coeficientes dos polinômios no sistema internacional segundo Nascimento (1996).

3.3.4.1 - Calor Específico e Entalpia do ar Seco

A entalpia do ar seco na temperatura T (K), para a base absoluta zero, é, em (kJ/kg):

$$h_{a,T} = (C_0 T + \frac{C_1}{2} T^2 + \frac{C_2}{3} T^3 + \frac{C_3}{4} T^4 + \dots + CH) \times 10^{-3} \quad (3.34)$$

o calor específico do ar seco na temperatura T, (K) é dado por:

$$C_{p,a,T} = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 \dots \quad (3.35)$$

3.3.4.2 - Poder Calorífico efetivo Padrão (ECV)

$$ECV_T = \Delta H_R - (h_{a,T} - h_{a,288K}) - (\theta_{h,T} - \theta_{h,288K}) \quad \text{kJ/kg} \quad (3.36)$$

onde: ΔH_R = entalpia de referência de reação a 288K = 43124 kJ/kg

$$\theta_{h,T} = (H_0 + H_1 T + H_2 T^2 + H_3 T^3 + \dots) \times 10^{-3} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.37)$$

Tabela 3.5 : Coeficientes Polinomiais para o calor específico e entalpia do ar seco, em Unidades SI, J/kg

Símbolo	Temperatura 200 - 800K	Temperatura 800 - 2200K
C ₀	+1,0189134 E+03	+7,9865509 E+02
C ₁	-1,3783636 E-01	+5,3392159 E-01
C ₂	+1,9843397 E-04	-2,2881694 E-04
C ₃	+4,2399242 E-07	+3,7420857 E-08
C ₄	-3,7632489 E-10	0,0000000
Ch ^a	-1,6984633 E+03	+4,7384653 E+04
CF	+3,2050096 E+00	+7,0344726 E+00
CP ₀	-3,5949415 E+02	+1,0887572 E+03
CP ₁	+4,5163996 E+00	-1,4158834 E-01
CP ₂	+2,8116360 E-03	+1,9160159 E-03
CP ₃	-2,1708731 E-05	-1,2400934 E-06
CP ₄	+2,8688783 E-08	+3,0669459 E-10
CP ₅	-1,2226336 E-11	-2,6117109 E-14
H ₀	+6,2637416 E+04	-1,7683851 E+05
H ₁	-5,2903044 E+02	+8,3690644 E+02
H ₂	+3,2226232 E-00	+3,6476206 E-01
H ₃	-2,1670252 E-03	+2,5155448 E-04
H ₄	+2,4951703 E-07	-1,2541337 E-07
H ₅	+3,4891819 E-10	+1,6406268 E-11

a - para uma entalpia de função contínua, use CH=+4,7378825 E+04.

3.3.4.3 - Razão Combustível/ar úmido, f ⁽¹⁾

Para um processo iniciando com ar úmido a T_1 [K] e alcançando T_2 [K] depois da combustão, tem-se:

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{au}} = \frac{h_{au,T_2} - h_{au,T_1}}{ECV_{T_2}} \quad (3.38)$$

3.3.4.4 - Calor Específico e Entalpia dos Produtos da Combustão a T , (K)

$$C_{p,prod,T} = C_{p_{au},T} + \frac{f}{1+f} \theta_{Cp,T} \quad (3.39)$$

onde:

$$\theta_{cp} = (C_{P_0} + C_{P_1} + C_{P_2} T^2 + C_{P_3} T^3 + \dots) \times 10^{-3} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.40)$$

$$h_{prod,T} = h_{au,T} + \frac{f}{1+f} \theta_{h,T} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.41)$$

3.3.5 - Lei de Dalton

A soma das pressões parciais de cada componente de uma mistura de gases é equivalente a pressão total da mistura (P), admitindo que cada componente da mistura comporta-se como um gás ideal no volume (V) e temperatura (T) da mistura. Assim, em particular, para uma mistura de ar seco e vapor d'água tem-se:

$$P = P_a + P_v \quad (3.42)$$

onde, P_a e P_v são, respectivamente, a pressão parcial do ar seco e do vapor na mistura.

⁽¹⁾ Baseando-se nas *Relações de Chappell e Cockshutt* essas equações foram adaptadas para trabalhar com a umidade proveniente do umidificador

3.3.6 - Perda de Carga ou de Pressão (p)

$$P_{i+1} = (1 - \frac{p}{100}) \cdot P_i \quad (3.43)$$

Onde p é a perda de pressão em %, e i representa a posição do fluido no sistema estudado, podendo assumir os seguintes valores:

$$i = 1, 2, 3, \dots, 12, 1_w, 2_w, 3_w, \dots, 10_w$$

3.3.7 - Psicrometria

$$P_v = \phi \cdot P_s \quad (3.44)$$

$$X = 0.622 \times \phi \times \left[\frac{P_s}{P - (\phi \times P_s)} \right] \quad (3.45)$$

$$X = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.46)$$

$$h = h_a + X \cdot h_v \quad (3.47)$$

Em que P , P_s e P_v são respectivamente a *pressão total da mistura*, *pressão de saturação do vapor na mistura* e a *pressão parcial do vapor na mistura* em [bar], X é a *umidade absoluta* dado em [kg v/kg ar], ϕ a *umidade relativa*, $m_{a,v}$ e $h_{a,v}$ são respectivamente a *massa* e a *entalpia* do *ar seco* e do *vapor*.

3.3.8 - Razão de Pressão Total (r)

Pode-se provar que:

$$r = r_L \cdot r_H \quad (3.48)$$

onde:

$$r_L = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.49)$$

$$r_H = \frac{P_4}{P_3} \quad (3.50)$$

3.3.9 -Efetividade dos Trocadores de Calor (ϵ)

Segundo Donald (1981), a efetividade de um *trocador de calor* (ϵ) é definida por:

$$\epsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (3.51)$$

onde:

$$q = m_h \cdot c_h \cdot (T_{he} - T_{hs}) = m_c \cdot c_c \cdot (T_{cs} - T_{ce}) \quad (3.52)$$

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{he} - T_{ce}), \text{ em que } C_{m\acute{i}n} = (m \cdot c)_{m\acute{i}n} \quad (3.53)$$

Manipulando as equações 3.51, 3.52 e 3.53 para o *interresfriador*, *aftercooler*, e *economizador*, tem-se:

- *Interresfriador* : $\epsilon = \frac{(T_{4w} - T_{3w})}{(T_2 - T_{3w})} \quad (3.54)$

- *Aftercooler* : $\epsilon = \frac{(T_{5w} - T_{3w})}{(T_4 - T_{3w})} \quad (3.55)$

- *Economizador* : $\epsilon = \frac{(T_{8w} - T_{9w})}{(T_{11} - T_{9w})} \quad (3.56)$

3.3.10 -Taxa de Fluxo de Massa (m)

A taxa de fluxo de massa pode ser calculada através das equações do item anterior (3.51, 3.52 e 3.53) desde que se tenha a efetividade do trocador de calor e o fluxo de massa inicial. Uma vez calculado a taxa de fluxo de massa (m), em kg/(kg de ar), dos vários pontos do ciclo HAT estudado, pode-se calcular a *vazão em massa de combustível* (\dot{m}_f), em kg de combustível por minuto, através da equação (3.57) abaixo.

$$\dot{m}_f = \frac{m_f}{m_g} \cdot \frac{\dot{W} \cdot 60}{\eta_{el} \cdot W_u} \quad (3.57)$$

onde:

\dot{m}_f - vazão em massa de combustível do ciclo HAT de 30 MW_e , (kg combustível/min)

m_f - taxa de fluxo de massa de combustível do ciclo HAT, (kg combustível/kg de ar)

m_g - taxa de fluxo de massa dos gases na saída da câmara de combustão do ciclo HAT, (kg gás/kg de ar)

\dot{W} - potência de geração elétrica da planta, (kW)

W_u - trabalho específico útil do ciclo HAT, (kJ/kg de ar)

η_{el} - eficiência elétrica do gerador, (-)

4 - RESULTADOS DA ANÁLISE TERMODINÂMICA

4.1. Introdução

Neste capítulo apresenta-se a análise de desempenho térmico do ciclo HAT (“Humid Air Turbine”) cujos resultados numéricos foram obtidos com a ajuda de um “software” em linguagem FORTRAN desenvolvido para simular o comportamento termodinâmico de cada componente da planta em questão, mediante equações relacionadas à 1ª Lei da Termodinâmica, a conservação de massa nos processos envolvidos, e equações exponenciais empíricas para obtenção das condições de saturação do vapor a saída do umidificador. O desenvolvimento deste programa computacional pode ser visto no *Apêndice A* (algoritmo, fluxograma e a lista das rotinas integrantes do programa), e um exemplo de saída de dados do programa de simulação termodinâmica está apresentado no *Apêndice B*. Para a simulação térmica de cada componente do ciclo elaborou-se subrotinas que calculam as propriedades de entrada e saída no ponto de projeto, considerando o regime permanente.

Inicialmente apresenta-se os dados de projeto adotados para a obtenção dos resultados, em seguida as restrições que o programa de simulação apresenta. Além disso, os resultados são apresentados em forma de figuras e tabelas que permitirão uma melhor análise do desempenho do ciclo. A análise de desempenho considera os seguintes parâmetros: trabalho total de compressão, trabalho total da turbina a gás, trabalho útil do ciclo HAT, eficiência térmica do ciclo, vazão em massa e consumo específico de combustível. Também fez-se uma análise comparativa entre este ciclo e os demais ciclos de turbina a gás com gaseificação de biomassa apresentados por Bortolaia (1996).

4.2. Dados de Projeto Adotados

Para a obtenção dos resultados da análise térmica utilizou-se parâmetros de projeto, cujos valores estão na Tabela 4.1. Na seleção dos valores utilizados, considerou-se os níveis de tecnologia mais recentes, bem como intervalos de razão de pressão e temperatura máxima do ciclo operacionalmente viáveis para ciclos dessa natureza.

Tabela 4.1 - Parâmetros de Projeto Usados na Simulação do Ciclo HAT

Temperatura do ar ambiente	(K)	$T_1 = 300,15$
Pressão atmosférica	(bar)	$P_1 = 1,013$
Fluxo específico de ar	(kg/kg ar)	$M_1 = 1,000$
Efetividade dos trocadores de calor,	(-)	$\varepsilon = 0,60$
Eficiência isentrópica dos Compressores	(-)	$\eta_c = 0,85$
Eficiência isentrópica da Turbina a Gás	(-)	$\eta_t = 0,90$
Eficiência mecânica do conjunto compressores-turbinas	(-)	$\eta_m = 0,90$
Eficiência elétrica	(-)	$\eta_e = 0,98$
Eficiência Combustão	(-)	$\eta_{cc} = 0,95$
Perda de pressão na Câmara de Combustão	(-)	$P_{cc} = 0,03$
Perda de pressão nos Trocadores de Calor, lado água	(-)	$P_{TC, w} = 0,03$
Perda de pressão nos Trocadores de Calor, lado gás	(-)	$P_{TC, g} = 0,03$
Perda de pressão nos Trocadores de Calor, lado ar	(-)	$P_{TC, a} = 0,02$
Perda de pressão no Evaporador, lado ar	(-)	$P_{EV, a} = 0,02$
Temp. da água na entrada do IC e AC –Tentativa	(K)	$T_{3w} = 323,15$
Temperatura dos gases na chaminé	(K)	$T_{12} = 423,15$
Temperatura de entrada da água de reposição e de Resfriamento; OBS. : $T_e = T_{1w} = T_{2w}$	(K)	$T_e = 293,15$
Temperatura dos gases na entrada da turbina	(K)	$T_9 = 1200$
		$T_9 = 1400$
		$T_9 = 1600$
Temperatura na saída do umidificador, EV, T6	(K)	$T_6 = 400$
Razão de pressão do compressor de baixa pressão	(-)	$RL = 3,254$
Razão de pressão do ciclo	(-)	$R = 8,0$
		$R = 10,0$
		$R = 15,0$
		$R = 20,0$
		$R = 25,0$
		$R = 30,0$
Umidade relativa(UR) e absoluta(X6) na saída do umidificador	(-)	UR=1,0 $X_6 = 0,30$
Composição do combustível padrão	% em massa	Carbono: 86,08
		Hidrogênio: 13,92

Estes parâmetros podem ser manipulados para uma análise de sensibilidade do desempenho da planta na simulação termodinâmica desenvolvida. Com a finalidade de concentrar os esforços da análise termodinâmica em casos de interesse, estas variáveis foram manipuladas segundo critérios de análise de desempenho.

4.3. Restrições e Limitações do Programa Computacional

O programa computacional desenvolvido apresenta algumas restrições para o seu funcionamento, decorrentes de limites operacionais no sistema estudado. Tais limites são justificáveis dado o caráter científico do presente trabalho. Assim as restrições são:

a) O programa não leva em conta as perdas de carga associadas às tubulações de água e as potências das bombas necessárias ao sistema, o que causariam uma pequena redução na eficiência do ciclo e na potência útil da planta;

b) Ao se calcular as propriedades térmicas dos gases da combustão fez-se uma adaptação das equações propostas para o ar seco, Sen (1996), o que não alterou significativamente os resultados do presente trabalho;

c) Fixou-se o valor da temperatura de saída dos gases da chaminé (T_{12}) em $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, e a temperatura e a umidade absoluta na saída do evaporador ($T_6 = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$, $X_6 = 30\%$). Esses dados apresentaram grandes restrições à simulação efetiva do programa para *razões de pressão* abaixo de 15 nos casos em que o ciclo opera com *temperatura máxima do ciclo* de 1600K. Isso ocorre uma vez que o programa não tem meios para verificar a condição na qual os dados obtidos violam a *segunda lei da termodinâmica*, e ajustar estes valores de tal forma que se obtenha os estados de temperatura e pressão ótimos de cada ponto do ciclo HAT.

d) Os valores térmicos calculados a partir do evaporador com $TIT = 1600\text{ K}$ e razão de pressão menor que 15 não foram satisfatórias pois o programa não impõe restrições à taxa de evaporação, para tal precisa-se da entropia associada, conforme esclarecido acima, razão pela qual esta faixa nos gráficos das Figuras 4.2 a 4.6 estão pontilhadas.

4.4. Resultados Termodinâmicos

Este item apresenta os principais resultados termodinâmicos obtidos pela simulação computacional do ciclo HAT em tabelas e gráficos. Em seguida usando os dados da análise de desempenho térmico do ciclo HAT, realizou-se uma análise comparativa entre o ciclo simples de turbina a gás (CS), turbina a gás com injeção de vapor (STIG), com injeção de vapor e resfriamento intermediário (ISTIG) e o ciclo combinado (CC) que utiliza turbina a gás e a vapor.

4.4.1. Ciclo HAT

As figuras a seguir representam o desempenho térmico do ciclo HAT obtidos pelo programa computacional desenvolvido. A Figura 4.1 relaciona o trabalho específico de compressão em função da razão de compressão do ciclo para diferentes *temperaturas de entrada na turbina* (1200, 1400 e 1600K). No gráfico desta figura nota-se que o trabalho específico de compressão, em kJ/kg, é função apenas da razão de pressão do ciclo, sendo independente da *temperatura de entrada da turbina*, motivo pelo qual as curvas para as três temperaturas consideradas se sobrepõem.

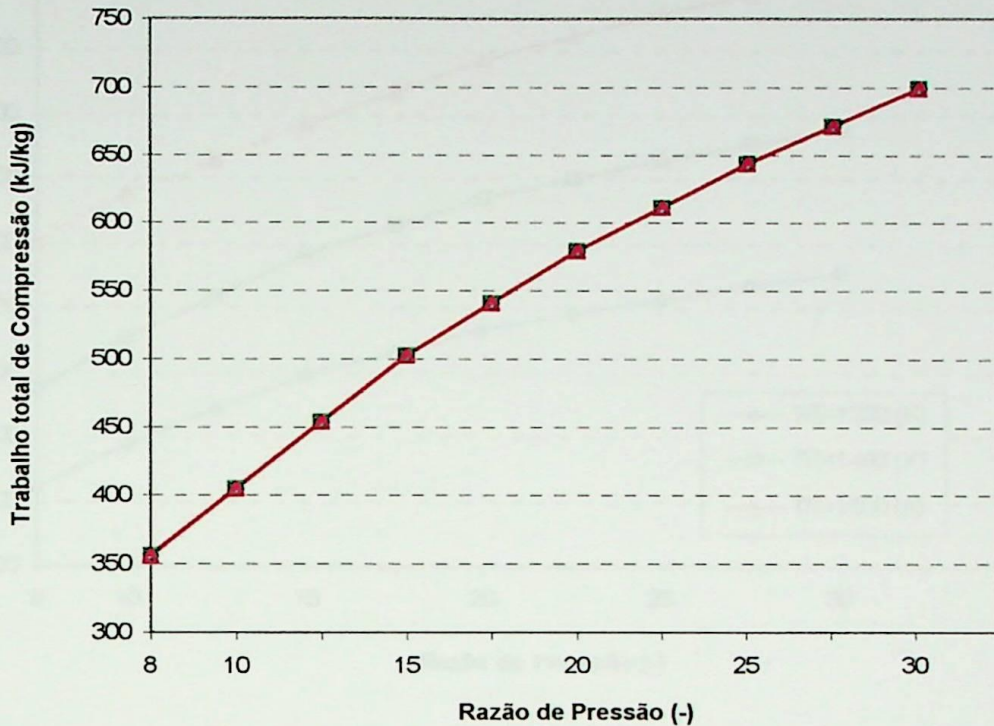


Figura 4.1 - Trabalho específico total de compressão para o ciclo H.A.T.

A influência da razão de compressão e da temperatura de entrada da turbina sobre o trabalho específico total da turbina é apresentado na Figura 4.2, que relaciona o trabalho específico total da turbina em função da razão de compressão do ciclo para as temperaturas de entrada na turbina (TIT) de 1200, 1400 e 1600 K. Verifica-se, na Figura 4.2, o aumento do trabalho específico total da turbina com o aumento da razão de compressão e da temperatura de entrada da turbina, temperatura esta limitada por condições metalúrgicas. Assim para uma razão de pressão de 15 tem-se 794 kJ/kg para TIT=1200 K, 983 kJ/kg para TIT=1400 K e 1183 kJ/kg para TIT=1600 K. Com o aumento da razão de pressão do ciclo para 25 os valores do trabalho da turbina a gás sobem para 914, 1130 e 1358 kJ/kg, respectivamente para as temperaturas máximas do ciclo de 1200, 1400 e 1600 K. Pode-se observar ainda, na Figura 4.2, que o ângulo de inclinação da curva (ângulo formado entre a reta tangente à curva e o eixo das abscissas) entre as razões de pressão 8 e 15 é aproximadamente 60% maior que aquele formado entre as razões de pressão 15 e 30, em outras palavras, o ganho de potência da turbina a gás do ciclo HAT para a mesma variação da relação de pressão nas duas faixas consideradas favorece a primeira faixa que vai de 8 a 15.

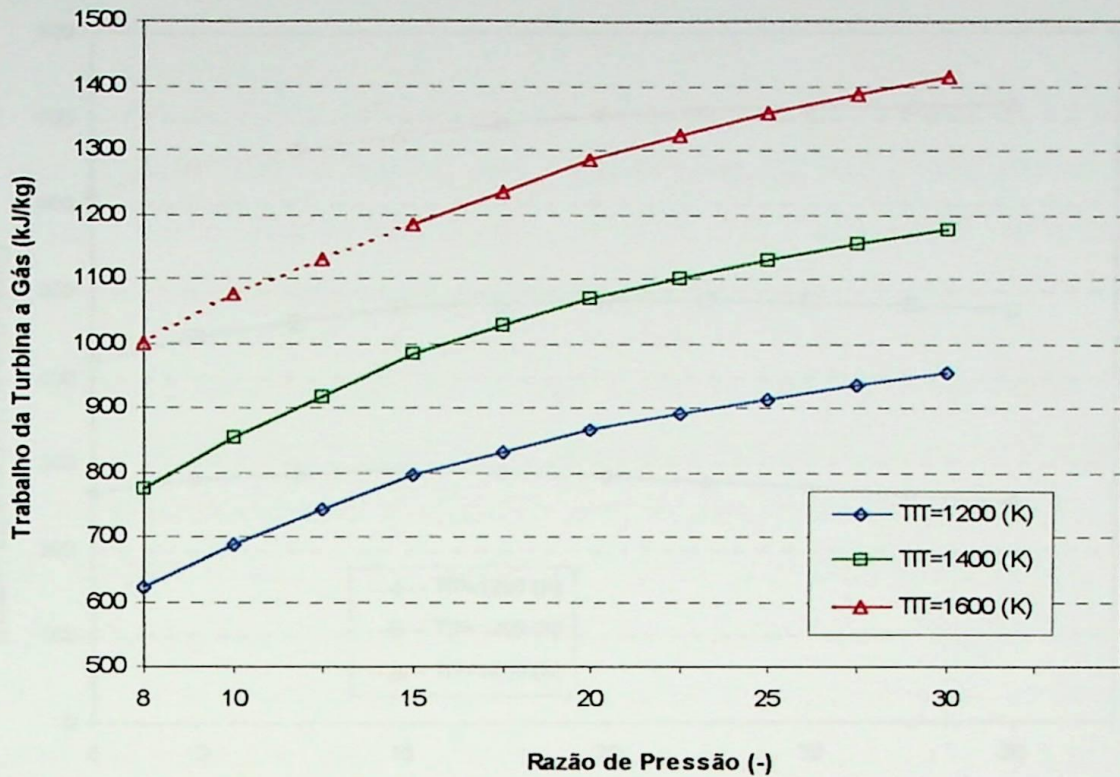


Figura 4.2 - Trabalho específico da turbina a gás do ciclo H.A.T.

A Figura 4.3 representa o trabalho específico útil do ciclo HAT versus a razão de compressão para temperatura de entrada na turbina de 1200, 1400 e 1600K. O trabalho específico útil do ciclo HAT é referido à massa de ar de entrada no compressor. Nota-se que o aumento da *temperatura de entrada da turbina* influencia significativamente no trabalho específico útil do ciclo, fazendo com que este último cresça, pois com o aumento da TIT aumenta-se o trabalho da turbina a gás conforme pode ser verificado na Figura 4.2.

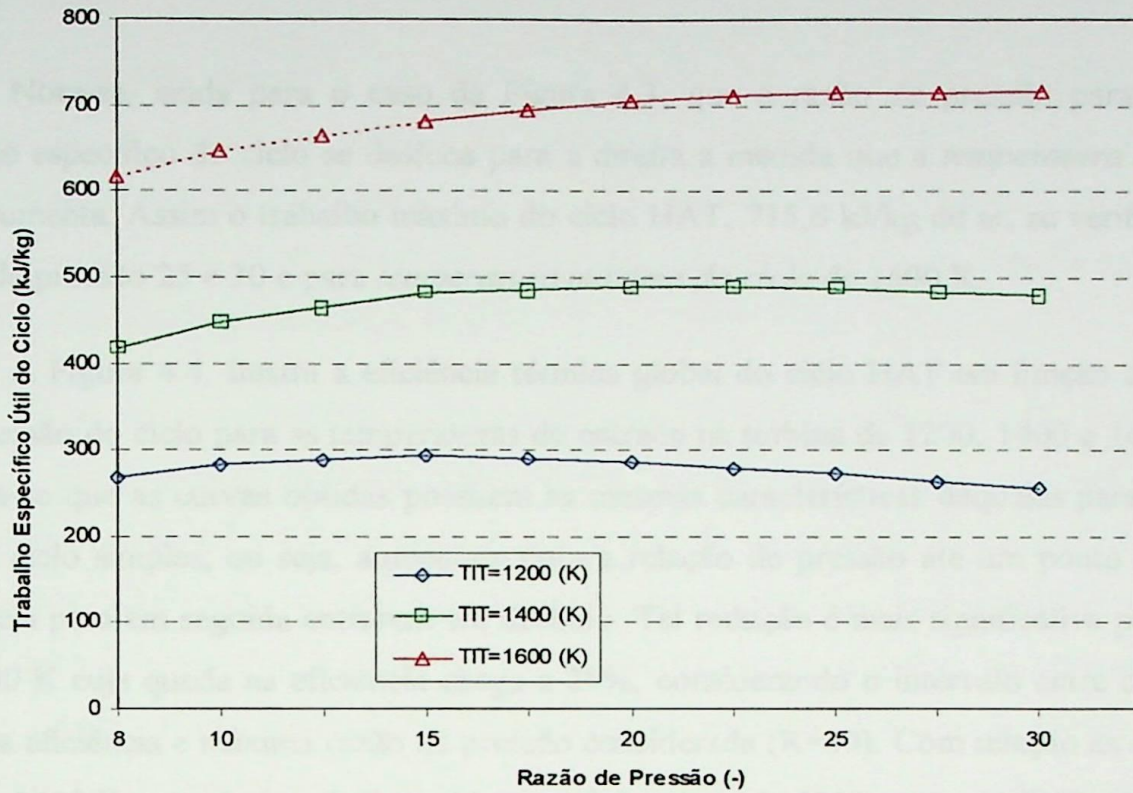


Figura 4.3 - Trabalho específico útil do ciclo H.A.T⁽²⁾.

Observa-se ainda pela Figura 4.3, que o aumento do *trabalho específico útil do ciclo* também pode ser verificado quando do crescimento da *relação de pressão do ciclo* HAT para a mesma *temperatura de entrada da turbina a gás*, ainda que este ocorra em menor escala. Este aumento do *trabalho específico útil do ciclo* para a mesma TIT ocorre até a *relação de pressão* 15 para TIT = 1200K e até a *relação de pressão* 20 para TIT = 1400K, sendo que para TIT = 1600K não se verifica queda do *trabalho específico útil do ciclo*. Em contra partida observa-se que a partir da razão de pressão 15, para curva de 1200 K, e razão de pressão 20, para a curva de 1400 K, o trabalho líquido do ciclo tende a sofrer uma ligeira queda, mais acentuada para a curva de menor temperatura. Isto ocorre devido ao crescente consumo de potência dos compressores a medida que eleva-se a razão de pressão do ciclo. Como mencionado acima, tal comportamento não é verificado para a curva de 1600 K, pois o ganho de potência da turbina a gás a esta temperatura de entrada supera o consumo dos compressores.

⁽²⁾ A explicação para a linha pontilhada ao longo das curvas para a temperatura de 1600 K nas figuras 4.3 a 4.6 está esclarecida no item 4.3 - c

Nota-se, ainda para o caso da Figura 4.3, que a razão de pressão para o máximo trabalho específico do ciclo se desloca para a direita a medida que a *temperatura máxima do ciclo* aumenta. Assim o trabalho máximo do ciclo HAT, 715,6 kJ/kg de ar, se verifica entre as razão de pressão 25 e 30 e para *temperatura máxima do ciclo* de 1600 K.

A Figura 4.4 ilustra a eficiência térmica global do ciclo HAT em função da razão de compressão do ciclo para as temperaturas de entrada na turbina de 1200, 1400 e 1600K, onde verifica-se que as curvas obtidas possuem as mesmas características daquelas para turbinas a gás de ciclo simples, ou seja, aumentam com a relação de pressão até um ponto de máxima eficiência para em seguida entrarem em declínio. Tal redução é mais significativa para a curva de 1200 K cuja queda na eficiência chega a 25%, considerando o intervalo entre os ponto de máxima eficiência e máxima razão de pressão considerada ($R=30$). Com relação às curvas para 1400 e 1600 K a queda na eficiência térmica global do ciclo HAT, entre os limites de razão de pressão acima descrito, são menores, atingindo 8,5 e 3% respectivamente.

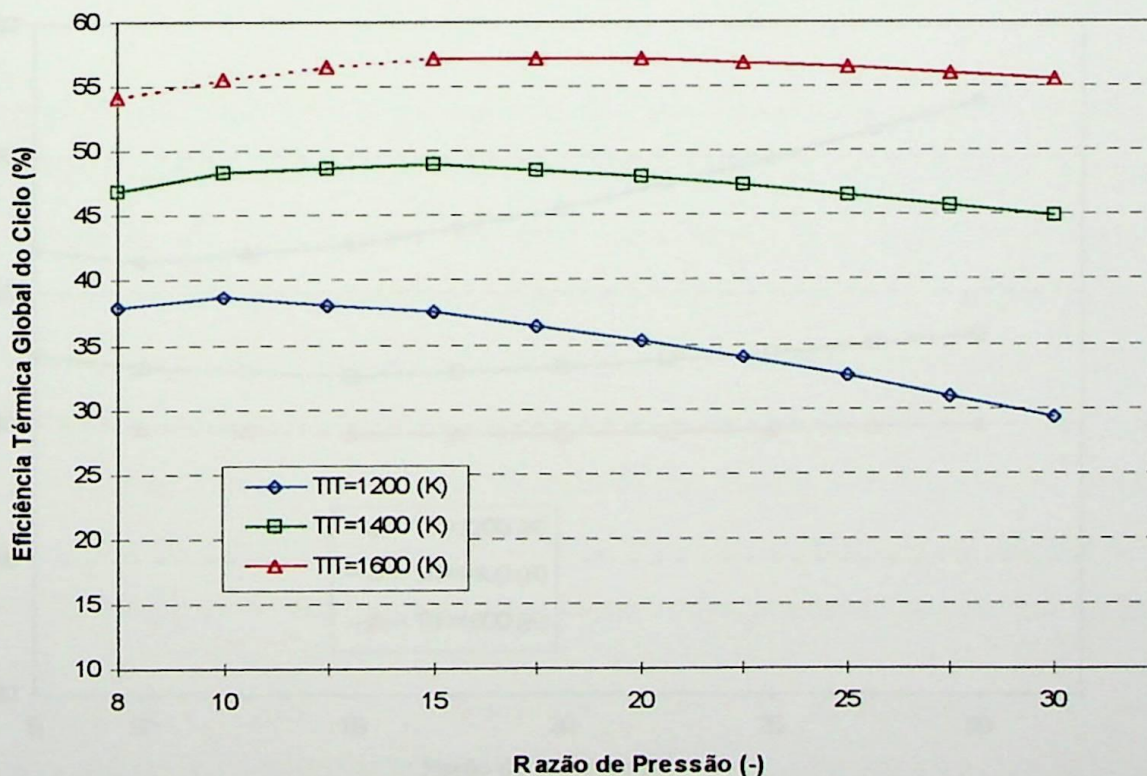


Figura 4.4 - Eficiência térmica global do ciclo H.A.T.

Da mesma forma que nas curvas do trabalho específico útil do ciclo (Figura 4.3), a razão de pressão para a máxima eficiência do ciclo (Figura 4.4) se desloca para a direita, a medida em que a *temperatura de entrada da turbina a gás* aumenta. Assim percebe-se que a

relação de pressão associada aos pontos *de máxima eficiência* cresce com o aumento da temperatura de entrada na turbina, de modo que, para 1200, 1400 e 1600 K a máxima eficiência dá-se nas razões de pressão 10, 15 e 20, respectivamente (Tabela 4.2). Assim para a eficiência máxima do ciclo obteve-se 57,11% para a *temperatura de entrada na turbina* de 1600 K e relação de pressão entre 15 e 20.

As *vazões mássicas* (M_f) e o *consumo específico de combustível* (SFC) em função da *razão de compressão do ciclo* são ilustradas nas Figuras 4.5 e 4.6, respectivamente. Ambas as curvas das Figuras 4.5 e 4.6 representam o consumo de combustível do ciclo HAT, razão pela qual apresentam o mesmo comportamento, portanto a análise feita para uma delas vale também para a outra. É importante ressaltar que os valores das *vazões mássicas de combustível* foram obtidos a partir de uma instalação com capacidade de geração elétrica de 30 MW, uma vez que os valores da *vazões mássicas de combustível* do ciclo é função da potência da instalação, conforme equação 3.57 (Capítulo 03).

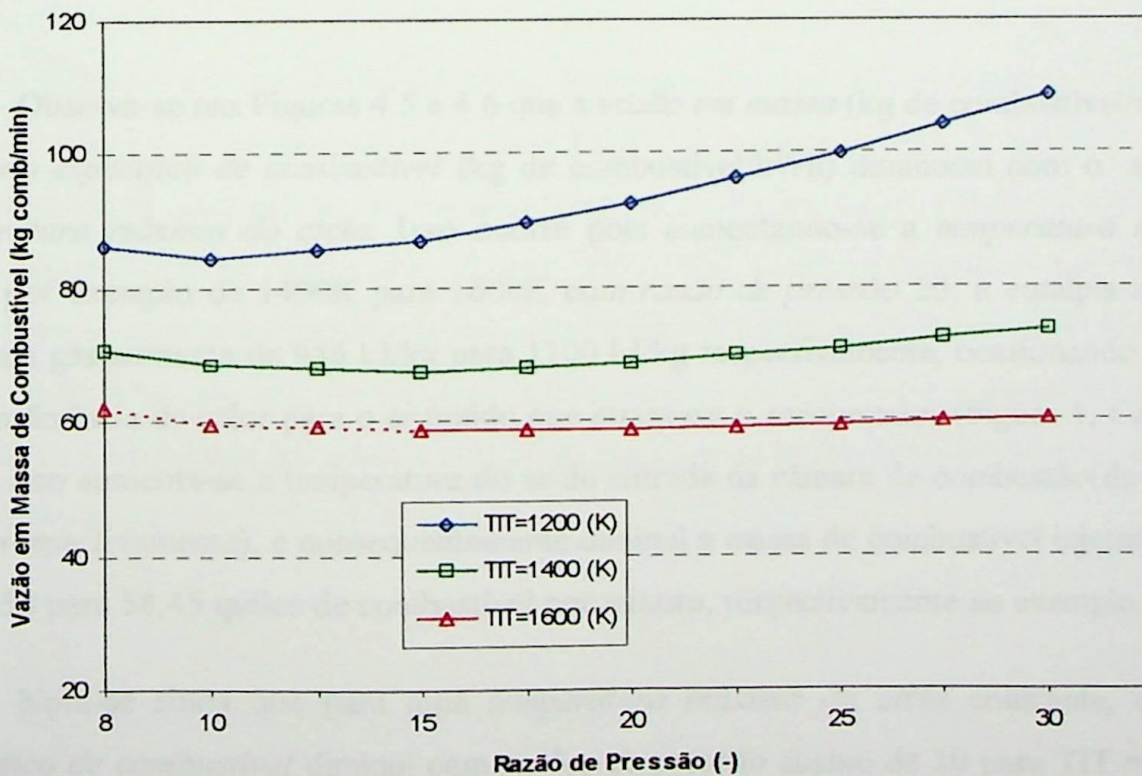


Figura 4.5 - Vazão em massa de combustível para o ciclo H.A.T.

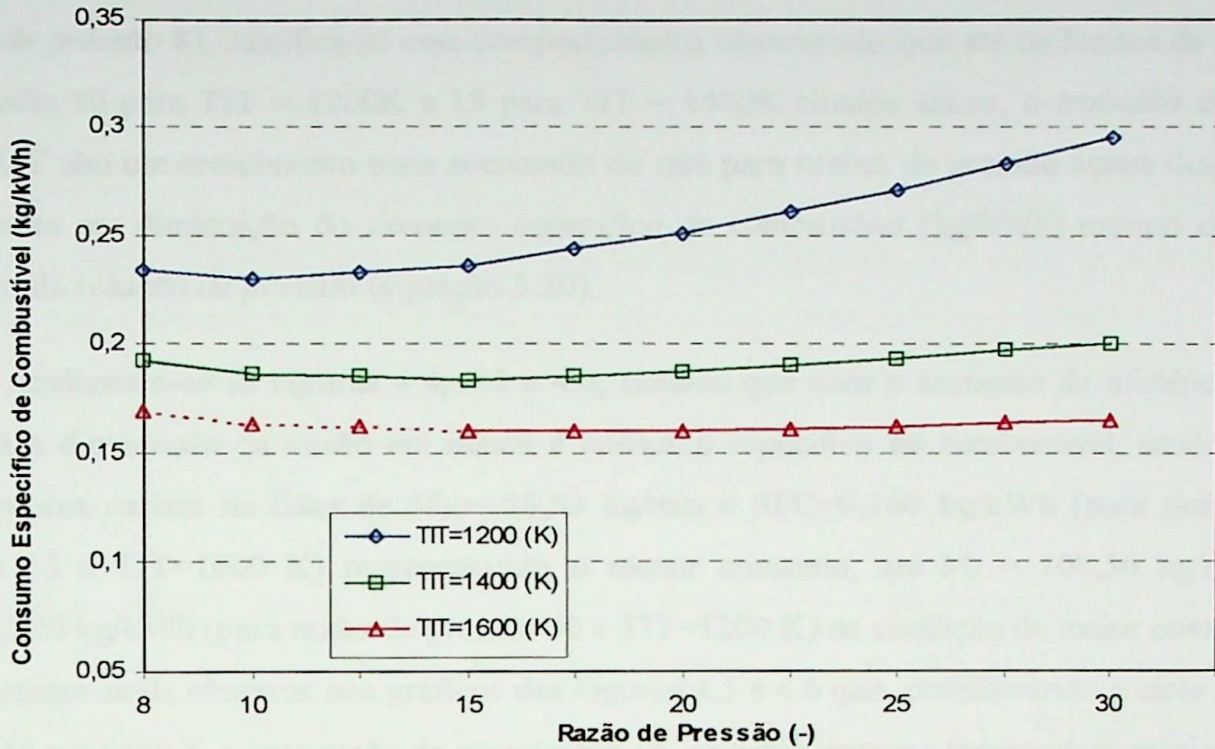


Figura 4.6 - Consumo específico de combustível para o ciclo H.A.T.

Observa-se nas Figuras 4.5 e 4.6 que a *vazão em massa* (kg de combustível/minuto) e o *consumo específico de combustível* (kg de combustível/kWh) diminuem com o aumento da *temperatura máxima do ciclo*. Isso ocorre pois aumentando-se a *temperatura máxima do ciclo*, por exemplo de 1400K para 1600K com *razão de pressão* 20, a entalpia na saída da turbina a gás aumenta de 946 kJ/kg para 1100 kJ/kg respectivamente, ocasionando maior taxa de transferência de calor para o ar úmido que atravessa o recuperador (Figura 1, Capítulo 01), e com isso aumenta-se a temperatura do ar de entrada na câmara de combustão (de 631K para 698K respectivamente), e conseqüentemente diminui a massa de combustível injetada no ciclo, de 68,58 para 58,45 quilos de combustível por minuto, respectivamente ao exemplo dado.

Nota-se ainda que para uma *temperatura máxima do ciclo* constante, o *consumo específico de combustível* diminui com *razões de pressão* abaixo de 10 para TIT = 1200K, já para TIT de 1400K o *consumo específico de combustível* diminui quando o ciclo opera com *razões de pressão* abaixo de 15, e a partir desses limites o consumo de combustível começa a crescer. Com relação ao ciclo HAT operando com *temperatura máxima do ciclo* de 1600K, a variação do *consumo específico de combustível* não ultrapassa 5% entre o menor *consumo específico de combustível*, 0,160 kg/kWh (*razão de pressão* 15), e o maior, 0,169 kg/kWh

(razão de pressão 8). Justifica-se esse comportamento observando que até os limites de *razão de pressão* 10 para TIT = 1200K e 15 para TIT = 1400K citados acima, o *trabalho útil do ciclo HAT* têm um crescimento mais acentuado do que para razões de pressão acima destes, o que resulta em diminuição do *consumo específico de combustível* (kg/kWh) mesmo com o aumento da *relação de pressão* (equação 3.20).

Analisando-se as Figuras 4.4, 4.5 e 4.6, nota-se que com o aumento da eficiência do ciclo há a diminuição da vazão em massa e consumo específico de combustível, sendo que estes valores variam na faixa de $M_f = 58,53$ kg/min e SFC=0,160 kg/kWh (para razão de pressão 15 e TIT=1600 K) representando o menor consumo, até $M_f = 108,56$ kg/min e SFC=0,296 kg/kWh (para razão de pressão 30 e TIT=1200 K) na condição de maior consumo. É importante ainda observar nos gráficos das Figuras 4.5 e 4.6 que, considerando o ciclo HAT operando em 1400 K e com razão de pressão até 15, se diminuirmos a temperatura máxima do ciclo para 1200 K o consumo de combustível cresce em 20%, em comparação com uma diminuição de 15% do consumo de combustível em relação a um aumento de temperatura máxima do ciclo de 1400 para 1600 K. Para razões de pressão acima de 15 a curva de TIT=1200 K torna-se mais sensível ainda, com um acréscimo do consumo de combustível de 30% em relação ao consumo para o ciclo HAT operando em 1400 K (para $25 < R < 30$). A explicação desse comportamento é análogo àquele da Figura 4.4 pois o ciclo HAT operando em razões de pressão acima de 15 com TIT=1200 K faz o consumo de potência dos compressores crescer consideravelmente em relação à potência fornecida pela turbina a gás. Este fato faz com que haja um aumento ainda maior da relação entre a massa de combustível consumida e a potência útil gerada pelo ciclo HAT, na faixa de razão de pressão acima de 15 para TIT=1200 K.

4.4.2. Comparação Entre os Ciclos

A comparação energética entre os quatro ciclos anteriormente citados é apresentada a seguir, resultados estes que serão mostrados por gráficos e tabelas comparativas através de valores ótimos, isto é, o melhor valor calculado de uma série de condições diferentes de razão de pressão e relação de injeção (STIG e ISTIG), para três casos de temperatura máxima de 1200, 1400 e 1600 K, que serão utilizados no capítulo 5 para a análise econômica. Utiliza-se

como base de comparação para o desempenho térmico dos ciclos abordados nesta seção, somente instalações com capacidade de geração elétrica de 30MW.

As Tabelas 4.2 e 4.3 e as Figuras 4.7 a 4.12 mostram as diferenças nos valores de eficiência global e trabalho útil do ciclo para as cinco diferentes configurações em estudo, deixando como variável livre a relação de pressão, e no caso dos ciclos STIG e ISTIG a relação de pressão e a *relação de injeção de vapor (quociente entre a massa de vapor injetado e a massa de ar fornecido à câmara de combustão)*. Tais grandezas refletem somente valores passíveis de operação dos ciclos, não possuindo portanto restrições.

Estas condições operacionais otimizadas para os quatro ciclos estudados por Bortolaia, 1996, (Ciclo Simples, STIG, ISTIG e Ciclo Combinado) e o ciclo HAT estudado no presente trabalho, podem ser vistas na Tabela 4.2 e 4.3, que mostram os valores da eficiência térmica e do trabalho útil dos ciclos respectivamente, para os melhores casos estudados, incluindo a *razão de pressão (R)* e *relação de injeção (RI)* dos ciclos como variáveis livres.

É importante observar que geralmente a eficiência térmica do ciclo combinado é superior a 50%, contudo os valores extraídos para essa análise atingem 45%. Essa diferença pode ser justificado tendo em vista que o *ciclo combinado* aqui analisado não se encontra no *estado da arte*, isto é, não representa a configuração de melhor desempenho térmico dentre as condições termodinâmicas abordadas.

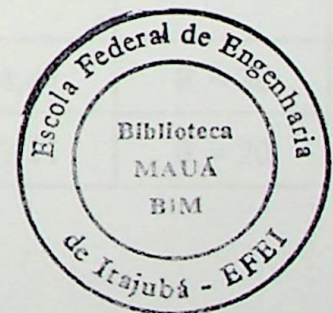


Tabela 4.2 - Valores da Eficiência Térmica Global dos Ciclos (η_g) em Função da Temperatura de Entrada na Turbina (TIT) para os Melhores Casos

	Temperatura de Entrada da Turbina a Gás - TIT -					
	1200 (K)		1400 (K)		1600 (K)	
<i>Ciclo</i>	Eficiência, η_g (%)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)	Eficiência, η_g (%)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)	Eficiência η_g (%)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)
<i>Simples (CS)</i>	29,27	R = 10	36,9	R = 25	39,32	R = 30
<i>Com Injeção de Vapor (STIG)</i>	36,41	R = 10 RI = 10 %	45,69	R = 10 RI = 25 %	58,75	R = 20 RI = 30 %
<i>Com Injeção de Vapor e Resfriamento Intermediário (ISTIG)</i>	35,35	R = 10 RI = 10 %	43,9	R = 10 RI = 25 %	55,54	R = 20 RI = 30 %
<i>Combinado</i>	34,82	R = 10	40,58	R = 25	44,47	R = 30
<i>A Ar Úmido</i>	38,56	R = 10	48,97	R = 15	57,11	R = 20

Tabela 4.3 - Valores do Trabalho Útil dos Ciclos (W_u) em Função da Temperatura de Entrada na Turbina (TIT) Para os Melhores Casos

	Temperatura de Entrada da Turbina a Gás - TIT -					
	1200 (K)		1400 (K)		1600 (K)	
<i>Ciclo</i>	Trabalho útil dos ciclos (W_u)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)	Trabalho útil dos ciclos (W_u)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)	Trabalho útil dos ciclos (W_u)	Condição: Razão de Pressão, R (-), e/ou Relação de Injeção, RI (%)
Simples (CS)	282	R = 10	395	R = 25	585	R = 30
Com Injeção de Vapor (STIG)	339,9	R = 10 RI = 10 %	592	R = 10 RI = 25 %	896	R = 20 RI = 30 %
Com Injeção de Vapor e Resfriamento Intermediário (ISTIG)	401,1	R = 10 RI = 10 %	635,4	R = 10 RI = 25 %	1025	R = 20 RI = 30 %
Combinado	281,8	R = 10	395,5	R = 25	576	R = 30
A Ar Úmido (HAT)	281,7	R = 10	481	R = 15	705,6	R = 20

O confronto dos resultados de *eficiência térmica global e trabalho específico útil do ciclo a ar úmido* (HAT) em comparação com os ciclos *simples*, STIG, ISTIG e *ciclo combinado* mostrou-se satisfatório, mesmo que o combustível adotado pelo ciclo HAT (querosene padrão, Tabela 4.1), tenha um *poder calorífico inferior* (PCI) oito vezes maior que

o da biomassa gaseificada, adotado pelos demais ciclos analisados, conforme pode ser observado na Tabela 4.4. Nesta tabela comparou-se alguns dos principais resultados obtidos dos programas computacionais de simulação termodinâmica dos ciclos HAT e STIG (Bortolaia, 1996), para *razão de pressão* 15 e *temperatura máxima do ciclo* de 1400K. Com os dados da Tabela 4.4 pode-se concluir que, sendo fixa a *temperatura máxima do ciclo*, os parâmetros relacionados ao consumo de combustível (*relação combustível/ar*, *consumo específico de combustível* e *vazão em massa de combustível consumido*) ajustam-se para acompanhar o limite de temperatura de 1400K. Assim, por exemplo, o *consumo específico de combustível* do ciclo HAT é cerca de nove vezes menor que o do ciclo STIG (Tabela 4.4), já que o seu PCI é bem maior que o do segundo ciclo (STIG), como mencionado acima.

Tabela 4.4 - Comparação dos Principais Resultados Termodinâmicos Para os Ciclos HAT e STIG operando com *Razão de Pressão* 15 e *Temperatura Máxima do Ciclo* de 1400K

Principais Parâmetros	HAT	STIG
Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)	40018	5102
Relação Combustível/Ar Real (-)	0,02454	0,20261
Trabalho Específico Útil do Ciclo (-)	481	453,4
Consumo Específico de Combustível (kg/kWh)	0,1837	1,6088
Vazão em Massa de Combustível (kg/min)	67,28	746,22
Eficiência Térmica Global do Ciclo (%)	49,0	44,0

Nas Figuras 4.7 a 4.9 compara-se as melhores eficiências térmicas globais dos ciclos considerados para as temperaturas de entrada da turbina a gás de 1200 1400 e 1600K, evidenciando o efeito favorável da operação dos ciclos sob temperaturas e pressões elevadas. Nestas figuras é possível perceber que os ciclos que mais se aproximam dos resultados de

eficiência térmica obtidos para o *ciclo a ar úmido* (HAT), são os ciclos STIG e ISTIG, fato que pode ser atribuído à semelhança entre as suas configurações termodinâmicas. Os *valores percentuais das eficiências térmicas globais dos ciclos em relação à eficiência térmica global do ciclo a ar úmido* (HAT) são apresentados de forma organizada na Tabela 4.5.

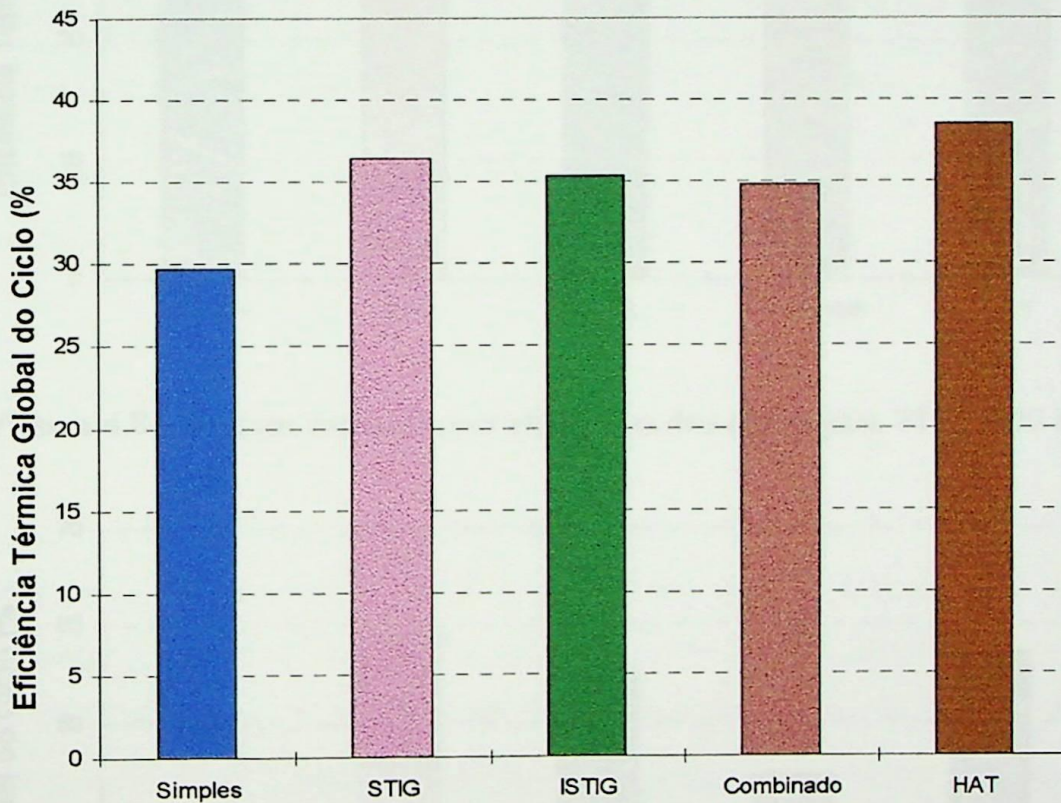


Figura 4.7 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1200 K

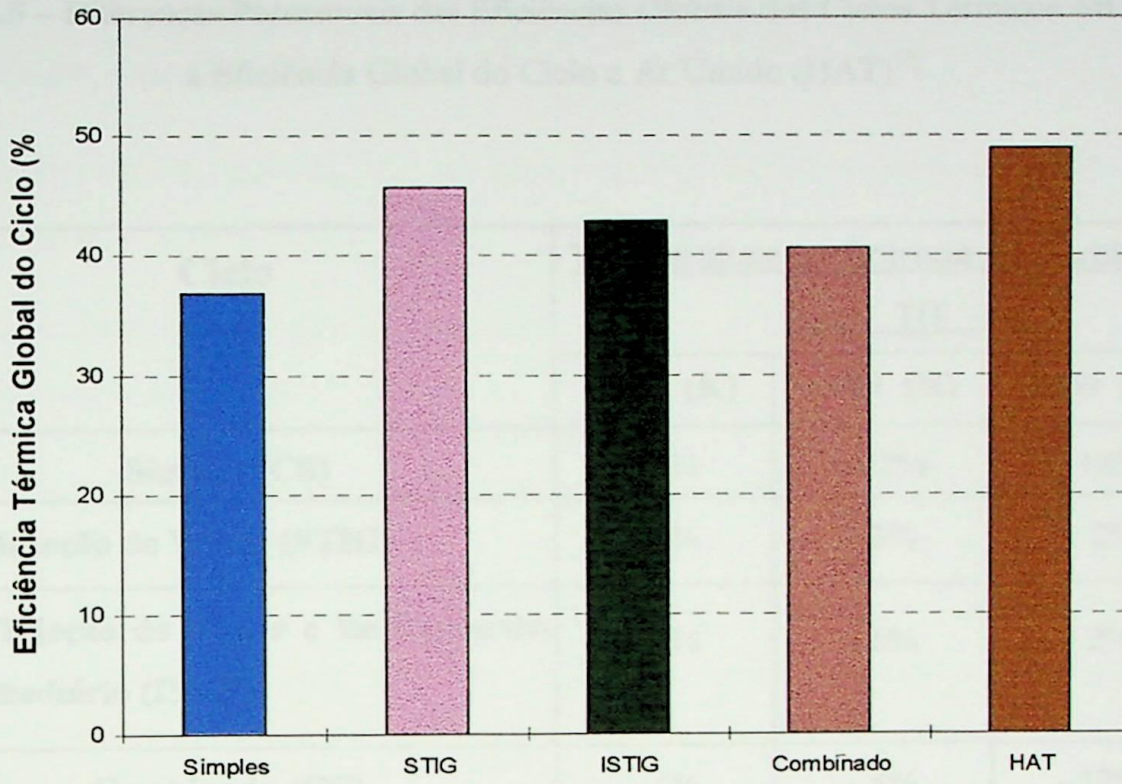


Figura 4.8 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1400 K

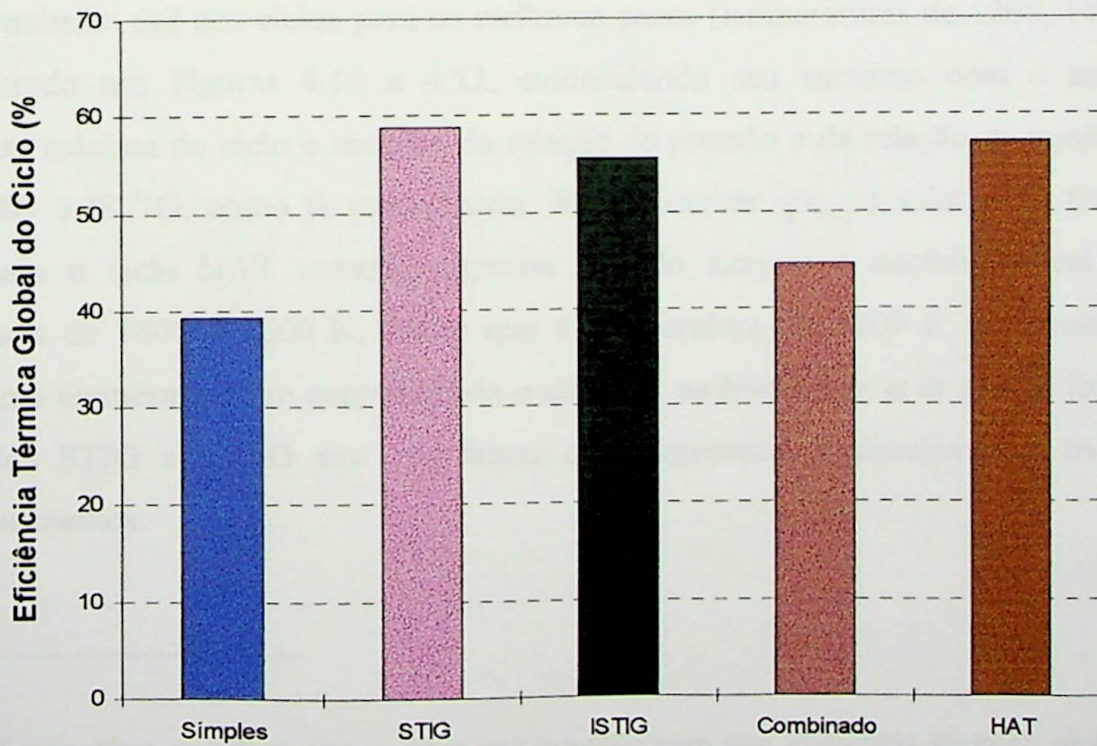


Figura 4.9 - Valores das melhores eficiências dos ciclos para TIT=1600 K

Tabela 4.5 – Diferenças Percentuais das Eficiências Globais dos Ciclos Térmicos em Relação à Eficiência Global do Ciclo a Ar Úmido (HAT)⁽³⁾

Ciclo	Temperatura de Entrada da Turbina a		
	Gás - TIT -		
	1200 (K)	1400 (K)	1600 (K)
Simples (CS)	- 9%	- 12%	- 18%
Com Injeção de Vapor (STIG)	- 2%	- 3%	+ 2%
Com Injeção de Vapor e Resfriamento Intermediário (ISTIG)	- 3%	- 6%	- 2%
Combinado (CC)	- 4%	- 8%	- 12%

O trabalho útil dos ciclos para os melhores casos (temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K) é ilustrado nas Figuras 4.10 a 4.12, evidenciando seu aumento com o aumento da temperatura máxima do ciclo e também da relação de pressão e da relação de injeção para os ciclos STIG e ISTIG, como já mencionado. Vale observar que os valores do trabalho útil obtidos para o ciclo HAT somente superou o ciclo simples e combinado em 18% nas temperaturas de 1400 e 1600 K, sendo que à temperatura de 1200 K seus valores foram praticamente os mesmos. Em contrapartida o *ciclo de turbina a gás a ar úmido* foi superado pelos ciclos STIG e ISTIG nas três faixas de temperatura analisadas com os seguintes percentuais médios:

⁽³⁾ O **sinal negativo** significa que o ciclo em questão tem sua eficiência térmica global **menor** que a do ciclo a ar úmido (HAT). O **sinal positivo** ocorre quando o ciclo em questão tem sua eficiência térmica global **maior** que a do ciclo HAT.

- para $TIT=1200\text{ K}$: trabalho útil do ciclo STIG e ISTIG superam em 17% e 30%, respectivamente, o do ciclo HAT;
- para $TIT=1400\text{ K}$: trabalho útil do ciclo STIG e ISTIG superam em 19% e 25%, respectivamente, o do ciclo HAT;
- para $TIT=1600\text{ K}$: trabalho útil do ciclo STIG e ISTIG superam em 21% e 30%, respectivamente, o do ciclo HAT .

Essas diferenças parecem colocar o *ciclo a ar úmido* em desvantagem, contudo é importante lembrar que, para a escolha dos melhores casos estudados de cada ciclo (ver Tabela 4.2), adotou-se o critério de máximo desempenho térmico das plantas, e não o critério de máxima potência, já que o ciclo operando com máxima eficiência térmica apresenta os menores custos de operação (equação 5.5, Capítulo 5), pois a turbina a gás apresenta uma vida útil maior, se comparado a mesma turbina a gás operando no ponto de máxima potência.

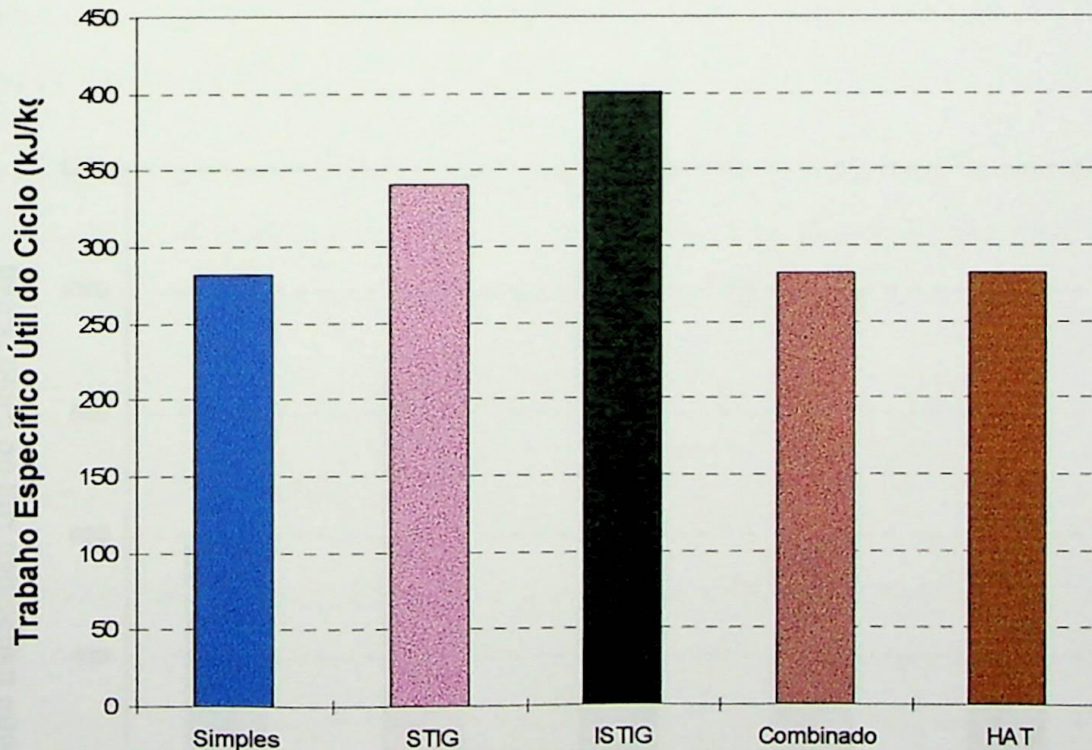


Figura 4.10 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : $TIT=1200\text{ K}$

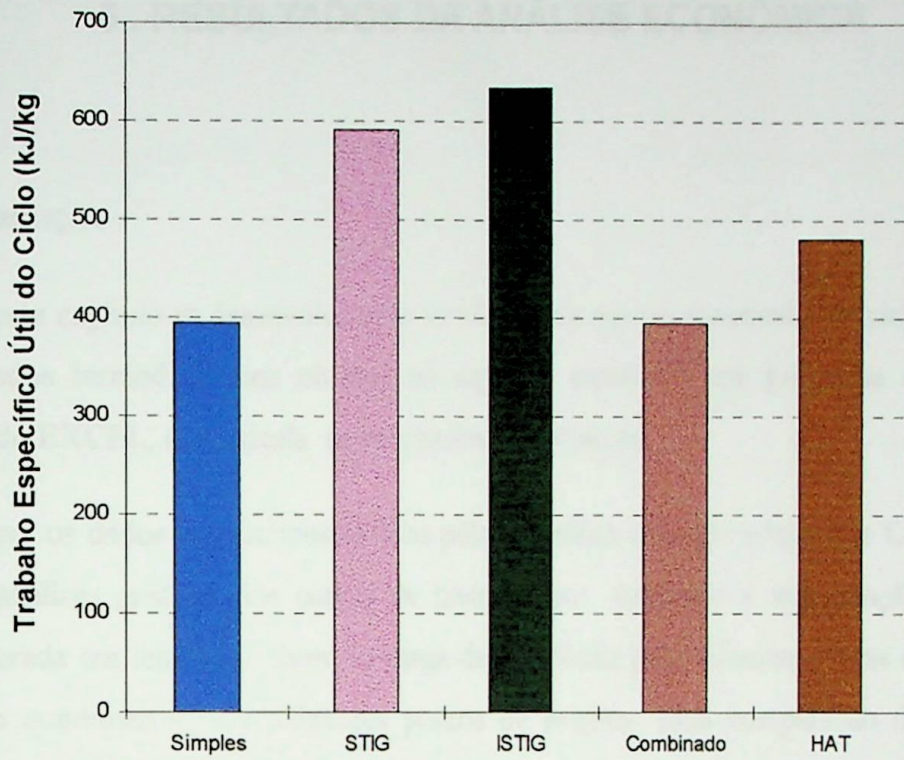


Figura 4.11 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : TIT=1400 K

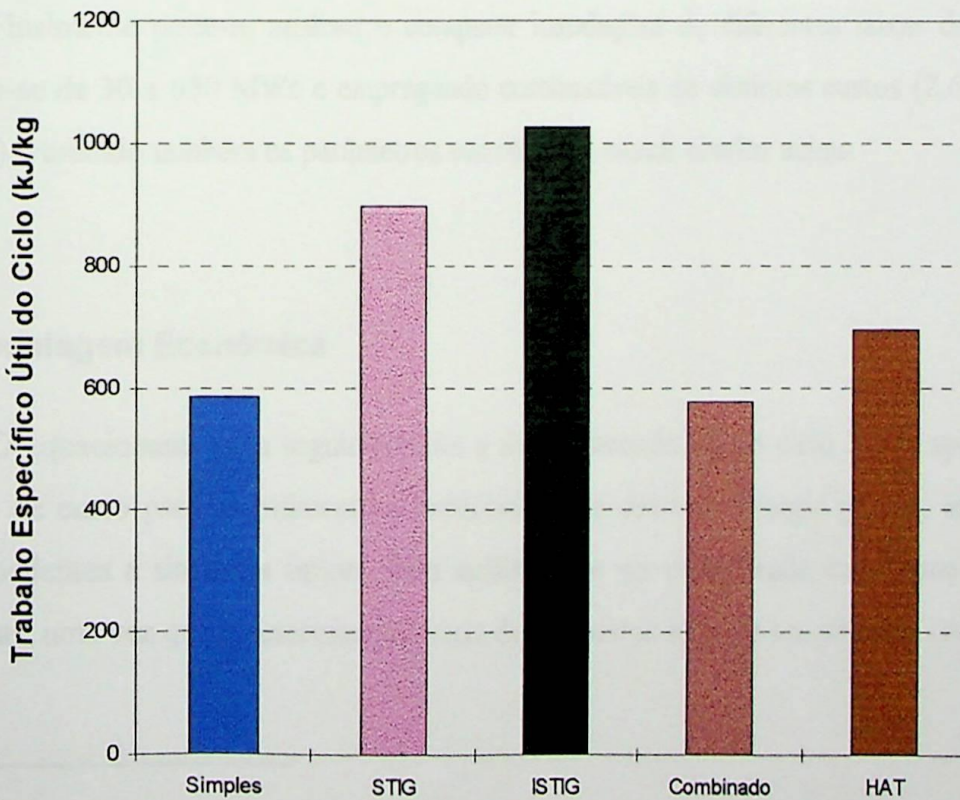


Figura 4.12 - Trabalho útil dos ciclos para os melhores casos : TIT=1600 K

5 . RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA

5.1. Introdução

Neste capítulo se desenvolve uma simulação da análise econômica do ciclo H.A.T com os resultados termodinâmicos obtidos no capítulo anterior e um programa elaborado em planilhas do EXCEL, que calcula os resultados econômicas

Com os dados econômicos obtidos pelas planilhas de custo (Apêndice C), foi possível fazer as análises gráficas dos custos de investimento, operação e manutenção e custo da energia gerada em função do fator de carga da instalação para diferentes taxas de desconto e preços do combustível, sob diferentes pontos de projeto. Uma comparação dos resultados econômicos, obtidos para o ciclo HAT, foi realizada com os *ciclos simples*, *ciclo combinado*, *injeção de vapor* (STIG) e *injeção de vapor com resfriamento intermediário no compressor* (ISTIG), todos *operando com biomassa gaseificada*, com exceção do ciclo HAT, conforme explicou-se no capítulo 04⁽⁴⁾.

Finalmente pode-se analisar e comparar instalações de diferentes faixas de potência, variando-se de 30 a 650 MWe e empregando combustíveis de distintos custos (2,6; 3,5 e 6,6 US\$/GJ), variando também os parâmetros econômicos usuais citados acima.

5.2. Modelagem Econômica

O equacionamento a seguir permite a análise econômica do ciclo HAT, apresentando relações de custo para investimento e expectativas de custo de energia gerada, em cenários correspondentes a situações típicas. Esta análise deve ser considerada como uma estimativa preliminar, uma vez que a determinação exata destes custos só pode ser efetuada com precisão

⁽⁴⁾ Sempre que for citado os *ciclos simples*, *ciclo combinado*, *injeção de vapor* (STIG) e *injeção de vapor com resfriamento intermediário no compressor* (ISTIG), o combustível utilizado é a *biomassa gaseificada*

diretamente com fornecedores de equipamentos e mesmo assim, após a efetiva implantação de um projeto.

Os custos de investimento do *ciclo simples*, STIG e ISTIG, foram considerados como sendo 42.480,58 mil US\$, baseando em informações da literatura (Consonni e Larson, 1994). No caso dos ciclos combinado e HAT estes custos variam bastante em função de sua temperatura máxima, sendo estimados para os melhores casos em 1809, 1705 e 1758 US\$/kW para o ciclo combinado e 1250, 1183 e 1126 US\$/kW com relação ao ciclo HAT, para as temperaturas na entrada da turbina de 1200, 1400 e 1600 K, respectivamente.

5.2.1. Relações Fundamentais de Custo

Apresenta-se a seguir as relações adotadas para a estimativa do custos associados a estas tecnologias, sendo estudados os custos de investimento, operação e manutenção, o custo do combustível, custo da energia gerada e o tempo de retorno do investimento.

a) *Custo de Investimento, Operação e Manutenção*: Este custo, em (US\$/MWh), pode ser expresso por:

$$C_{inv,om} = \frac{C (FRC + C_{om})}{P.H.FC} \quad (5.1)$$

onde:

C = custo de investimento, (US\$);

C_{om} = custo relativo anual de operação e manutenção, função do investimento total da planta e é admitido como 2% do custo total do investimento, embora possa ser de até 5%, especialmente na fase de implantação do investimento (-);

FRC = fator de recuperação de capital, função da taxa de desconto e da vida útil adotada (-);

P = capacidade ou potência elétrica da instalação, (MW);

H = número de horas do ano, 8760 h;

FC = fator de capacidade, dado pela fração do tempo anual em que a planta é operada, (-).

O custo de investimento, tipicamente uma função da tecnologia adotada e nível de desempenho da planta, é a soma do custo dos diversos equipamentos que a compõem, acrescidos todos os custos de implantação. Estes custos podem ser considerados como uma função do investimento em equipamentos, sendo estimados por Craig (1994) para plantas térmicas típicas em 115 % do valor do investimento em equipamentos, índice adotado no presente trabalho.

Desta forma, os custos globais de investimento em uma planta HAT podem ser estimados pela seguinte expressão:

$$C = 2,15 \sum_{comp} C_{comp} \quad (5.2)$$

Por sua vez, o custo dos equipamentos componentes de plantas térmicas pode ser estimado a partir da correlação a seguir, apresentada por Bohem (1987):

$$C_{comp} = C_R \left(\frac{S}{S_R} \right)^m \quad (5.3)$$

onde:

C_R = custo do equipamento de referência, válido para uma capacidade de referência S_R ;

S = capacidade do equipamento;

m = fator de escala, correlacionando o custo e o porte do equipamento.

Os valores do custo do equipamento e da capacidade de referência assim como do fator de escala podem ser obtidos de Bohem (1987) e Nogueira (1993). Não foi possível discriminar os custos de uma turbina a gás com resfriamento intermediário. Entretanto, avaliações dos custos globais para ciclos BIG-STIG com turbinas deste tipo, apresentadas por Consonni e Larson (1994), indicam valores inferiores aos valores correspondentes aos ciclos BIG-STIG básicos. Assim, de modo conservador, adotou-se para as turbinas com “intercooler” custos similares às máquinas convencionais, o que implica em admitir que os custos adicionais

associados ao trocador de calor podem ser compensados pela compactação do estágio posterior de compressão e pelo ganho de potência.

O custo do evaporador representa a maior incerteza na avaliação do custo de uma planta com o ciclo HAT, pois se trata de um equipamento processando grandes volumes de água e ar e sob pressões elevadas, a respeito do qual ainda se dispõe de relativamente pouca informação. No presente estudo este custo foi adotado como correspondendo ao de uma torre de resfriamento de idêntica capacidade térmica e ao qual se agregou o efeito da pressão mediante um multiplicador empregado para trocadores de calor casco-tubo, segundo procedimento também apresentado por Bohem (1987). Adiante, na comparação entre os ciclos, estes custos serão apresentados.

O fator de recuperação de capital, que é uma função da taxa de juros considerada e do período de amortização, geralmente adotado igual ao tempo de operação da planta, permite transformar o investimento em uma série de pagamentos anuais, pela conhecida equação a seguir:

$$FRC = \frac{i}{(1 - (1 + i)^{-n})} \quad (5.4)$$

com:

i = taxa de juros, (% a.a.);

n = vida prevista para a planta, (anos).

b) Custo do Combustível: O custo unitário do combustível utilizado para a geração de energia elétrica depende do desempenho da planta e do custo unitário, em base térmica, do combustível utilizado, e em termos de (US\$/MWh), pode ser dado por:

$$C_{comb} = \frac{3,6 \cdot L_{comb}}{\eta_c} \quad (5.5)$$

onde:

L_{comb} = preço do combustível, (US\$/GJ);

η_c = eficiência térmica do ciclo, (-).

c) *Estimativa do custo da energia gerada*: Considerando o exposto anteriormente, o custo unitário da energia gerada pode ser expresso por:

$$C_{EG} = \frac{C.(FRC + C_{om})}{P.HFC} + \frac{3,6.L_{comb}}{\eta_c} \quad (5.6)$$

Como situação base para a análise dos custos da energia gerada, foram adotados os valores da Tabela 5.1, que apresenta os dados utilizados para o cálculo estimativo do custo da energia gerada e para o estudo de sensibilidade. Os valores utilizados para a eficiência nas diversas configurações consideradas para os ciclos de potência estudados refletem o melhor valor calculado para três casos de temperatura máxima de ciclo considerada (1200, 1400 e 1600 K), conforme mostra a Tabela 4.2, deixando portanto como variável livre neste caso a relação de pressão na turbina a gás(ou relação de pressão e de injeção de vapor na turbina a gás, nos casos dos ciclo STIG e ISTIG). Tal seleção apoia-se no pressuposto de que a temperatura máxima em um ciclo é uma limitação tecnológica e determina a relação de pressão a ser adotada visando o máximo desempenho (Nogueira et al., 1995).

Tabela 5.1 - Cenários considerados para o estudo de sensibilidade dos custos de energia.

VARIÁVEL	SÍMBOLO	VALORES
custo relativo de O&M	C_{OM}	0,02
taxa mínima de atratividade	i	5 e 15% ao ano
vida útil da planta	n	15 e 20 anos
fator de capacidade	FC	50, 60, 70, 80
custo do combustível	L_{comb}	2,18 e 3,5 US\$/GJ
capacidade instalada para comparação entre os ciclo térmicos	P	30 MW
temperatura máxima na entrada da turbina	T_{max}	1200, 1400 e 1600 K
razão total de pressão do ciclo	R	10, 15, 20, 25 e 30

d) Tempo de Retorno do Investimento: Conhecido os custos operacionais, pode-se estimar diretamente o tempo de retorno do investimento ou “pay-back-time” pela seguinte expressão:

$$TRD = \frac{\left(1 - i \cdot \left(\frac{C}{(C_{ec} - C_{e,g}) \cdot P \cdot H}\right)\right)}{-\ln(1 + i)} \quad (5.7)$$

onde:

C_{ec} = preço médio da energia elétrica industrial (US\$/MWh)

Para a determinação do *valor presente líquido* ou *taxa interna de retorno* são empregadas as relações e métodos bem conhecidos da engenharia econômica. Cabe ainda observar que estes valores indicam a viabilidade econômica do empreendimento, que deverá ser melhor definida mediante uma análise financeira, considerando o fluxo de caixa e as eventuais condições de financiamento, caso em que se deve ter valores atuais do mercado financeiro para obter-se precisão satisfatória, razão pelo qual este importante indicador econômico não foi abordado neste trabalho .

Uma importante variável que influi na viabilidade dos sistemas dessa natureza é o fator de carga, que quando elevado favorece a economicidade, como se pode observar nas expressões anteriores, já que o *custo de investimento, operação e manutenção* e o *custo da energia elétrica gerada* são funções dependentes da capacidade instalada, porém os custos totais são amortizados em função da energia produzida. Para permitir uma tomada de decisão melhor fundamentada, é sempre interessante que os estudos de viabilidade sejam seguidos de análises de sensibilidade dos indicadores frente a variações do fator de capacidade, assim como dos preços de combustível, das tarifas elétricas e dos investimentos.

5.3. Resultados da Análise Econômica

Apresentam-se a seguir os resultados da análise econômica estruturada em duas etapas. Na primeira etapa compara-se os indicativos econômicos (*custo de investimento O&M* e *custo de energia elétrica gerada*) do ciclo HAT com os demais ciclos térmicos de turbinas a gás citados, ambos com potência de 30 MW elétrico. Numa segunda etapa compara-se os resultados econômicos dos *ciclos de turbina a gás a ar úmido* de diferentes capacidades de geração (30 a 650 MW_e).

É importante ressaltar que na obtenção dos custos de investimento para o ciclo HAT, considerou-se um evaporador com porte variável, de modo que seu custo variasse em função da pressão. Em relação aos custos associados à turbina a gás, adotou-se estes como sendo constante e relacionados à potência da instalação.

5.3.1. Comparação Entre os Diferentes Ciclos Térmicos

Baseando-se nas observações anteriores e considerando-se que o *ciclo simples de turbina a gás*, o *ciclo com injeção de vapor* e o *ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário* apresentam os mesmos componentes básicos (*gaseificador, caldeira de recuperação e turbina a gás industrial*), verifica-se que o custo de investimento para estes ciclos serão os mesmos e estimados em 42.480,58 mil US\$ (1416 US\$/kW), independente da temperatura máxima de operação (Bortolaia, 1996). Em contrapartida, o custo de investimento para o ciclo combinado e para o ciclo HAT serão variáveis, uma vez que o custo da turbina a gás e do condensador dependem da massa de vapor no ciclo combinado e o custo do umidificador depende da massa de água injetada, para o ciclo HAT. A Tabela 5.2 mostra estes custos em US\$ x 10³ e US\$/kW . Sendo assim, os custos globais de investimento para as configurações estudadas foram estimados, baseando-se nas seguintes premissas:

- a turbina a gás, cuja potência foi fixada em 30 MW, também terá um custo constante;
- o custo da caldeira de recuperação, no caso do *ciclo combinado*, será estimado como sendo uma porcentagem do custo da turbina a gás;
- o custo do umidificador depende da massa de água introduzida (ciclo HAT);
- o custo dos trocadores de calor depende da quantidade de calor trocado (ISTIG e HAT);
- o gaseificador possuirá sempre um custo constante (CS, STIG, ISTIG e CC) ;
- o custo da turbina a vapor depende da massa de vapor, sendo variável com a temperatura (*ciclo combinado*);
- o custo do condensador depende também da massa de vapor, sendo portanto variável (*ciclo combinado*).

Tabela 5.2 - Custo de investimento para os ciclos combinado e a ar úmido de 30 MW.

Ciclo	Custo (mil US\$)		
	Custo (US\$/kW)		
	TIT = 1200 K	TIT = 1400 K	TIT = 1600 K
Combinado	54.295,26	51.164,64	52.743,39
	1809,8	1705,5	1758
HAT	37.500,49	35.489,93	33.773,69
	1250	1183	1125,8



Para a variação da taxa de juros, conforme a Tabela 5.1, tem-se os valores para o fator de recuperação de capital diretamente da equação 5.4. Tal parâmetro assume particular importância pois existe uma variação nos custos da energia elétrica gerada em decorrência de adotar-se um maior ou menor valor para a taxa de juros e para a vida útil da instalação de potência. Pode-se verificar que o maior custo de investimento, operação e manutenção será obtido para um fator de recuperação de capital igual a 0,1710, para o caso de 15 anos de vida prevista para a planta e 15% de taxa mínima de atratividade, e o menor custo será obtido para um fator de recuperação de capital de 0,0802, para 20 anos de vida da planta a 5% de taxa mínima de atratividade anual. Isto representa os casos mais extremos (menos favorável e mais favorável)

O custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT para as temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K são mostrados na Tabela 5.3, onde verifica-se que praticamente não há variações destes custos no *ciclo combinado* (CC) para as três temperaturas máximas do ciclo exploradas. Já o ciclo HAT é mais sensível que o ciclo combinado neste sentido, sofrendo com isso uma pequena diminuição dos *custos de investimento O & M* a medida em que aumenta-se a temperatura máxima do ciclo.

Tabela 5.3 - Custo de investimento, operação e manutenção (US\$/MWh) do ciclo úmido e combinado em função da temperatura e fator de capacidade

FRC (-)	FC (-)	C _{inv,om} (US\$/MWh)					
		1200 K		1400 K		1600 K	
		HAT	CC	HAT	CC	HAT	CC
0,1710	0,5	54,51	61,63	51,60	61,75	49,10	61,80
	0,6	45,42	51,35	43,00	51,46	40,91	51,50
	0,7	38,94	44,02	36,85	44,10	35,07	44,14
	0,8	34,07	38,52	32,24	38,60	30,69	38,62
0,0802	0,5	28,61	28,90	27,07	28,96	25,77	28,96
	0,6	23,84	24,09	22,56	24,13	21,47	24,15
	0,7	20,43	20,64	19,34	20,69	18,40	20,70
	0,8	17,88	18,06	16,92	18,10	16,10	18,10

Esses custos de investimento diferenciado para diferentes temperaturas máximas (TIT) do ciclo HAT ocorre devido ao TIT que acarreta a elevação da temperatura de descarga da turbina a gás, ocasionando maior energia do fluido quente de entrada, permitindo menores dimensões físicas dos trocadores de calor (recuperador e economizador) e conseqüente redução do custo desses equipamentos. Tal fato não ocorre com o ciclo combinado com gaseificação de biomassa pois a recuperação de calor se dá na caldeira de recuperação cujo custo foi suposto constante (conforme subitem 5.3).

Nas Figuras 5.1 e 5.2 mostra-se o *custos de investimento operação e manutenção* para variações do *fator de recuperação de capital* (0,1710 e 0,0802) e do *fator de carga* (50 a 80%) referente ao *ciclo simples*, STIG, ISTIG, CC e HAT, este último para temperaturas de entrada da turbina a gás de 1200, 1400 e 1600 K. Nota-se uma redução do *custos de investimento O & M* a medida em que há o aumento do *fator de carga* e diminuição do *fator de recuperação de capital*, que financeiramente representa redução da taxa de juros anual associada ao aumento da vida útil da planta. Vale lembrar ainda que os valores dos *custos de investimento O & M* (equação 5.1), para os *ciclos simples de turbina a gás* (CS), o *ciclo de turbina a gás com injeção de vapor* (STIG) e o *ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário* (ISTIG) apresentam os mesmos valores, motivo pelo qual representou-se graficamente os três ciclos mencionados por apenas uma curva nas Figuras 5.1 e 5.2. Isto ocorre porque adotou-se o mesmo *custo de investimento* (equação 5.2) para esses três ciclos, conforme esclarecido em parágrafos anteriores.

Nas curvas representativas dos *custos de investimento operação e manutenção* para um *fator de recuperação de capital* de 0,1710 (Figura 5.1) nota-se um *custos de investimento O&M menor* para o ciclo HAT (considerando TIT=1400 K) em aproximadamente 8% se comparado aos dos ciclos STIG, ISTIG, *ciclo simples* e em cerca de 20% *menor* que o *ciclo combinado*. Observa-se também, da Figura 5.1, que as curvas para o ciclo HAT operando com temperatura máxima de 1600 K resultam *custos de investimento O & M 5% menores* que àquele operando em 1400 K, e um *custos de investimento O & M mais baixo* em cerca de 10% se comparado ao ciclo HAT operando em 1200 K.

Ainda com relação à Figura 5.1 observa-se que as curvas representativas dos *custos de investimento O&M* para um *fator de recuperação de capital* de 0,1710 apresentam maior sensibilidade financeira em relação a mudança dos ciclos se comparado com os gráficos da Figuras 5.2, cujas curvas são mais próximas entre si. Isto ocorre pois com o *aumento da vida útil* considerada (tecnologia mais avançada) e *redução da taxa mínima de atratividade* (redução das taxas de juros) investimentos que antes eram menos interessantes economicamente passam a ser financeiramente viáveis devido ao aumento da estabilidade do mercado financeiro, menores taxa de juros no mercado, maior consumo de bens e serviços e aumento dos investimento no setor de geração, este último consequência do aumento da demanda de energia elétrica. Por exemplo, o *ciclo simples*, STIG e ISTIG nas condições da

Figura 5.2 (20 anos de *vida útil* e *taxa mínima de atratividade* 5% ao ano), apresentam *custos de investimento operação e manutenção* tão vantajosos quanto àqueles para o ciclo HAT operando a temperatura de 1400 K, fato que não ocorria em condições financeiras menos favoráveis (15 anos de *vida útil* e *taxa mínima de atratividade* 15% ao ano).

Assim, no que se refere à curva dos *ciclos simples*, STIG e ISTIG da Figura 5.2, estas praticamente se sobrepõem às do ciclo HAT para 1400 K. Com relação ao *ciclo combinado* tem-se um comportamento de *custos de investimento O&M* aproximadamente análogo ao do ciclo HAT para 1200 K. Verifica-se, ainda pela Figura 5.2, que o ciclo HAT operando com temperatura máxima de 1600 K apresentam seus *custos de investimento O & M mais baixos* em relação ao mesmo ciclo operando com temperaturas máximas de 1200 e 1400 K, na mesma proporção que aquele da Figura 5.1.

Esta vantagem econômica do ciclo HAT em relação ao *ciclo combinado empregando biomassa gaseificada* se deve ao seu menor *custo de investimento*, pois se trata de um ciclo mais simples, já que dispensa *caldeira de recuperação, gaseificador, turbina a vapor e condensador*, possuindo ainda equipamentos de menor complexidade de operação e manutenção, como umidificador e trocadores de calor (recuperador, economizador e resfriadores intermediários), e portanto de menores custos globais.

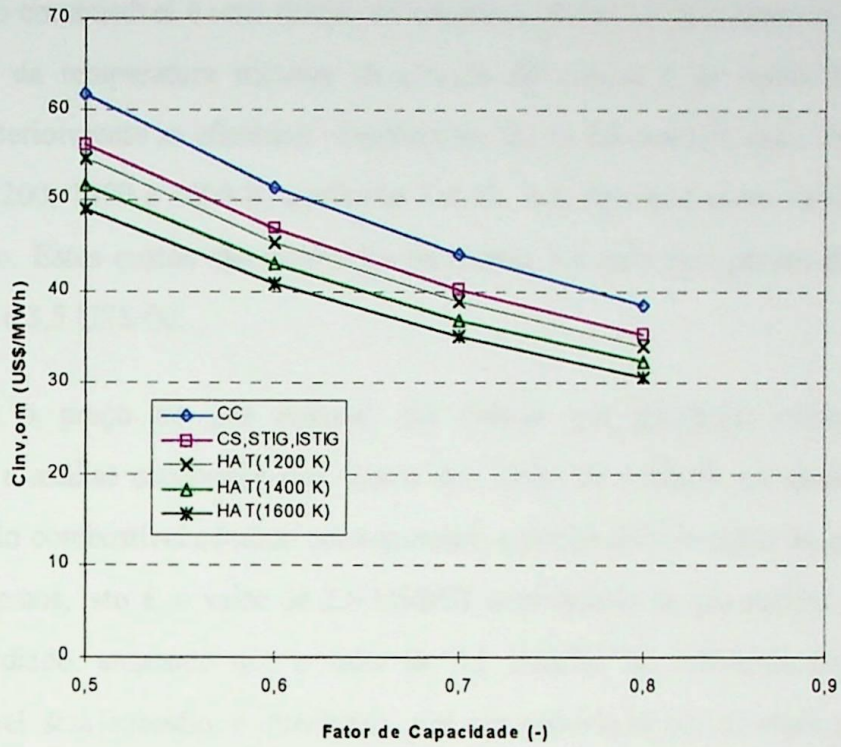


Figura 5.1 - Custo de investimento, O & M dos ciclos térmicos para FRC = 0,1710

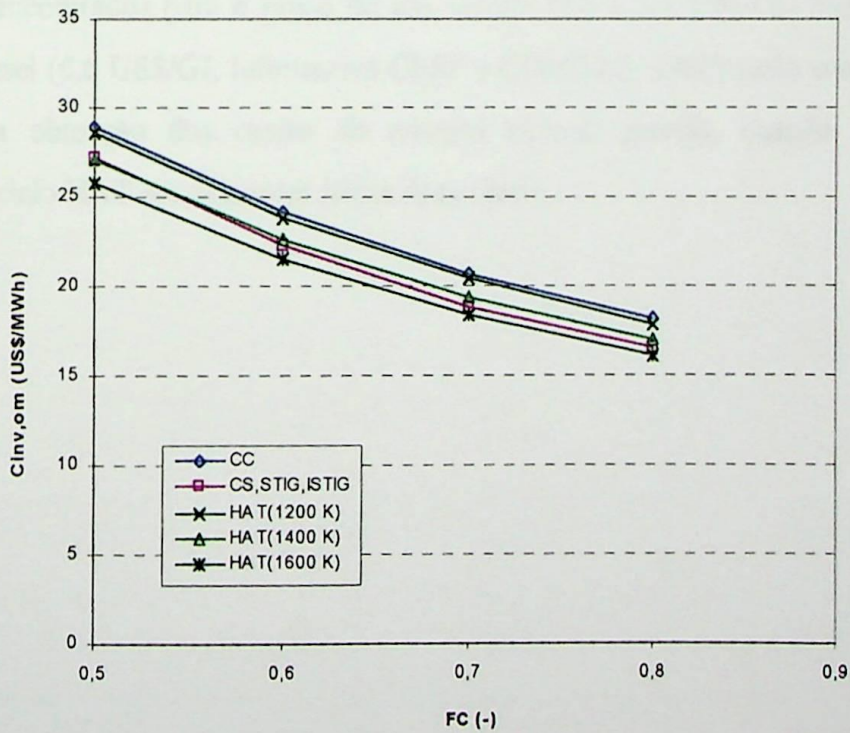


Figura 5.2 - Custo de investimento, O & M dos ciclos térmicos para FRC = 0,0802

O custo do combustível é uma função da eficiência global do ciclo térmico, e esta por sua vez depende da temperatura máxima de entrada da turbina e da razão de pressão. Conforme dito anteriormente as eficiências consideradas são as máximas de cada ciclo para as temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K, conforme Tabela 4.2, deixando como variável livre a relação de pressão. Estes custos são mostrados na Tabela 5.4 para dois preços distintos do combustível: 2,18 e 3,5 US\$/GJ.

Adotou-se o preço do *gás natural*, em dólares por gigajoule, como base de comparação para a análise econômica dos custos dos ciclos de potência em questão. Estes valores de preço do combustível adotado correspondem à perspectiva de custo do *gás natural* em seus dois extremos, isto é, o valor de 2,6 US\$/GJ corresponde ao gás natural próximo a instalação e subsidiado, enquanto que o valor de 3,5 US\$/GJ faz referência ao preço do mesmo combustível sem subsídio e distribuído por via rodoviária em diversas regiões do estado de Minas Gerais (CEMIG, 1997). Portanto adaptou-se o valor do *custo do combustível* em 2,18 US\$/GJ para compatibilizá-lo com aquelas instalações que operam com biomassa gaseificada (cujo custo mínimo é menor que o custo mínimo do gás natural), e assim poder ter base de comparação iguais para análise de tendências dos *custos da energia elétrica gerada*. Os valores reais encontrados para o preço do gás natural (2,6 e 3,5 US\$/GJ) bem como o preço do óleo Diesel (6,6 US\$/GJ, Informativo CESP e COMGÁS, 1993) serão considerados mais a frente na obtenção dos *custos da energia elétrica gerada*, quando analisa-se exclusivamente o ciclo HAT em diferentes faixas de potência.

Tabela 5.4 - Custo do combustível em função da eficiência dos ciclos

Ciclo	TIT (K)	EF (-)	C _{comb} (US\$/MWh)	
			L _{comb=2,18} (US\$/MWh)	L _{comb=3,5} (US\$/MWh)
Simples	1200	0,2977	26,36	42,32
	1400	0,369	21,27	34,15
	1600	0,3925	19,99	32,1
STIG	1200	0,3641	21,55	34,61
	1400	0,4569	17,18	27,58
	1600	0,5875	13,36	21,45
ISTIG	1200	0,3535	22,20	35,64
	1400	0,4297	18,26	29,32
	1600	0,5554	14,13	22,69
Combinado	1200	0,3482	22,54	36,18
	1400	0,4058	19,34	31,05
	1600	0,4447	17,65	28,33
HAT	1200	0,3856	20,35	32,67
	1400	0,4897	16,03	25,73
	1600	0,6161	13,74	22,06

Nas Figuras 5.3 e 5.4 mostra-se o *custo da energia elétrica gerada* em função da *temperatura de entrada da turbina* para um *fator de recuperação de capital* de 0,1710 (taxa de juros de 15%a.a. com uma vida útil da planta de 15 anos), considerando-se *preços do combustível* de 2,18 e 3,5 US\$/GJ, respectivamente.

Com relação ao gráfico da Figura 5.3 pode-se perceber que as curvas representativas do *ciclo combinado* (CC) e *ciclo simples de turbina a gás* (CS) estão bem próximas, isto é, têm, aproximadamente, os mesmos *custos da energia elétrica gerada* associada à *temperatura de entrada da turbina*. Tratando-se da Figura 5.4, percebe-se que para a temperatura de 1200K o *ciclo simples* tem um *custo da energia elétrica gerada* ligeiramente *maior* (em média 4%) que o *ciclo combinado*, pois sua eficiência térmica é mais baixa (Figura 4.7) e o custo do combustível é mais alto do que a condição representada na Figura 5.3.

Observa-se ainda nas Figuras 5.3 e 5.4 a tendência de aproximação também para as curvas dos ciclos ISTIG e STIG, embora apresentem seus *custos de energia elétrica gerada* menores que os anteriores (CC e CS), em cerca de 7 %. Com relação ao *ciclo a ar úmido* (HAT) nota-se que o *custo da energia elétrica gerada* é em média 7 a 9% *menor* que os ciclos ISTIG e STIG e em torno de 10 a 20% *menor* que os *ciclos combinado de turbina a gás*. De uma maneira geral, aumentando-se o *custo do combustível* de 2,18 para 3,5 US\$/GJ, resulta *custos de energia elétrica gerada*, em média, 18% *maiores*, para os ciclos em questão. Dessa forma estima-se que, para o *ciclo a ar úmido* na melhor condição termodinâmica estudada (TIT=1600 K e razão de pressão 20) com um *fator de recuperação de capital* de 0,1710, *fator de capacidade* 80% e assumindo um *preço do combustível* de 2,18 e 3,5 US\$/GJ, os custos giram em torno de 44,42 e 52,75 US\$/MWh, respectivamente.

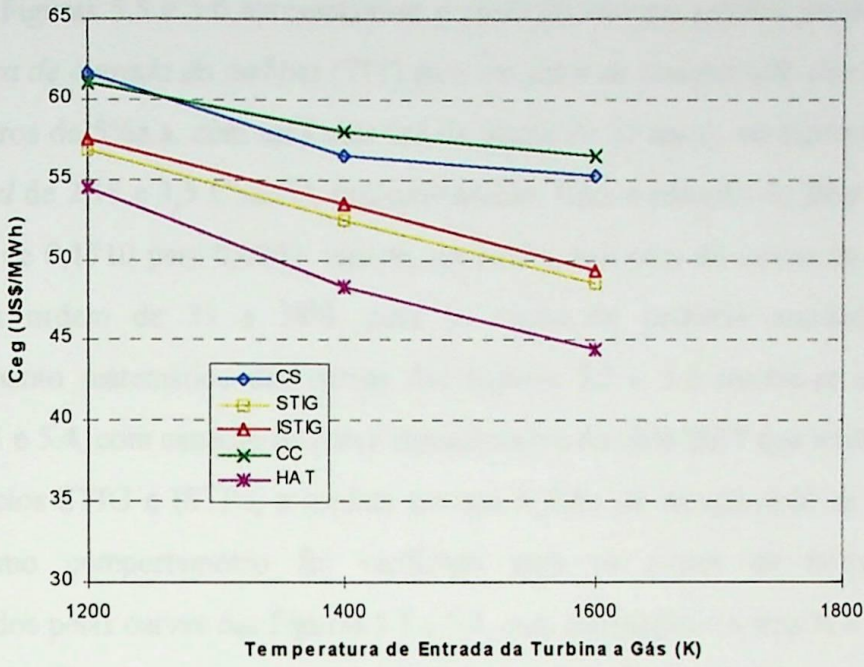


Figura 5.3 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC=0,1710$; $L_{comb}=2,18$ US\$/GJ e $FC=0,8$

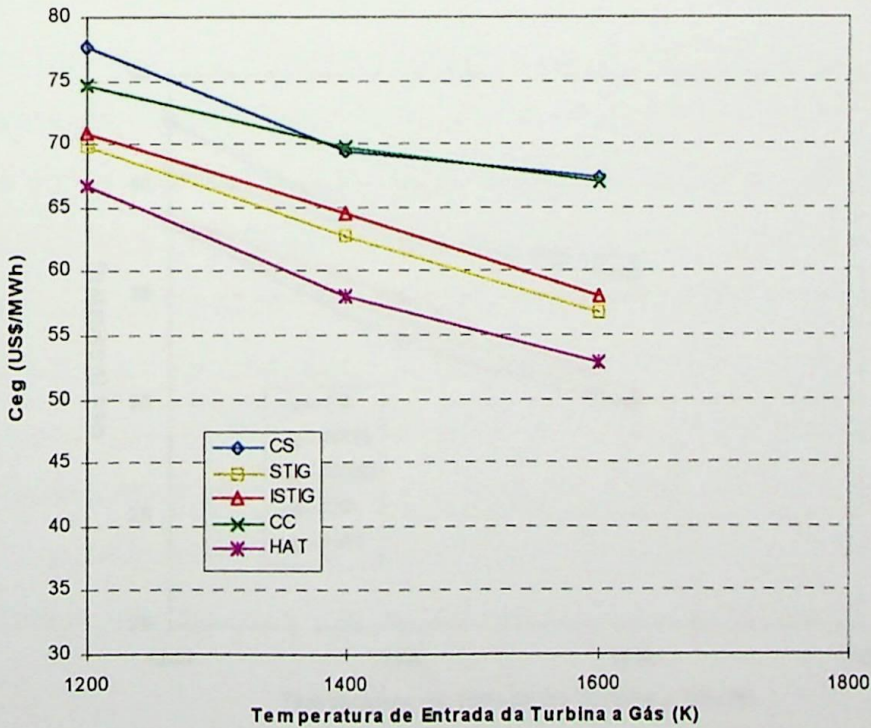


Figura 5.4 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC=0,1710$; $L_{comb}=3,5$ US\$/GJ e $FC=0,8$

As Figuras 5.5 e 5.6 apresentam-se o *custo da energia elétrica gerada* em função da *temperatura de entrada da turbina (TIT)* para um *fator de recuperação de capital* de 0,0802 (taxa de juros de 5%a.a. com uma vida útil da planta de 20 anos), considerando-se *preços do combustível* de 2,18 e 3,5 US\$/GJ, respectivamente. Com a redução do *fator de recuperação de capital* de 0,1710 para 0,0802, tem-se, em média, reduções do *custos de energia elétrica gerada* da ordem de 33 a 38%, para os ciclos de potência estudados. Portanto o comportamento matemático das curvas das Figuras 5.5 e 5.6 mostra-se análogo aos das Figuras 5.3 e 5.4, com exceção da curva representativa do ciclo HAT que tende a se aproximar das dos ciclos STIG e ISTIG, a medida em que o *fator de recuperação de capital* diminui. Esse mesmo comportamento foi verificado para os *custos de investimento O&M*, representados pelas curvas das Figuras 5.1 e 5.2, cuja explicação é atribuída à maior ou menor estabilidade do mercado financeiro, conforme esclarecido anteriormente.

Dessa forma estima-se que para o *ciclo a ar úmido*, na melhor condição termodinâmica estudada (TIT=1600 K e razão de pressão 20) com um *fator de recuperação de capital* de 0,0810, *fator de capacidade* 80% e assumindo um *preço do combustível* de 2,18 e 3,5 US\$/GJ, os custos giram em torno de 29,84 e 38,17 US\$/MWh, respectivamente.

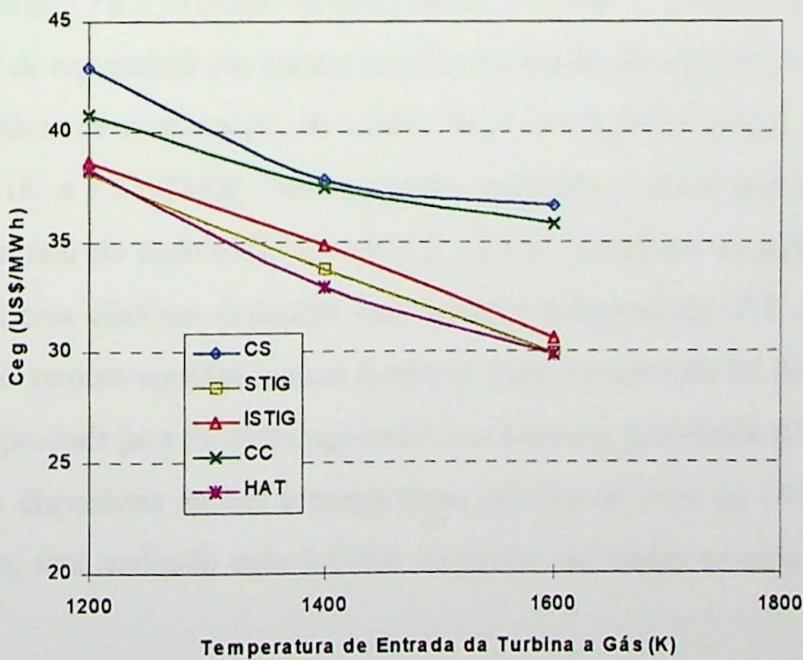


Figura 5.5 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para FRC= 0,0802 ; $L_{\text{comb}}=2,18$ US\$/GJ e FC=0,8

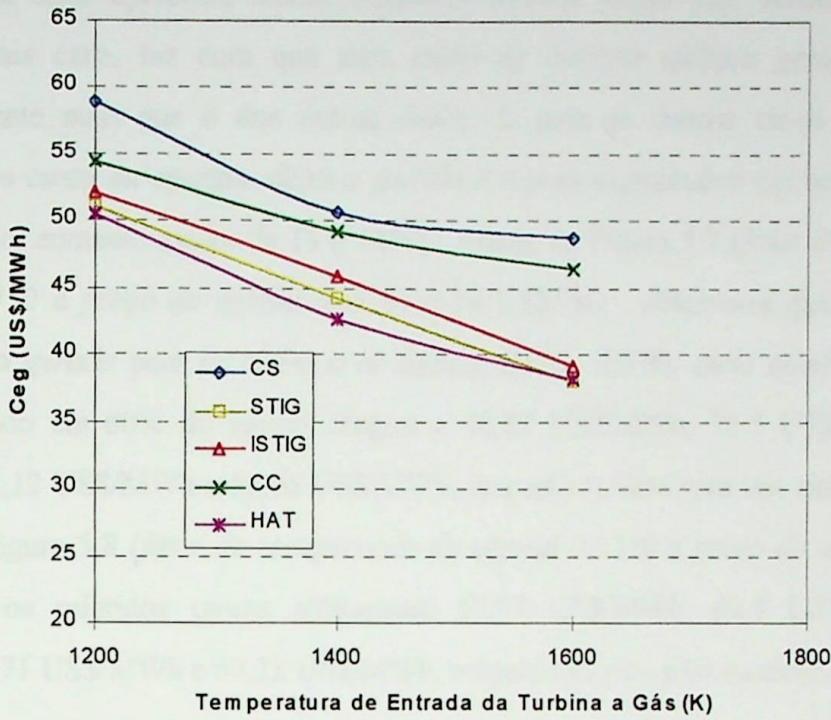


Figura 5.6 - Custo da energia elétrica gerada em função da temperatura de entrada da turbina para $FRC = 0,0802$; $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ e $FC = 0,8$

Nas Figuras 5.7 à 5.10 mostra-se como variam os *custos da energia elétrica gerada* em função do *fator de capacidade* das plantas térmicas em estudo, levando em consideração tanto os valores do *fator de recuperação de capital* (0,1710 e 0,0802) quanto os do *preço do combustível* (2,18 e 3,5 US\$/GJ). Nestes gráficos considera-se como base de comparação a *temperatura máxima do ciclo* (TIT) de 1400 K para as instalações de potência estudadas, ainda que os ciclos térmicos operando com maiores temperaturas, TIT de 1600 K por exemplo, tenham retorno econômico mais favorável. Essa consideração foi feita pois os dados econômicos disponíveis para os ciclos operando com biomassa gaseificada (CS, STIG, ISTIG e CC) estavam disponíveis apenas à *temperatura máxima do ciclo* de 1400 K (Bortolaia, 1996). Contudo, será analisado mais a frente, os custos associados ao ciclo HAT operando com 1600 K.

Nota-se nas Figuras 5.7 e 5.8 que com o aumento do *preço do combustível* de 2,18 para 3,5 US\$/GJ o crescimento no *custo da energia elétrica gerada* é mais sensível para o *ciclo simples de turbina a gás empregando biomassa gaseificada* (com um aumento médio de

17%) pois esse ciclo apresenta menor eficiência térmica global que, associado com um combustível mais caro, faz com que seus *custo de energia elétrica gerada* aumentem proporcionalmente mais que o dos outros ciclos. Já para os demais ciclos analisados, o *crescimento dos custo da energia elétrica gerada* é menos significativo em relação ao *ciclo simples* (com um aumento médio de 13 a 14%). Assim, da Figura 5.7 (*fator de recuperação de capital 0,1710 e preço do combustível de 2,18 US\$/GJ*), observa-se que os *custos da energia elétrica gerada* para os *ciclos a ar úmido, STIG, ISTIG, ciclo combinado e ciclo simples* operando em 80% do tempo chegou a 48,27 US\$/MWh, 52,5 US\$/MWh, 53,75 US\$/MWh, 58,12 US\$/MWh e 56,56 US\$/MWh, respectivamente para tais ciclos. Já para as condições da Figura 5.8 (*fator de recuperação de capital 0,1710 e preço do combustível de 3,5 US\$/GJ*), os referidos custos alcançaram 57,97 US\$/MWh, 62,5 US\$/MWh, 64,4 US\$/MWh, 69,71 US\$/MWh e 69,32 US\$/MWh, respectivamente para os ciclos em questão.

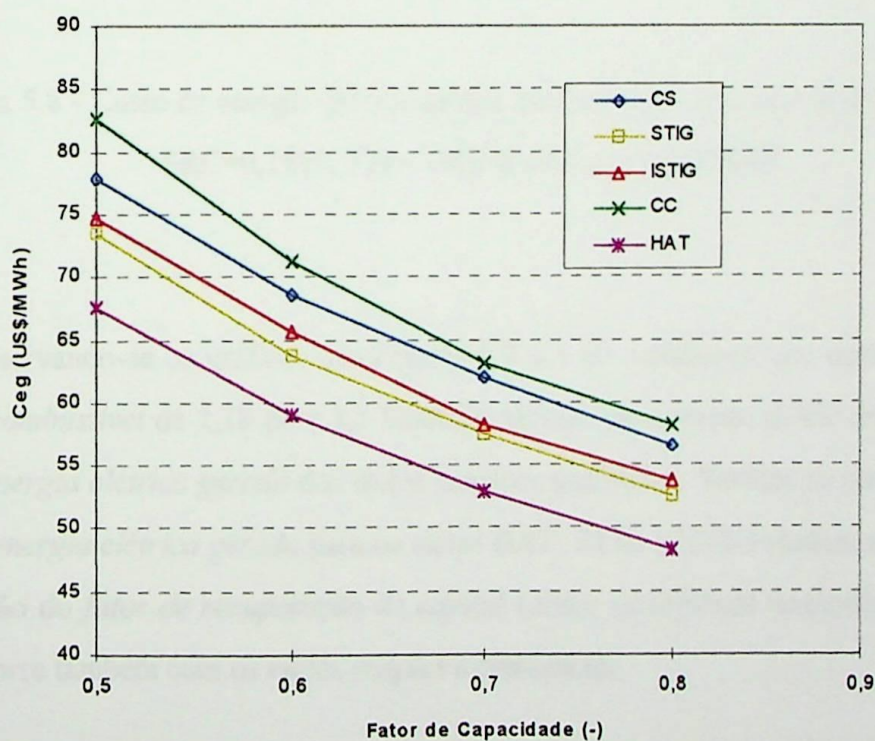


Figura 5.7 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para

$$FRC=0,1710, TIT=1400 \text{ K e } L_{\text{comb}}=2,18 \text{ US$/GJ}$$

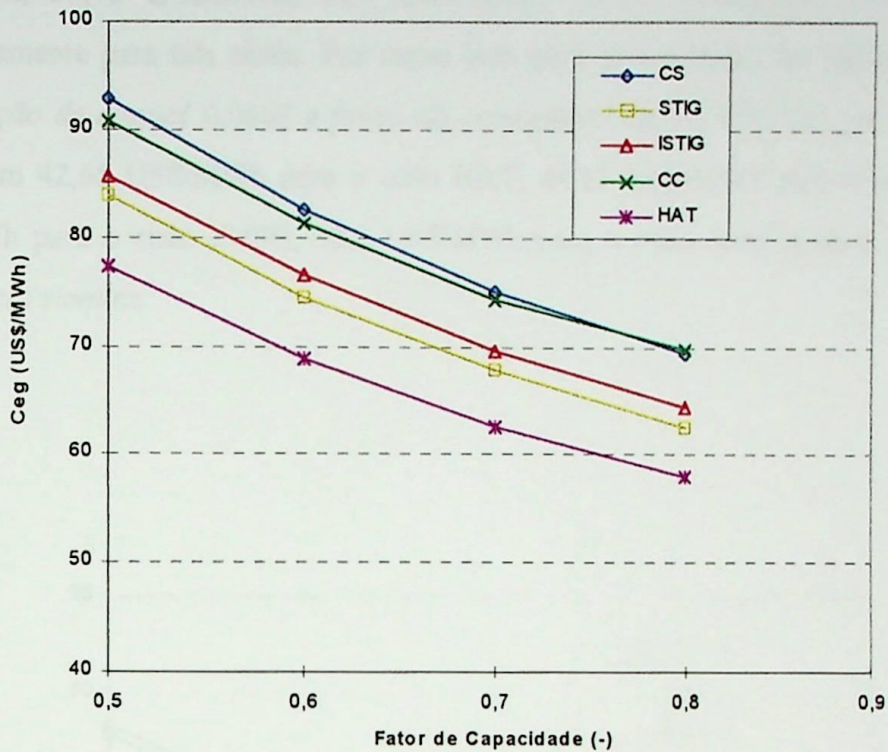


Figura 5.8 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para $FRC=0,1710$, $TIT= 1400 K$ e $L_{comb}=3,5 US\$/GJ$

Observando-se os gráficos das Figuras 5.9 e 5.10 verifica-se que com o aumento do preço do combustível de 2,18 para 3,5 US\$/GJ, têm-se um aumento médio de 21 a 23% nos custos da energia elétrica gerada dos ciclos térmicos analisados. Verifica-se novamente que os custos da energia elétrica gerada para os ciclos HAT, STIG e ISTIG tendem a se igualar com a diminuição do fator de recuperação de capital (maior estabilidade financeira do mercado), tal fato ocorre também com os ciclos simples e combinado.

Assim, para o ciclo a ar úmido, ciclo ISTIG e ciclo combinado operando em 80% do tempo e utilizando combustível de 2,18 US\$/GJ chegou-se a custos da energia elétrica gerada de 32,95 US\$/MWh, 34,8 US\$/MWh e 37,45 US\$/MWh, respectivamente.

Na Figura 5.9 (fator de recuperação de capital 0,0802 e preço do combustível de 2,18 US\$/GJ), observa-se que os custos da energia elétrica gerada para os ciclos a ar úmido, STIG, ISTIG, ciclo combinado e ciclo simples operando em 80% do tempo chegou a 32,95

US\$/MWh, 33,75 US\$/MWh, 34,8 US\$/MWh, 37,45 US\$/MWh e 37,8 US\$/MWh, respectivamente para tais ciclos. Por outro lado para as condições da Figura 5.10 (*fator de recuperação de capital* 0,0802 e *preço do combustível* de 3,5 US\$/GJ), os referidos custos alcançaram 42,65 US\$/MWh para o ciclo HAT, 44,15 US\$/MWh para o ciclo STIG, 45,9 US\$/MWh para o ciclo ISTIG, 49,2 US\$/MWh para o ciclo combinado e 50,7 US\$/MWh para o ciclo simples.

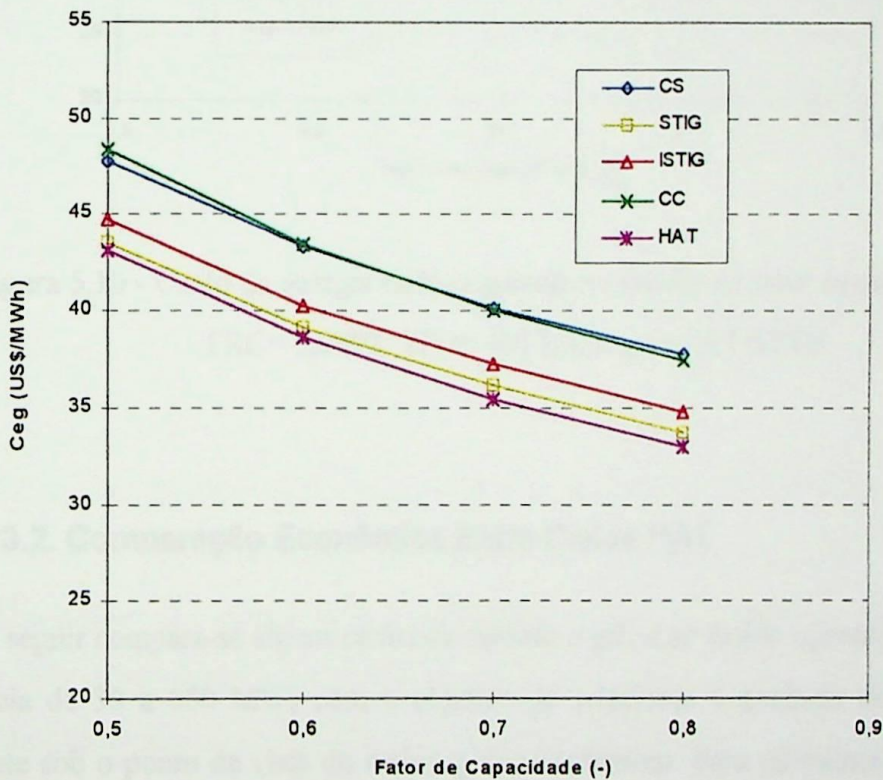


Figura 5.9 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para FRC=0,0802, TIT=1400 K e $L_{comb}=2,18$ US\$/GJ

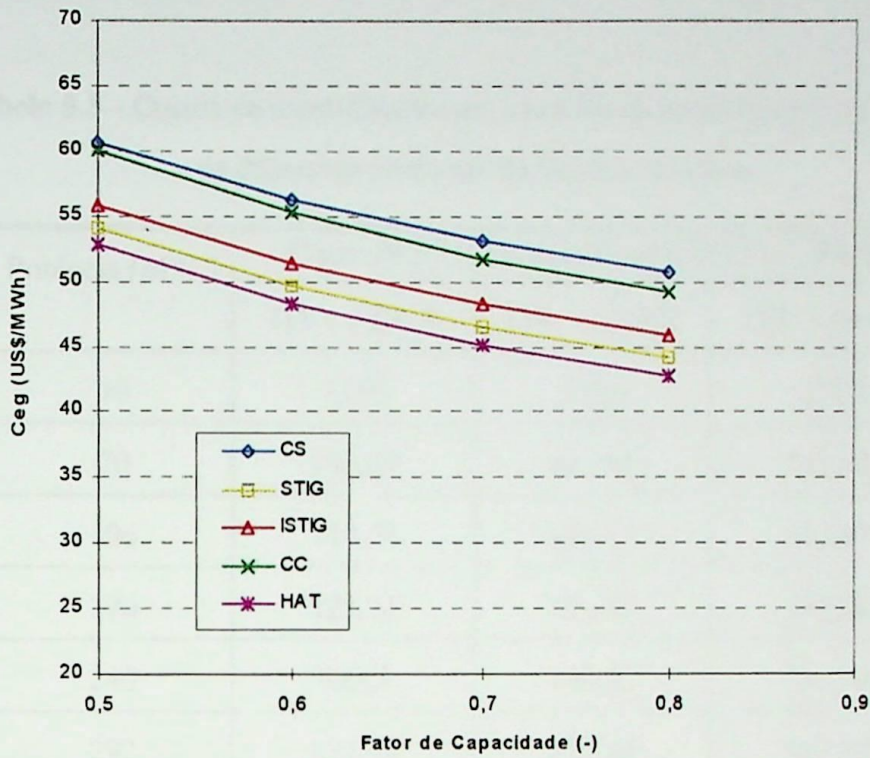


Figura 5.10 - Custo da energia elétrica gerada em função do fator de capacidade, para $FRC=0,0802$, $TIT=1400\text{ K}$ e $L_{\text{comb}}=3,5\text{ US\$/GJ}$

5.3.2. Comparação Econômica Entre Ciclos HAT

A seguir compara-se alguns *ciclos de turbina a gás a ar úmido* operando em uma faixa de potência de 30 a 650 MW_e com o objetivo de selecionar a potência de operação mais interessante sob o ponto de vista do maior ganho econômico. Para tal estima-se os custos de investimento dos ciclos HAT, em $\text{US\$/kW}$, para as temperaturas de 1200, 1400 e 1600 K, para potências de 70 a 650 MW_e (para 30 MW_e ver Tabela 5.2) conforme tabela 5.5, onde percebe-se que o custo de investimento decresce com o *aumento da potência do ciclo HAT e da temperatura máxima do ciclo*.

Tabela 5.5 - Custos de investimento para os *ciclos de turbina a gás a ar úmido* (HAT) de diferentes potências de Geração Elétrica

Potência (MW _e)	Custo de Investimento do ciclo HAT (US\$/kW)		
	TIT = 1200 K	TIT = 1400 K	TIT = 1600 K
30	1250	1183	1125,8
70	945,85	883,69	839,44
106	714,54	610,55	571,47
170	723,74	630,33	592,28
240	623,3	590,95	535,38
292	622,94	608,84	562,15
480	677,02	583,55	552,03
650	684,27	584,56	547,24

O *custo de investimento, operação e manutenção* (US\$/MWh) do ciclo HAT em função do *fator de capacidade*, para TIT de 1400 e 1600 K, em diversas faixas de potência elétrica, nos bornes do gerador (30 a 650 MWe), estão representados graficamente pelas Figuras 5.11 a 5.14, para os dois *fatores de recuperação de capital* utilizados: 0,1710 e 0,0802. Observa-se que com o aumento da potência instalada para o ciclo HAT os *custos de investimento O&M* ($C_{inv,om}$) associados serão menores. Contudo essa tendência não é linear e tende a se estabilizar a partir da potência de 106 MWe em valores aproximadamente constantes. Isso ocorre pois o custo da turbina a gás por kW gerado cai com o aumento da potência desse equipamento, já que os custos de instalação, transporte, operação, manutenção, obras civis e outros, crescem muito pouco em relação ao aumento de potência da máquina.

Pode-se perceber que acima da potência de 106 MW os valores de custo sofrem pequenas oscilações, quando deveriam diminuir gradativamente ainda que em pequenas proporções. Esse fato pode ser explicado tendo em vista que as equações de estimativa do custo dos trocadores de calor e do umidificador para o ciclo HAT tem um limites de utilização, que é dado pela sua *capacidade de transferência de calor* (MW), no caso dos *trocadores de*

calor, de vazão de água (m^3/s) no caso do *umidificador* e de *potência útil*, no caso das *turbinas a gás* (Mw_e). Assim a partir de 106 MW de potência elétrica da planta, esses limites de utilização das referidas equações foram excedidos. Para solucionar-se tal impasse, optou-se em utilizar tantos componentes (*trocadores de calor, umidificador e turbina a gás*) quanto fossem necessários, de modo que não fossem excedidos os limites de capacidade de cada equipamento, o que acarretaria inviabilidade de utilização de tais equações empíricas. Com isso os custos caem com ao aumento da potência instalada enquanto tem-se a mesma quantidade de componentes no ciclo HAT(mesmo número de trocadores de calor, umidificador e turbina a gás), aumentando ligeiramente quando o número de componentes do ciclo aumenta, razão das oscilações, tanto nos *custos de investimento O&M*, quanto dos *custos da energia gerada* (ver Figuras 5.17 e 5.18) para o ciclo a ar úmido. Recomenda-se usar a extrapolação das curvas de custo, para se corrigir tal incongruência.

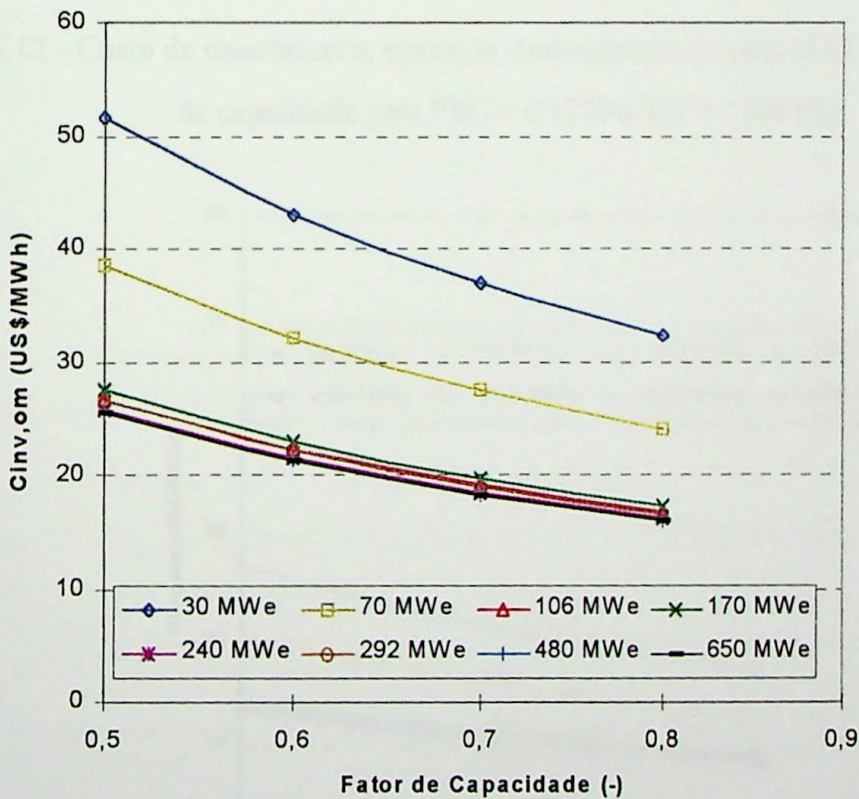


Figura 5.11 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,1710 e TIT = 1400 (K)

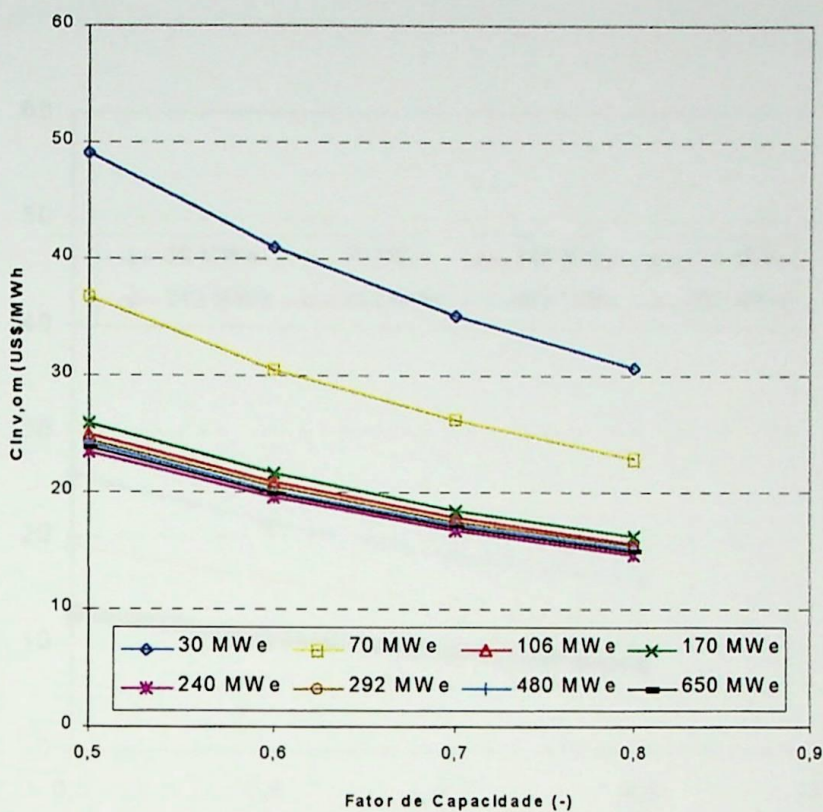


Figura 5.12 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,1710 e TIT = 1600 (K)

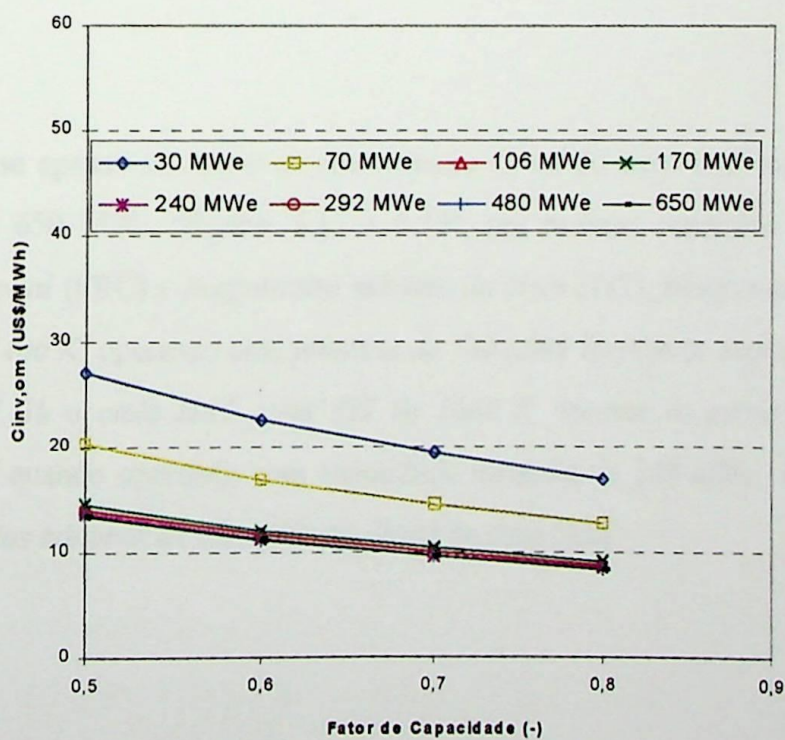


Figura 5.13 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,0802 e TIT = 1400 (K)

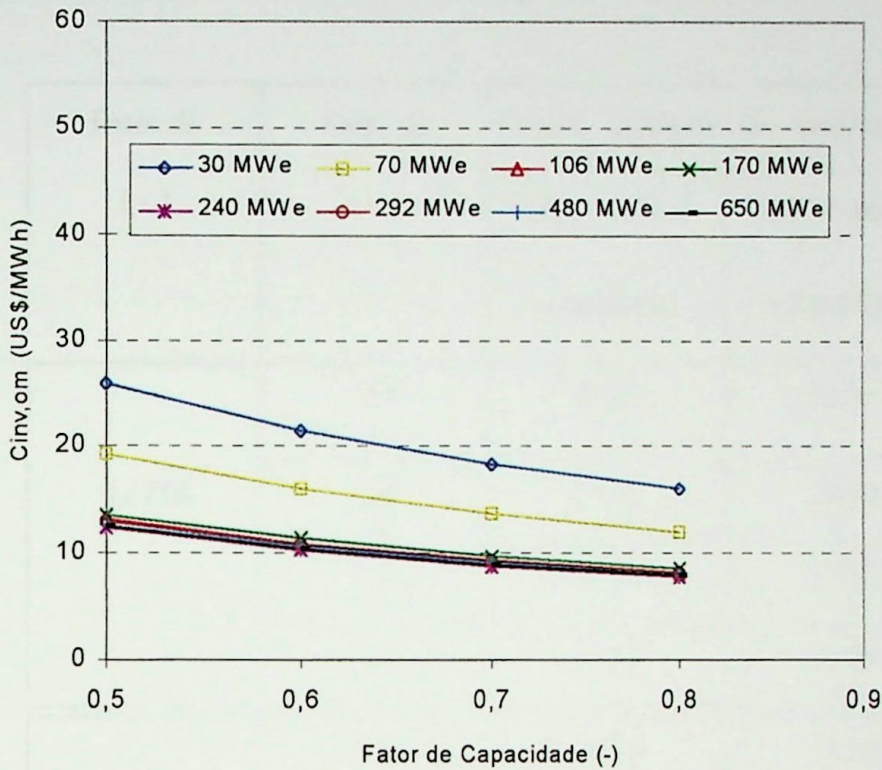


Figura 5.14 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para $FRC = 0,0802$ e $TIT = 1600$ (K)

Analisando-se apenas os *custos de investimento O&M* do ciclo HAT operando com potência de 106 a 650 MWe (Figuras 5.11 a 5.14), nas mesmas condições do *fator de recuperação de capital (FRC)* e *temperatura máxima do ciclo (TIT)*, observa-se que o ciclo HAT, com *TIT* de 1400 K, operando com potência de 480 MWe fornece os menores custos de investimento O&M. Já o ciclo HAT, com *TIT* de 1600 K, fornece os menores custos de investimento O&M quando operando com capacidade instalada de 240 MWe. A Tabela 5.6 apresenta esses *custos mínimos de investimento O&M* do ciclo HAT.

Tabela 5.6 - Custos mínimos de investimento O&M para os ciclos HAT de 106 a 650 MWe

Fator de (-)	Fator de (-)	Custos mínimos de investimento	
		TIT = 1400 K (480 MW _e)	TIT = 1600 K (240 MW _e)
0,1710	0,5	25,45	23,35
	0,6	21,21	19,46
	0,7	18,18	16,68
	0,8	15,91	14,59
0,0802	0,5	13,36	12,25
	0,6	11,13	10,21
	0,7	9,54	8,75
	0,8	8,35	7,66

Afim de comparar-se os *custos da energia elétrica gerada* pelo ciclo HAT (em US\$/MWh) aos valores médios dos *preço da energia elétrica vendida* pela empresa geradora (FURNAS Centrais Elétricas S.A., por exemplo) às concessionárias de energia elétrica (ELETRONORTE, CEMIG, CERJ, CESP e outras), e destas para a indústria, é necessário adotar-se indicativos econômico (taxa de juros e vida útil do investimento) que, em média, se assemelhem aqueles vigentes no atual cenário econômico brasileiro (1998). Portanto adota-se como parâmetro de comparação um cenário financeiro com uma taxa de juros de 22% ao ano (1,671% ao mês) e 20 anos de vida útil da instalação de turbina a gás de ciclo úmido, isto resulta em um *fator de recuperação de capital* de 0,2242 (Oliveira, 1982).

As Figuras 5.15 e 5.16 representam o *custos de investimento O&M* em função do *fator de capacidade* para um *fator de recuperação de capital* de 0,2242 com temperaturas de 1400 e 1600 K, respectivamente. Considera-se nestas figuras que os *custos de investimento O&M* do ciclo HAT operando com potência de 106 a 650 MWe sejam aproximadamente os mesmos. Assim adota-se para TIT de 1400 K os valores do *custo de investimento O&M* como sendo aqueles para o ciclo HAT operando com potência de 480 MWe, já para o ciclo HAT operando com TIT de 1600 K adota-se os *custos de investimento O&M* associados à instalação que fornece potência de 480 MWe.

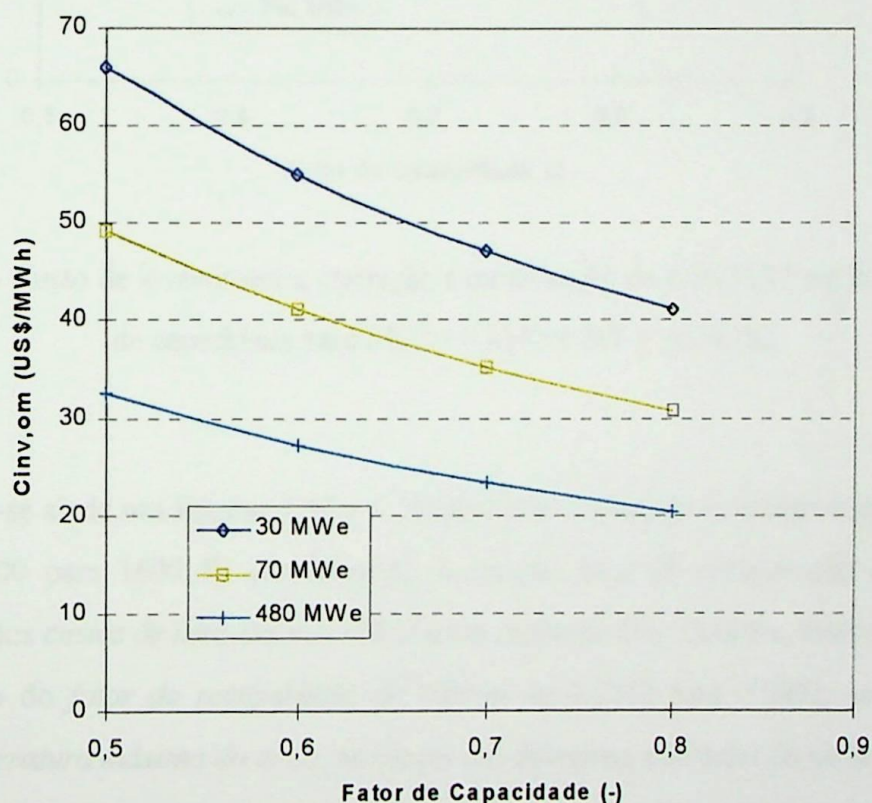


Figura 5.15 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para FRC = 0,2242 e TIT = 1400 (K)

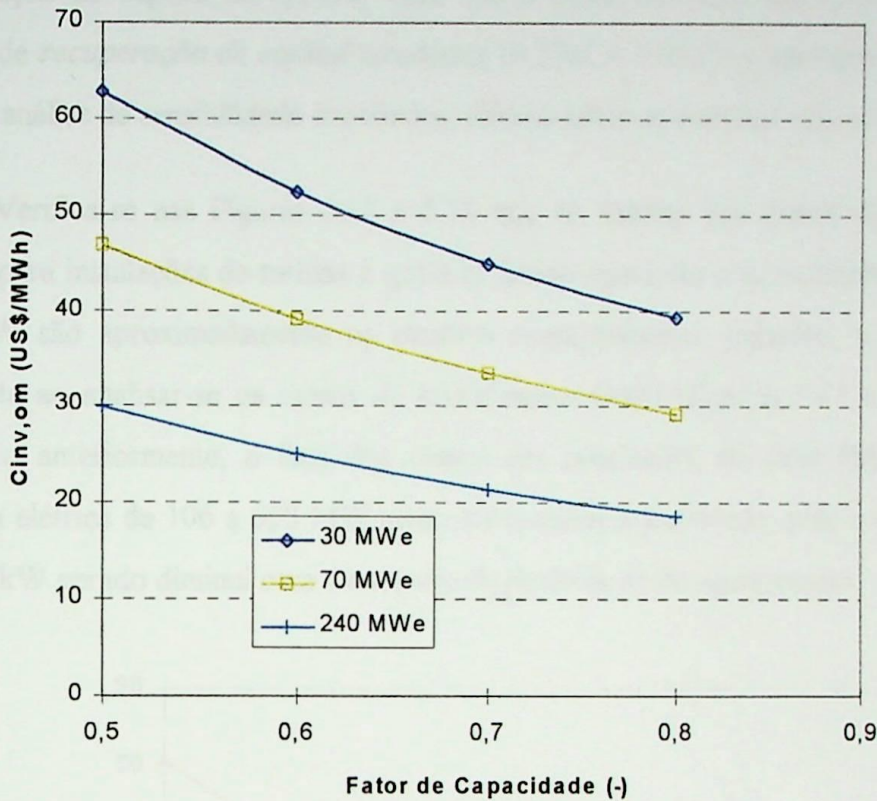


Figura 5.16 - Custo de investimento, operação e manutenção do ciclo HAT em função do fator de capacidade para $FRC = 0,2242$ e $TIT = 1600$ (K)

Nota-se ainda nas Figuras 5.15 a 5.16 que com o aumento da *temperatura máxima do ciclo* de 1400 para 1600 K, considerando o mesmo *fator de recuperação de capital*, a *diminuição dos custos de investimento O&M* é em média de 5%. Também observa-se que com a diminuição do *fator de recuperação de capital* de 0,2242 para 0,0802, considerando a mesma *temperatura máxima do ciclo*, as curvas das diferentes potências do ciclo HAT tendem a se aproximar, o que indica menor diferença de custo entre as opções de investimento consideradas. É válido lembrar que a *diminuição do fator de recuperação de capital* ocorre devido às melhores condições do mercado financeira (menores taxas de juros) e maior tempo de amortização do investimento (maior vida útil dos ciclos, devido ao maior aporte tecnológico).

As Figuras 5.17 e 5.18 mostram-se como variam os *custos da energia elétrica gerada* quando aumenta-se a potência elétrica instalada *do ciclo a ar úmido* para preços do gás natural de 2,6 e 3,5 US\$/GJ (CEMIG, 1997) e para o óleo Diesel custando 6,6 US\$/GJ (Informativo CESP e COMGÁS, 1993). Nestas figuras considera-se apenas o *fator de*

recuperação de capital de 0,1710, visto que o comportamento das curvas para os demais fatores de recuperação de capital estudados (0,2242 e 0,0802) é análogos a este, no que se refere a análise de sensibilidade econômica, diferenciando apenas nos valores numéricos.

Verifica-se nas Figuras 5.17 e 5.18 que os valores dos custos da energia elétrica gerada para instalações de turbina a gás a ar úmido operando com potência elétrica de 106 a 650 MW são aproximadamente os mesmos acompanhando, portanto, a mesma tendência verificada ao analisar-se os custos de investimento O&M (Figuras 5.11 a 5.14). Conforme explicado anteriormente, o fato dos custos das instalações do ciclo HAT operando com potência elétrica de 106 a 650 MW serem os mesmos é justificada, pois o custo da turbina a gás por kW gerado diminui com o aumento da potência desse equipamento.

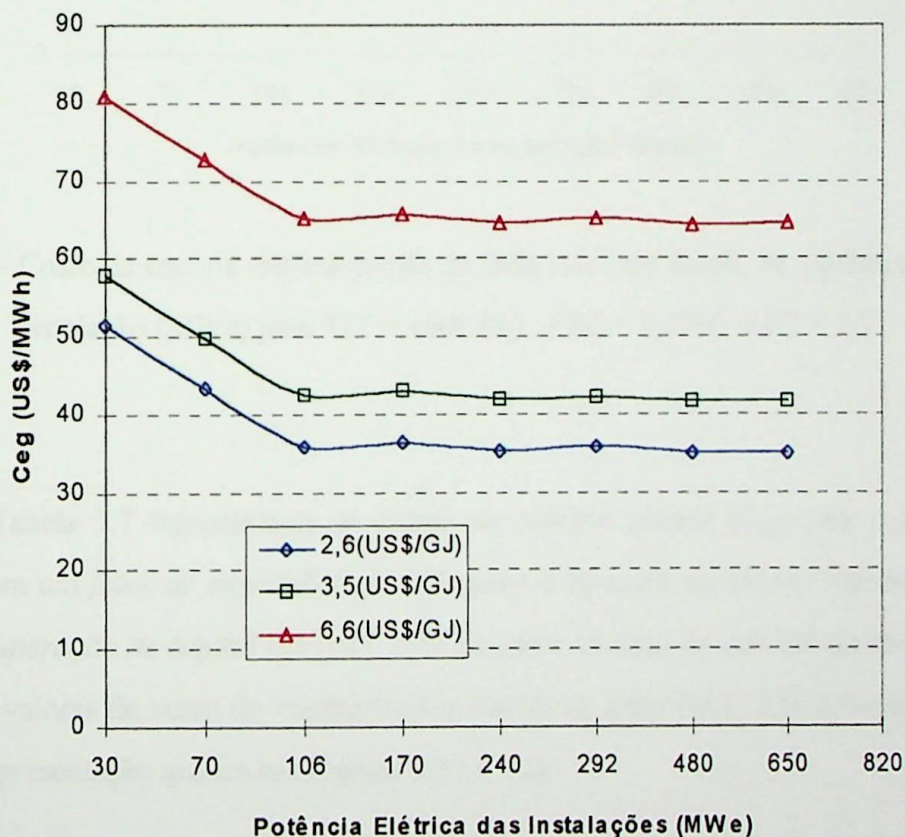


Figura 5.17 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função da potência elétrica da instalação (MWe) para TIT = 1400 (K) , FRC = 0,1710 e FC = 0,8

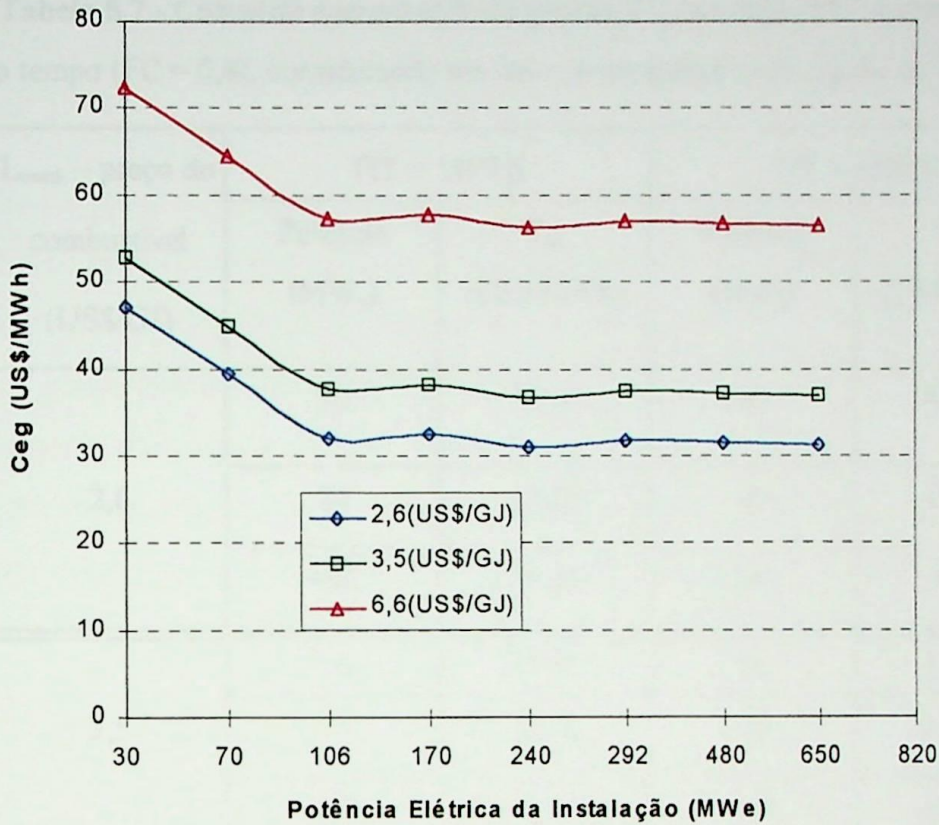


Figura 5.18 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função da potência elétrica da instalação (MWe) para $TIT = 1600$ (K), $FRC = 0,1710$ e $FC = 0,8$

Na Tabela 5.7 representa-se os *custos da energia gerada* (C_{eg}) para o ciclo HAT, operando com um *fator de capacidade* de 0,8 numa conjuntura econômica representada pelo *fator de recuperação de capital* 0,1710 (15% ao ano e 15 anos de vida útil do investimento), para os três valores de custo do combustível utilizável no ciclo HAT: 2,6; 3,5 e 6,6 US\$/GJ, conforme representação gráfica nas Figuras 5.17 e 5.18.

Tabela 5.7 - Custos da energia elétrica gerada (C_{eg}) do ciclo HAT operando em 80% do tempo ($FC = 0,8$), considerando um fator de recuperação de capital de 0,1710

L_{comb} – preço do combustível (US\$/GJ)	TIT = 1400 K		TIT = 1600 K	
	Potência (MW _e)	C_{eg} (US\$/MWh)	Potência (MW _e)	C_{eg} (US\$/MWh)
2,6	30	51,36	30	47,07
	70	43,20	70	39,27
	480	35,02	240	30,98
3,5	30	57,97	30	52,74
	70	49,82	70	44,94
	480	41,63	240	36,65
6,6	30	80,76	30	72,29
	70	72,60	70	64,48
	480	64,42	240	56,20

As Figuras 5.19 a 5.22 mostram os custos da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função da porcentagem do tempo anual em que a instalação opera em plena carga (*fator de capacidade*), para as principais potências de geração elétrica abordadas neste estudo, isto é: 30 MW, 70 MW, 240 MW para TIT = 1600 K e 480 MW para TIT = 1400 K. Considera-se, ainda nos gráficos das figuras citadas, um *fator de recuperação de capital* de 0,2242 (taxa mínima de atratividade de 22% ao ano e vida útil de 20 anos). Vale lembrar que este *fator de recuperação de capital* foi selecionado baseado nos valores médios do mercado financeiro atual (1998), conforme esclarecido anteriormente.

Nas Figuras 5.19 e 5.20 compara-se os *custos da energia elétrica gerada* em instalações de potência do ciclo HAT operando com potências máximas de 30, 70 e 480 MWe, e temperatura de 1400K, considerando o *preço do combustível* de 2,6 US\$/GJ (gás natural em gasodutos e subsidiado) e de 6,6 US\$/GJ (óleo Diesel a preço de mercado), respectivamente para as figuras mencionadas. Assim observa-se das Figuras 5.19 e 5.20 que o *custos da energia elétrica gerada* mais baixo ocorre para o ciclos HAT operando com potência de 480 MWe, cujo valor, considerando um *fator de capacidade* de 0,8, estima-se em 39,45 US\$/MWh utilizando gás natural a 2,6 US\$/GJ, e 68,85 US\$/MWh utilizando óleo Diesel a 6,6 US\$/GJ.

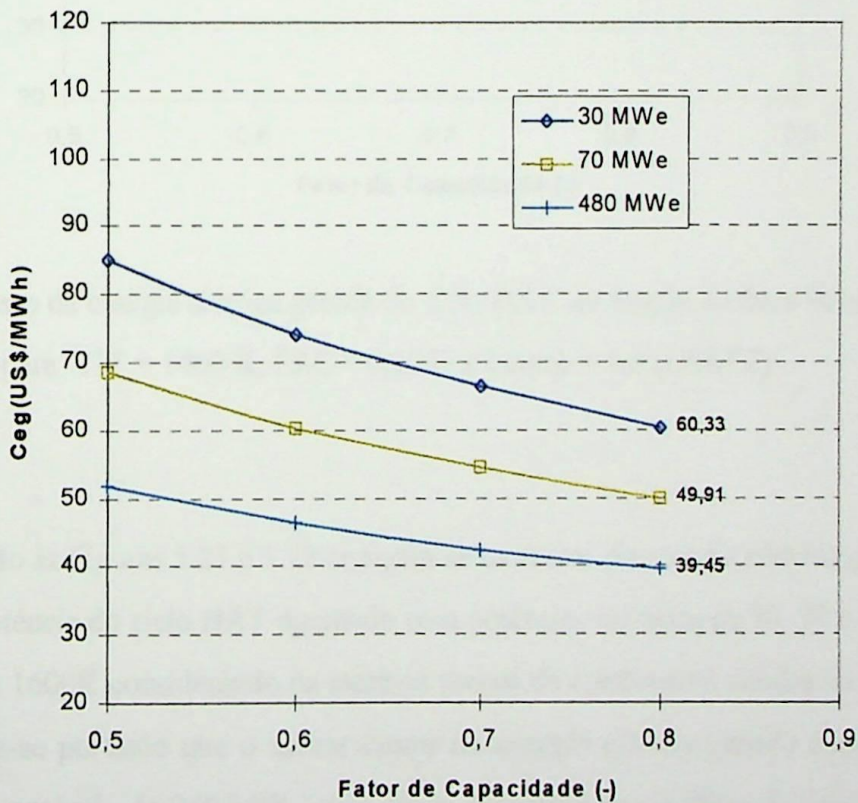


Figura 5.19 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1400 K, FRC = 0,2242 e Lcomb = 2,6 (US\$/GJ)

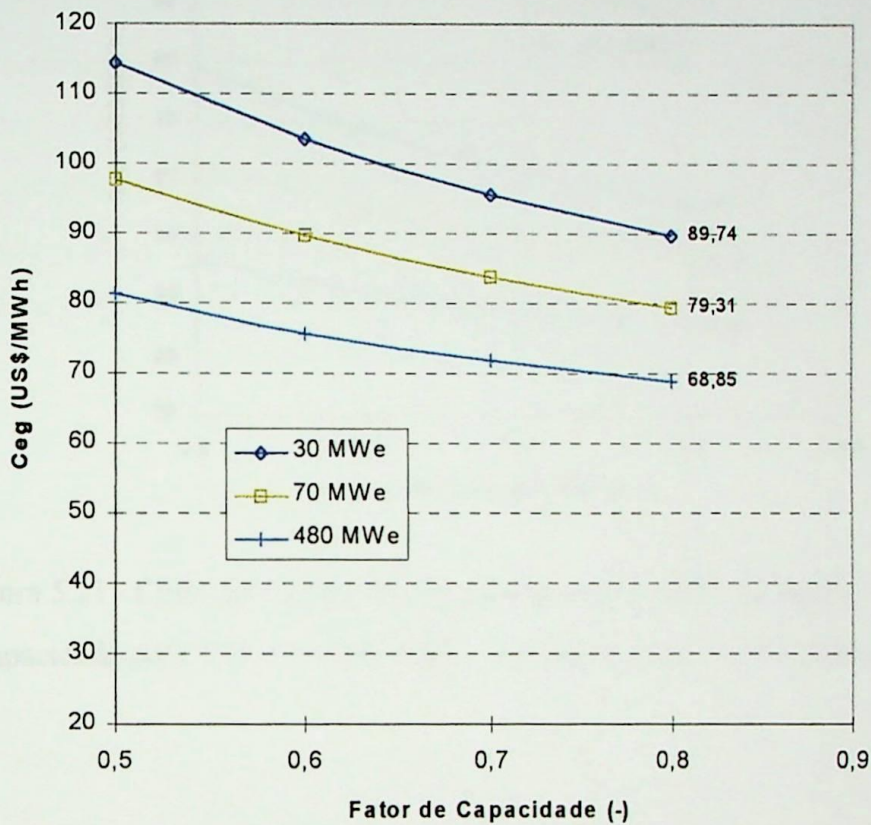


Figura 5.20 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para $TIT = 1400\text{ K}$, $FRC = 0,2242$ e $L_{comb} = 6,6$ (US\$/GJ)

Em relação às Figuras 5.21 e 5.22 compara-se os *custos da energia elétrica gerada* em instalações de potência do ciclo HAT operando com potências máximas de 30, 70 e 240 MW_e e temperatura de 1600K considerando os mesmos preços de combustível citados no parágrafo anterior. Observa-se portanto que o menor *custos da energia elétrica gerada* ocorre para o ciclos HAT com potência de 240 MW_e, cujo valor, considerando um *fator de capacidade* de 0,8, estima-se em 35,04 US\$/MWh utilizando gás natural a 2,6 US\$/GJ, e avalia-se em 60,26 US\$/MWh o *custos da energia elétrica gerada* utilizando óleo Diesel a 6,6 US\$/GJ.

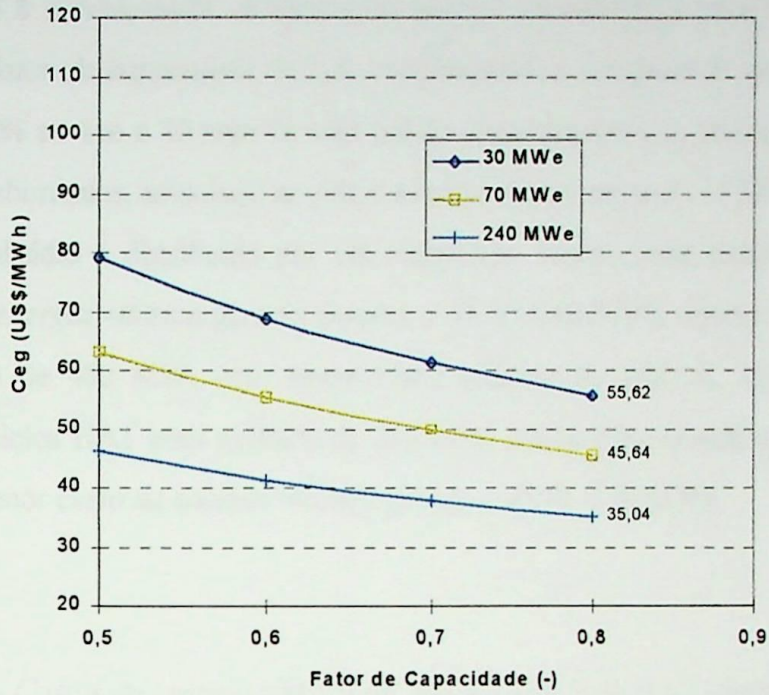


Figura 5.21 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1600 K, FRC = 0,2242 e Lcomb = 2,6 (US\$/GJ)

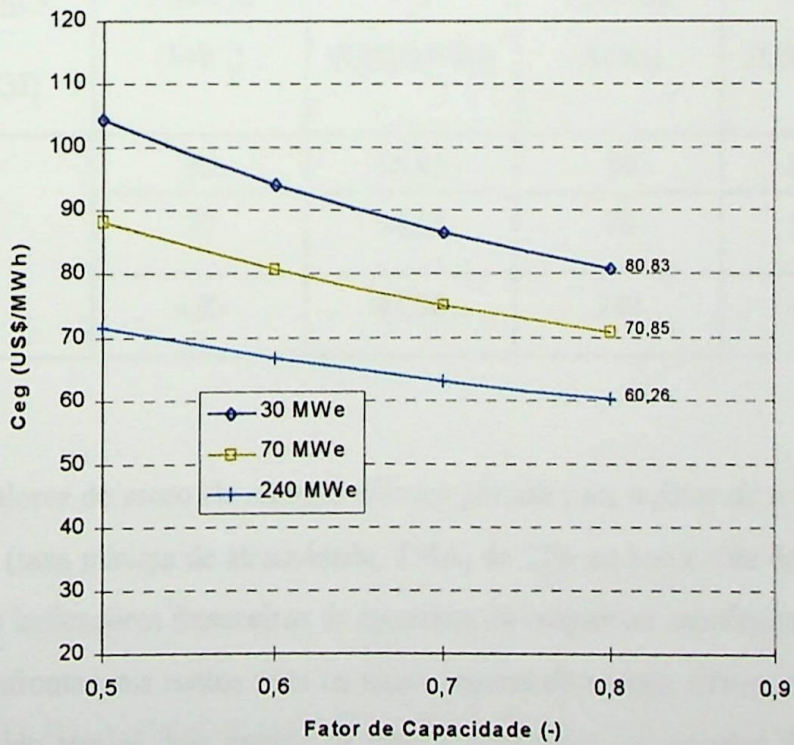


Figura 5.22 - Custo da energia elétrica gerada do ciclo HAT em função do fator de capacidade para TIT = 1600 K, FRC = 0,2242 e Lcomb = 6,6 (US\$/GJ)

Na Tabela 5.8 representa-se os *custos da energia gerada* (C_{eg}) para o ciclo HAT, operando com um *fator de capacidade* de 0,8, considerando-se um *fator de recuperação de capital* 0,2242 (22% ao ano e 20 anos de vida útil do investimento) e as principais potências de geração elétrica abordadas, associado ao preço máximo do gás natural, 3,5 US\$/GJ, que tal combustível sem subsídio e distribuído por via rodoviária. Nesta tabela observa-se que os menores *custos da energia elétrica gerada* chegam a 41,30 US\$/MWh tratando-se do ciclos HAT com potência de 480 MW_e com *temperatura máxima* de 1400 K. Por outro lado considerando-se o ciclos HAT com potência de 240 MW_e e *temperatura máxima* de 1600 K observa-se que o menor *custo da energia elétrica gerada* é 40,72 US\$/MWh.

Tabela 5.8 - Custos da energia elétrica gerada (C_{eg}) do ciclo HAT operando em 80% do tempo (FC = 0,8), considerando um *fator de recuperação de capital* de 0,2242

Preço do combustível (US\$/GJ)	TIT = 1400 K		TIT = 1600 K	
	Potência (MW _e)	C_{eg} (US\$/MWh)	Potência (MW _e)	C_{eg} (US\$/MWh)
3,5	30	66,95	30	61,29
	70	56,52	70	51,31
	480	41,30	240	40,72

Com os valores de *custo da energia elétrica gerada* para o *fator de recuperação de capital* de 0,2242 (taxa mínima de atratividade, TMA, de 22% ao ano e vida do investimento de 20 anos), cujos indicadores financeiros se aproxima da conjuntura econômica brasileira em 1998, pode-se confrontar tais custos com os atuais valores de energia elétrica negociados no Brasil. Nesse sentido tem-se dois pontos de vista a considerar, o primeiro diz respeito às concessionárias de energia elétrica (CEMIG, CESP, CERJ, LIGHT e outras) que compram a energia elétrica da empresa geradora (FURNAS Centrais Elétricas S.A.) por 30,33 R\$/MWh (Portaria 114, abril de 1997, de DNAEE), o segundo ponto de vista refere-se às indústrias

consumidoras de energia elétrica que compram a energia das concessionárias acima citadas por 61,20 R\$/MWh.

Com relação às concessionárias de energia elétrica a instalação do ciclo HAT para comercialização da energia, considerando o *fator de recuperação de capital* 0,2242 e o *fator de capacidade* 80%, não se justifica do ponto de vista estritamente econômico, pois observa-se das Figuras 5.19 a 5.22 e Tabela 5.9 que todos os *custos da energia elétrica gerada* pelo ciclo HAT, para os três preços de combustível abordados, ficaram acima de 30,33 R\$/MWh, que é o preço da energia elétrica vendida pela empresa geradora.

Contudo, para o setor industrial, a instalação de um *ciclo de turbina a gás a ar úmido* na conjuntura econômica proposta é de grande interesse. A tabela 5.9 mostra os ciclos HAT estudados que apresentam o *custo da energia elétrica gerada* abaixo do preço da energia elétrica vendida pelas concessionárias de energia elétrica no Brasil (61,20 R\$/MWh). Portanto verifica-se nesta tabela que a economia de energia obtida com a geração elétrica através do ciclo HAT varia de 1,42 % (TIT = 1400 K, R = 15, $L_{\text{comb}} = 2,6$ US\$/GJ) até 42,75 % no caso do ciclo operando a 1600 K, razão de pressão 20 e utilizando gás natural canalizado e subsidiado (2,6 US\$/GJ).

Conclui-se que esta última condição de projeto (TIT = 1600 K, R = 20, $L_{\text{comb}} = 2,6$ US\$/GJ) representa a condição econômica ótima dentre a faixa de potência analisada, isto é, aquela que fornece o menor *tempo de retorno do investimento*, calculado (equação 5.7) em aproximadamente três anos e oito meses (3,629 anos). Essa estimativa preliminar do *tempo de retorno do investimento* leva em consideração apenas o caso industrial, já que o caso das concessionárias mostrou-se inviável economicamente com os atuais preços da energia elétrica cobrado pela empresa de geração.

É importante que se esclareça que nesta análise preliminar e simplificada de viabilidade econômica do ciclo HAT, considera-se apenas os custos da energia elétrica comercializada no cenário Brasileiro, e não se leva em conta a economia que seria feita pelas concessionárias de energia elétrica em termos de investimentos em transmissão e geração hidroelétrica, já que a

implantação do ciclo HAT, por algum grande consumidor industrial, isentaria as concessionárias de investir no setor. Também não foram abordados casos como a venda de excedente de energia elétrica da indústria para as concessionárias e aluguel das linhas de transmissão para venda de energia elétrica para outros setores industriais. Contudo esses detalhes comerciais e financeiros do setor elétrico contribuem ainda mais para a atratividade da opção de implantação deste ciclo inovador de turbina a gás a ar úmido.

TC = 0,8	TC = 0,8	TC = 0,8	TC = 0,8
TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K
R = 15	R = 15	R = 15	R = 15
L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5
US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ
TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K
R = 20	R = 20	R = 20	R = 20
L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5
US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ
TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K	TIT = 1400 K
R = 15	R = 15	R = 15	R = 15
L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5
US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ
TIT = 1600 K	TIT = 1600 K	TIT = 1600 K	TIT = 1600 K
R = 20	R = 20	R = 20	R = 20
L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5	L _{comb} = 1,5
US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ
TIT = 1600 K	TIT = 1600 K	TIT = 1600 K	TIT = 1600 K
R = 20	R = 20	R = 20	R = 20
L _{comb} = 1,6	L _{comb} = 1,6	L _{comb} = 1,6	L _{comb} = 1,6
US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ	US\$/GJ

Tabela 5.9 - Diferença percentual e absoluta (US\$/MWh) entre os *custos da energia elétrica gerada* para os ciclos HAT de interesse e o *custo da energia elétrica industrial comercializada* (C_{cc}) no Brasil (61,20 US\$/MWh)⁽⁵⁾, considerando um *fator de recuperação de capital* de 0,2242 e *fator de capacidade* de 80%

Características do ciclo HAT para FRC = 0,2242 e FC = 0,8		C_{cg} - Custo da energia elétrica gerada	$(C_{cc} - C_{cg})$	Economia $\left(\frac{C_{cc} - C_{cg}}{C_{cc}}\right)$
TIT, R, L_{comb}	Potência)	(US\$/MWh)	(US\$/MWh)	(%)
TIT = 1400 K R = 15 $L_{comb} = 2,6$ US\$/GJ	30 MWe	60,33	0,87	1,42 %
	70 MWe	49,91	11,29	18,45 %
	480 MWe	39,45	21,75	35,54 %
TIT = 1600 K R = 20 $L_{comb} = 2,6$ US\$/GJ	30 MWe	55,62	5,58	9,12 %
	70 MWe	45,64	15,56	25,42 %
	240 MWe	35,04	26,16	42,75 %
TIT = 1400 K R = 15 $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ	70 MWe	56,52	4,68	7,65 %
	480 MWe	41,30	19,90	32,15 %
TIT = 1600 K R = 20 $L_{comb} = 3,5$ US\$/GJ	70 MWe	51,31	9,89	16,16 %
	240 MWe	40,72	20,48	33,46 %
TIT = 1600 K R = 20 $L_{comb} = 6,6$ US\$/GJ	240 MWe	60,26	0,94	1,54 %

⁽⁵⁾ É razoável considerar que na atual conjuntura econômica R\$ 1,00 equivale a US\$ 1,00



6 - CONCLUSÕES

A busca de soluções energéticas viáveis e com menores custos de investimento, operação e manutenção e conformidade com a legislação ambiental no que se refere às baixas emissões de NO_x e SO_x , tem apontado os ciclos com umidificação à saída do processo de compressão (ciclo HAT) como uma instalação de potência térmica capaz de competir com o ciclo combinado em termos de eficiência e potência de saída. A vantagem do ciclo HAT reside na simplicidade, menores custos de instalação, operação e manutenção associado ao fato de contar com reduzidas perdas térmicas e menores irreversibilidades se comparado às do ciclo combinado, pois este último incorpora em seu sistema uma caldeira de recuperação.

6.1. Conclusões da Análise Termodinâmica

Os resultados térmicos foram obtidos explorando-se os efeitos das variáveis básicas na análise do comportamento da instalação isto é, *relação de pressão do ciclo* (R) e a *temperatura de entrada da turbina* (TIT). Sendo assim, do ponto de vista do *máximo trabalho específico líquido do ciclo HAT*, observa-se que para as três temperaturas consideradas 1200, 1400 e 1600 K, tem-se 292 kJ/kg, 489 kJ/kg e 715,5 kJ/kg de ar, respectivamente para as razões de pressão 15, 20 e 30. Por outro lado, sob a ótica da *máxima eficiência térmica do ciclo HAT*, para 1200 K, 1400 K e 1600 K obteve-se 38,5%, 49% e 57% respectivamente para as razões de pressão de 10, 15 e 25. Adotou-se para análise térmica e econômica *do ciclo HAT e demais ciclos de turbina a gás* o critério de máximo desempenho térmico para escolha das configurações em estudo.

Após a análise dos principais parâmetros de desempenho térmico obtidos pela simulação do *ciclo de turbina a gás a ar úmido (HAT)*, compara-se os dados de *eficiência térmica e trabalho específico líquido* entre o ciclo HAT e quatro diferentes ciclos de turbina a gás com gaseificação de biomassa (CS: *ciclo simples*; STIG: *ciclo com injeção de vapor*; ISTIG: *ciclo com injeção de vapor e resfriamento intermediário nos compressores* e CC: *ciclo combinado*), em que observa-se que a eficiência do ciclo HAT, em termos médios, é

cerca 2 a 12% maior que a dos demais ciclos *com injeção de vapor* abordados (CC, STIG, ISTIG).

Os resultados termodinâmicos obtidos confirmam que a maior produção de energia ocorre para maiores razões de pressão associada à maior *temperatura de entrada da turbina a gás* (TIT), confirma também a tendência de que os ciclos que possuem resfriamento intermediário e um razoável aproveitamento do calor rejeitado pela turbina a gás (TG) são aqueles mais eficientes, embora não sejam, necessariamente, os que forneçam a maior *potência líquida do ciclo*. Observou-se ainda, dos gráficos das Figuras 4.3 e 4.4, que os pontos de *máximo trabalho específico líquido* e *máxima eficiência térmica do ciclo HAT*, aumentam de valor a medida que cresce a *temperatura de entrada da turbina* e que não ocorrem para a mesma *razão de pressão do ciclo*.

6.2. Conclusões da Análise de Sensibilidade Econômica

Realizou-se a análise de sensibilidade dos *custos de investimento O&M* ($C_{inv,om}$) e da *energia elétrica gerada* (C_{eg}) considerando diferentes condições econômicas de *preços de combustível, fatores de capacidade, taxa de juros e vida da planta*. Assim dividiu-se os resultados da análise de sensibilidade econômica em *duas etapas*: na *primeira etapa* fez-se a comparação econômica entre o ciclo HAT e diferentes ciclos de turbina a gás; na *segunda etapa* desenvolveu-se a comparação entre ciclos HAT de diferentes capacidades de geração de potência elétrica.

6.2.1. Primeira Parte

Com relação à primeira etapa dos resultados econômicos (comparação econômica entre o *ciclo de turbina a gás a ar úmido* e os diferentes ciclos de turbina a gás com gaseificação de biomassa abordados), chegou-se aos *custos de investimento* do ciclo HAT de 30 MW_e, estimados em 1250, 1183 e 1125,8 US\$ /kW, associados às três *temperaturas máximas do ciclo*, 1200 1400 e 1600 K, respectivamente. Para o ciclo combinado, com a mesma potência de geração elétrica citada, os *custos de investimento* são cerca de 30 a 36% maiores que os do

ciclo HAT, chegando a 1809,8 1705,5 e 1758 US\$ /kW, associados às três *temperaturas máximas do ciclo*, 1200 1400 e 1600 K, respectivamente. Os demais ciclos considerados (*ciclos simples, com injeção de vapor, com injeção de vapor e resfriamento intermediário nos compressores, todos operando com biomassa gaseificada*), também gerando 30 MW_e, contam com um *custo de investimento* constante para as três *temperaturas máximas do ciclo* citadas (Bortolaia, 1996), custo este da ordem de 1416 US\$ /kW,

Através dos *custos de investimento* obteve-se os *custos de investimento operação e manutenção* ($C_{inv,om}$) dos ciclos HAT e demais ciclos térmicos em questão operando com potência de geração elétrica fixada em 30MW. Comparou-se os principais parâmetros econômicos destes ciclos considerando as mesmas condições financeiras de mercado e de vida útil da planta (fator de recuperação de capital 0,0802 e 0,1710), o mesmo preço do combustível (2,18 e 3,5 US\$/GJ) e os mesmos parâmetros de projeto (critério de máximo desempenho). Com isso pôde-se observar, através dos gráficos e tabelas, que para uma taxa de atratividade de 15% ao ano (1,17% ao mês) com vida útil da planta de 15 anos (*fator de recuperação de capital* 0,1710), *temperatura máxima do ciclo* de 1400 K e *fator de carga* 80%, chegou-se a um *custo de investimento O&M para o ciclo HAT* de 32,24 US\$/MWh contra 38,6 US\$/MWh para o *ciclo combinado*, já para os demais ciclos (CS, STIG e ISTIG), estimou-se estes custos como sendo cerca de 8% maior que o do ciclo HAT, nas mesmas condições acima citadas. Considerando o ciclo HAT para a *temperatura de entrada da turbina* de 1600 K, observou-se uma diminuição de 5% nos *custos de investimento O&M* com relação ao ciclo HAT operando em 1400 K. Com relação ao ciclo HAT operando em 1200 K, observou-se que este apresenta os *custos de investimento O&M* 10% maiores que aqueles para o ciclo HAT operando a 1600 K.

Ainda considerando o cenário financeiro/operacional descrito acima (*fator de recuperação de capital* 0,1710, *fator de carga* 80%, TIT de 1400 K e potência de 30 MW_e), e assumindo o custo do combustível de 3,5 US\$/GJ, chegou-se a um *custo da energia gerada* (C_{eg}) de 57,97 US\$/MWh para o *ciclo de turbina agás a ar úmido*, já para os demais ciclos os referidos custos chegam 62,5 US\$/MWh, 64,4 US\$/MWh, 69,71 US\$/MWh e 69,32 US\$/MWh (Bortolaia, 1996), respectivamente para os ciclos STIG, ISTIG, *ciclo combinado* e *ciclo simples*.

6.2.2. Segunda Parte

Com relação à segunda etapa dos resultados econômicos, que se referem à comparação entre ciclos HAT de diferentes capacidades de geração de potência elétrica (30, 70, 106, 170, 240, 292, 480 e 650 MWe), chegou-se aos *custos de investimento* do ciclo HAT para cada instalação em análise (Tabela 5.5), em que observou-se que o menor *custo de investimento*, 535,38 US\$/kW, relaciona-se à instalações do ciclo HAT operando com 240 MW de potência elétrica, *temperatura de entrada da turbina* de 1600 K e *razão de pressão* 20.

Com os *custos de investimento* do ciclo HAT associado com os indicadores financeiros adotados (*fator de recuperação de capital*) obteve-se os *custos de investimento O&M* dos ciclos HAT para as diversas capacidades de geração de potência elétrica (30 a 650 MWe). Assim verificou-se que a medida que a potência da instalação aumenta, menores serão os *custos de investimento O&M* ($C_{inv,om}$) associados. Contudo essa tendência não é linear e tende a se estabilizar a partir da potência de 106 MWe em valores aproximadamente constantes da ordem de 16,6 US\$/MWh e 15,5 US\$/MWh, respectivamente para TIT de 1400 e 1600 K, considerando um cenário econômico com taxa de juros de 1,17% ao mês (15% ao ano) e vida útil da planta de 15 anos (*fator de recuperação de capital* 0,1710).

Analisando-se apenas os *custos de investimento O&M* do ciclo HAT operando com potência de 106 a 650 MWe (Figuras 5.11 a 5.14), nas mesmas condições do *fator de recuperação de capital* (FRC) e *temperatura máxima do ciclo* (TIT), observa-se que o ciclo HAT com TIT de 1400 K operando com potência de 480 MWe fornece os menores *custos de investimento O&M*. Já o ciclo HAT com TIT de 1600 K fornece os menores *custos de investimento O&M* quando operando com capacidade instalada de 240 MWe.

Para que se possa comparar os *custos de energia elétrica gerada* obtidos pela análise econômica do ciclo HAT com os preços da energia elétrica comercializada no Brasil foi necessário adotar-se uma *taxa interna de retorno* que se aproximasse mais das condições atuais do mercado financeiro nacional (22% ao ano) associado com uma vida útil do investimento de 20 anos, com isso chegou-se a um *fator de recuperação de capital* de 0,2242.

Utilizou-se para a análise de viabilidade econômica do ciclo HAT frente ao mercado nacional de energia três preços de combustível: 2,6 US\$/GJ (gás natural canalizado e subsidiado), 3,5 US\$/GJ (gás natural transportado por caminhão e sem subsídio) e 6,6 (óleo Diesel a preço de mercado). Adotou-se também dois valores do preço da energia elétrica comercializada no Brasil como base de comparação para a análise de sensibilidade econômica, sendo que não se leva em conta fatores como a economia dos investimentos em transmissão e geração hidroelétrica, bem como não foram abordados casos como a venda de excedente de energia elétrica da indústria para as concessionárias e aluguel das linhas de transmissão para venda de energia elétrica para outros setores industriais. Contudo conclui-se que esses aspectos comerciais e financeiros do setor elétrico contribuem ainda mais para a atratividade da opção de implantação do ciclo HAT.

Com isso a instalação do ciclo HAT para comercialização da energia por uma concessionárias de energia elétrica não se justifica do ponto de vista estritamente econômico, pois observa-se (Figuras 5.19 a 5.22 e Tabela 5.9) que todos os *custos da energia elétrica gerada* pelo ciclo HAT, para os três preços de combustível abordados, ficaram acima de 30,33 R\$/MWh, que é o preço da energia elétrica vendida pela empresa geradora.

Contudo, para o setor industrial, a instalação de um *ciclo de turbina a gás a ar úmido* na conjuntura econômica proposta é de grande interesse, pois pôde-se verificar que dentre as várias configurações estudadas, com o *fator de recuperação de capital* de 0,2242 e os três preços de combustível adotados, várias foram as instalações cujo *custo da energia elétrica gerada* ficaram abaixo do preço da energia elétrica vendida pelas concessionárias de energia citadas acima (61,20 R\$/MWh). Verifica-se que a economia de energia obtida com a geração elétrica através do ciclo HAT varia de 1,42 % (TIT = 1400 K, R = 15, $L_{\text{comb}} = 2,6$ US\$/GJ) até 42,75 % no caso do ciclo operando a 1600 K, razão de pressão 20 e utilizando gás natural canalizado e subsidiado (2,6 US\$/GJ).

Conclui-se, portanto, que o *ciclo de turbina a gás a ar úmido* operando com *temperatura máxima do ciclo* de 1600 K, *razão de pressão* 20, utilizando gás natural canalizado e subsidiado ($L_{\text{comb}} = 2,6$ US\$/GJ) e com capacidade de geração elétrica de 240 MW representa a condição técnica de projeto recomendada dentre as opções estudadas. Com essas condições e considerando um cenário financeiro que permite uma *taxa mínima de*

atratividade (TMA) de 22% ao ano e tempo de vida da instalação de 20 anos, chegou-se a um *tempo de retorno do investimento*, estimado em três anos e oito meses (3,629 anos).

6.3. Disposições Gerais

Vale observar a grande variação que resulta nos custos da energia produzida em decorrência de adotar-se um valor maior ou menor para a *taxa de juros* ou *taxa mínima de atratividade*, cujo valor em princípio deve ser estimado em uma ampla faixa. Reflete também nos dados econômicos as características relacionadas a operação e manutenção da planta, como o número de horas anuais que o ciclo irá operar, assim como o nível tecnológico da manutenção efetuada na instalação térmica. Portanto para que se possa reduzir os custos da energia elétrica gerada, fica evidente a importância de se assegurar um suprimento de combustível a baixos preços e operar com turbinas fabricadas com materiais de última geração capazes de suportar elevadas temperaturas em seus estágios iniciais, além de contar com alta durabilidade.

Como limitações do presente trabalho pode-se citar inicialmente os problemas que envolvem a seleção do umidificador mais adequado para a dada pressão interna do vaso e vazão de água borrifada no saturador o que, em alguns casos, pode causar desvios apreciáveis, sobretudo nos casos em que a razão de pressão estiver abaixo de 15 e a TIT acima de 1400 K. A modelagem econômica dos trocadores de calor segundo relações lineares não é considerada como uma restrição relevante, já que os dados de diferentes equipamentos e fabricantes apresentam um ajuste satisfatório. Contudo as equações utilizadas para estimar tais custos tem seus limites, que quando excedidos levaram a introdução de mais componentes de menores capacidades para atender a esses limites de utilização das referidas equações. Recomenda-se usar a extrapolação dos custos para se corrigir tal incongruência.

Do ponto de vista da qualidade dos dados de custo empregado para a turbina a gás, é preciso mencionar que os valores adotados para as diversas faixas de potência da turbina podem não reproduzir a realidade encontrada no Brasil. Contudo a utilização deste método com uma base de dados mais precisa poderá dar maior confiabilidade aos resultados, o que exigiria informações econômicas junto ao fabricante dos equipamentos.

É oportuno acrescentar que as limitações deste trabalho não impedem, de forma alguma, a determinação das configurações e tendências de caráter termodinâmico e econômico do ciclo HAT em variadas condições, o que constitui o principal objetivo deste trabalho.

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se citar os seguintes:

- a) O estudo do ciclo HAT fora do ponto de projeto, variando a temperatura de entrada da água no umidificador (T_{7w}), para se obter a umidade absoluta do ar úmido na saída do umidificador.
- b) A análise do umidificador pela 2ª Lei da Termodinâmica, comparando as temperaturas de saída do umidificador (T_6) com base na entropia do ponto 6, e com isso incorporar rotinas que calculem a provável temperatura T_6 (com uma determinada precisão de casas decimais) para as diversas condições do ciclo.
- c) A operação do ciclo HAT utilizando biomassa gaseificada como combustível
- d) A análise de sensibilidade econômica usando outras combinações de taxa de juros e vida útil da instalação, visando abranger o máximo de situações financeiras possíveis, dentro das opções consideradas factíveis.

7. APÊNDICE A -

ALGORÍTMO, FLUXOGRAMA E ESTRUTURA DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

O software desenvolvido tem a finalidade de calcular os parâmetros termodinâmicos de cada ponto do sistema em estudo (Figura 1.1). Tais parâmetros serão armazenados em um arquivo de dados para que possa ser, plotado os gráficos necessários ao nosso estudo, como por exemplo: *consumo específico de combustível (SFC) e trabalho útil (W_u) versus razão de pressão total do ciclo (r)*.

Inicialmente é descrito no *algoritmo de solução* os procedimentos de cálculo para que se possa chegar às grandezas termodinâmicas de interesse, utilizando as equações listadas no capítulo 3 . A seguir, no item A.2, é apresentado o *diagrama de blocos* para melhor visualização da estrutura do programa, e finalmente, no item A.3, as *rotinas* que fazem parte do programa computacional.

A.1. Algoritmo de Solução

O objetivo é a descrição dos procedimentos de cálculo para obter as condições termodinâmicas dos pontos demarcados no sistema da Figura 1.1, isto é, P_i , T_i , h_i e m_i , usando as equações do item anterior. Para isso serão seguidos os passos de um a doze descritos abaixo.:

Passo 1 - Entrada de Dados

Mostra-se a seguir as hipóteses iniciais adotadas para formulação do programa:

- a) O ar e vapor se comportam como um gás perfeito
- b) Expoente da Politrópica - γ

Ar: $\gamma_a = \left(\frac{C_p}{C_v} \right)_{\text{ar}} = 1,4$

Gases produto da combustão: $\gamma_{\text{prod}} = 1,33$

c) Foram assumidos constantes os valores do *calor específico da água líquida* (c_w), *ar seco* (c_a) e *gases produto da combustão* (c_{prod}), cujos valores são (Nascimento, 1994):

$$c_w = 4,186 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_a = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{\text{prod}} = 1,148 \text{ kJ/kg.K}$$

O valor do *calor específico do ar úmido* (c_{au}), foi calculado levando em conta o *calor específico da vapor d'água* como sendo $c_v = 1,863 \text{ kJ/kg.K}$ (Moran, 1976), assim:

$$c_{\text{au}} = c_a + X \cdot c_v = 1,005 + X \cdot 1,863 \text{ (kJ/kg.K)}$$

em que X é a umidade absoluta do ar em kg/kg ar

d) A umidade relativa na saída do evaporador (ϕ_6) é de 100%, isto é, o ar sai do umidificador saturado, e a umidade absoluta na saída do evaporador (X_6) máxima é de 30%.

e) Desprezou-se o aumento da temperatura, e por consequência da entalpia, provocado pelas bombas (de alimentação e de circulação), ou seja:

$$T_{1w} = T_{2w} \quad ; \quad T_{9w} = T_{9w1} = T_{9w2}$$

f) O volume específico da água líquida (v_w) foi assumido como constante e igual a:

$$v_w = 1,000 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

Todos os parâmetros adotados como entrada de dados estão apresentados na tabela A1 abaixo.

Tabela A.1 - Parâmetros Operacionais Adotados

<ul style="list-style-type: none"> • Condições do ar na entrada - T_1, P_1 • Efetividade do Trocador de Calor - ϵ • Eficiência politrópica dos Compressores - η_c • Eficiência politrópica da Turbina - η_t • Eficiência mecânica - η_m • Eficiência elétrica - η_{el} • Eficiência da Câmara de Combustão - η_{cc} • Perda de pressão na Câmara de Combustão - $p = 3\%$ • Perda de pressão nos Trocadores de Calor - lado água - $p = 3\%$ • Perda de pressão nos Trocadores de Calor - gases produto da combustão - $p = 3\%$ 	<ul style="list-style-type: none"> • Perda de pressão nos Trocadores de Calor - lado Ar - $p = 2\%$ • Perda de pressão no Evaporador - lado Ar - $p = 2\%$ • Taxa de Fluxo de Ar - m_1 [kg/kg ar] • Temperatura dos gases na chaminé - T_{12} • Temperatura de entrada da água de reposição e de resfriamento - T_{1w}, T_c • Temperatura dos Gases na Entrada da Turbina - T_9 • Temperatura do ar úmido na saída do umidificador - T_6 (K) • Razão de pressão do Compressor de baixa - r_L • Razão de pressão total - r
--	---

Passo 2 - Compressor de Baixa (LPC)

Pela equação (3.1) e os dados de entrada (T_1 , r_L e η_c) obtemos T_2 e, utilizando a equação (3.34) chegamos ao valor de h_1 e h_2 , por sua vez P_2 é calculado pela equação (3.48) e $m_2 = m_1$, pelo princípio da continuidade. Por sua vez, tendo h_2 , h_1 e η_m , obtemos $W_{c,L}$ pela eq.(3.2).

Passo 3 - Interesfriador (IC)

Deve-se, inicialmente, adotar um valor para T_{3w} ($= T_{3w1} = T_{3w2}$) em Kelvin. Este valor inicial será submetido a um teste de convergência mais adiante (Passo 12), podendo ser alterado ou mantido.

Com os dados obtidos no passo anterior e a efetividade $\underline{\varepsilon}$ (parâmetros de entrada), aplicamos a equação (3.3a) e (3.3b) para obter T_3 e T_{4w} respectivamente, com a equação (3.34) obtemos h_3 , usando a equação (3.43) obtemos P_3 e $m_3 = m_2$ (conservação da massa). Chegamos ao valor de m_{3w1} ($= m_{4w}$) através da equação (3.54) aplicada ao *interesfriador*..

Passo 4 - Compressor de Alta (HPC)

Com a equação (3.47) e os dados de entrada (r e r_L) calcula-se r_H que, levado à equação (3.4) juntamente com os dados de entrada e os dados obtidos do passo anterior chegamos ao valor de T_4 . Já com as equações (3.50) e (3.34) obtemos P_4 e h_4 , respectivamente. O trabalho específico do compressor de alta, $W_{c,H}$, obtém-se pela equação (3.5), utilizando os dados acima e de passos anteriores.

Passo 5 - Aftercooler (AC)

Com os dados obtidos no passo anterior e a efetividade ε (parâmetros de entrada), aplicamos a equação (3.6a) e (3.6b) para obter T_5 e T_{5w} respectivamente. A equação (3.35) é usada para obter h_5 , a equação (3.43) para obter P_5 , $m_5 = m_4$ (continuidade). Com as equações (3.55) aplicada ao *aftercooler*, chegamos ao valor de m_{5w} ($= m_{3w2}$), já com o parâmetro anteriormente calculado e a expressão (3.7) obtemos m_{3w} .

Passo 6 - Humidificador (EV)

Já que T_6 é um dado de entrada, e por hipótese o ar no ponto 6 está saturado, obtemos P_{6s} (pressão de saturação do vapor d'água no ponto 6) pela equação (3.31), P_6 vem da equação (3.43), sendo dado a perda de pressão no umidificador. Com os dados anteriores (P_{6s} , P_6 e ϕ - dado inicial -) calculamos P_{6v} e X_6 pelas equações (3.44) e (3.45). A entalpia do vapor superaquecido contido no ar úmido à saída do evaporador, h_{6v} , é conseguido por intermédio da equação (3.32), juntamente com os valores de T_6 e P_{6v} . Por outro lado h_{6a} é calculado pela expressão (3.34), por sua vez, o valor de h_6 é conseguido via equação (3.47). Com a equação (3.46) calcula-se m_{6v} que levado à equação (3.8c) nos permite calcular m_6 .

Passo 7 - Turbina a Gás e Recuperador

Tendo P_6 (passo anterior) e os dados iniciais, usamos a equação (3.43) para obter P_7 e P_9 . Já a pressão P_{10} obtém-se pela equação (3.16). Com os dados anteriormente calculados (P_2 , P_{10}) e os dados de entrada (η_t e γ) chega-se ao valor de T_{10} pela equação (3.15). Tendo T_6 , T_{10} e ε , através da equação (3.11b) chega-se ao valor de T_7 . Através da equação (3.38) calcula-se f , onde $h_{au,T1}$ e $h_{au,T2}$ são as entalpias do ar úmido à temperatura antes e depois do processo de combustão, respectivamente, dados pela equação (3.30), já o parâmetro ECV_{T2} obtém-se pelas expressões (3.36) e (3.37). Assim, tendo f , calcula-se h_{10} pela expressão (3.41), com o auxílio das equações (3.30) e (3.37).

Passo 8 - Recuperador (REC)

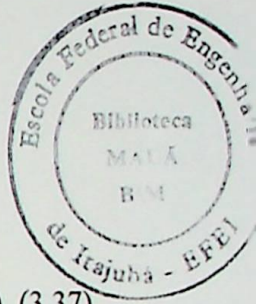
Com T_7 do passo anterior, e as equações.(3.27),(3.28),(3.29) e (3.30), chegamos ao valor da entalpia do ar úmido no ponto 7, h_7 . Por sua vez a temperatura T_{11} é obtida por intermédio da equação.(3.11a), usando os dados dos passos anteriores. Já h_{11} é calculado pela equação.(3.41), com o auxílio das equações.(3.30) e (3.37).

Passo 9 - Câmara de Combustão (CC)

Sendo T_9 um dado de entrada, obtemos h_9 , por intermédio das equações.(3.30), (3.37) e (3.41). Da equação (3.38), tendo f e \underline{m}_{au} ($= m_6$) obtém-se m_f que, levado a expressão (3.12a) juntamente com \underline{m}_7 ($= m_6$, conservação de massa) nos fornece m_9 . Pela equação.(3.14) chegamos ao valor de f_R , sendo conhecidas a eficiência da câmara de combustão(η_{cc}) e f calculado anteriormente.

Passo 10 - Economizador (EC), Misturadores M2 e M3, Evaporador (EV)

Com T_{12} (dado inicial) e T_{11} (passo 8) aplicada à equação.(3.22a) obtém-se T_{9w2} (é fácil observar que: $T_{9w2} = T_{9w1} = T_{9w}$). Com os parâmetros anteriores e a equação.(3.22b) obtém-se T_{8w} . Tendo T_{9w2} e T_{8w} e os dados dos passos precedentes chegamos ao valor de m_{9w2} ($= m_{8w}$) através da equação.(3.56), aplicada ao *economizador*. A equação.(3.25a) para o *misturador 2* juntamente com os dados dos passos 3 e 5 nos permitem calcular m_{6w} , que levado à equação.(3.26a) do *misturador 3* juntamente com \underline{m}_{8w} nos leva ao valor de m_{7w} . Este último parâmetro juntamente com \underline{m}_{6w} , obtido da equação.(3.46) dá condições de calcular m_{9w} através da equação.(3.8b) do *umidificador*, da mesma maneira, tendo \underline{m}_{9w2} e \underline{m}_{9w} , calcula-se através da equação.(3.8d) o valor de m_{9w1} ($= m_{10w}$). Ainda pelo *evaporador*, utilizando a equação.(3.10) tendo como dado inicial a umidade absoluta X_6 e os demais parâmetros dos passos anteriores calcula-se T_{7w} .



Passo 11 - Resfriador Externo (ExC), Misturador M1, Teste de Convergência.

Através da equação. (3.23) e os dados anteriores obtém-se T_{10w} . Por intermédio da equação.(3.24d), para o *misturador 1*, com T_{10w} e os parâmetros calculados anteriormente, chega-se ao valor de T_{3w} calculado ($T_{3w_{calc}}$), que será comparado com o valor de T_{3w} inicialmente adotado. Assim, se:

$$\left| \frac{T_{3w} - T_{3w_{calc}}}{T_{3w}} \right| \leq 1,0 \times 10^{-6}$$

segue-se para o passo seguinte, caso a condição acima não seja cumprida, faz-se:

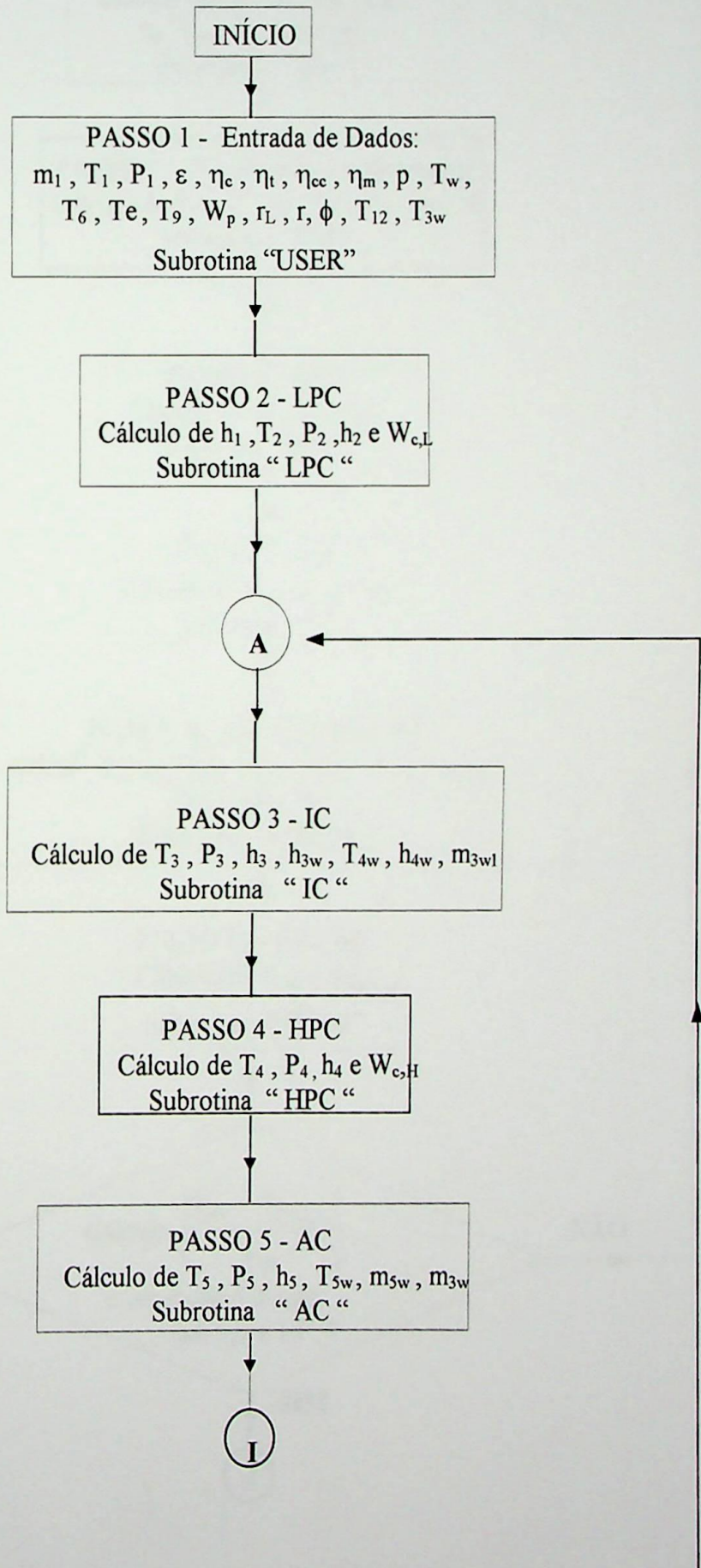
$$T_{3w} = \frac{T_{3w} + T_{3w_{calc}}}{2}$$

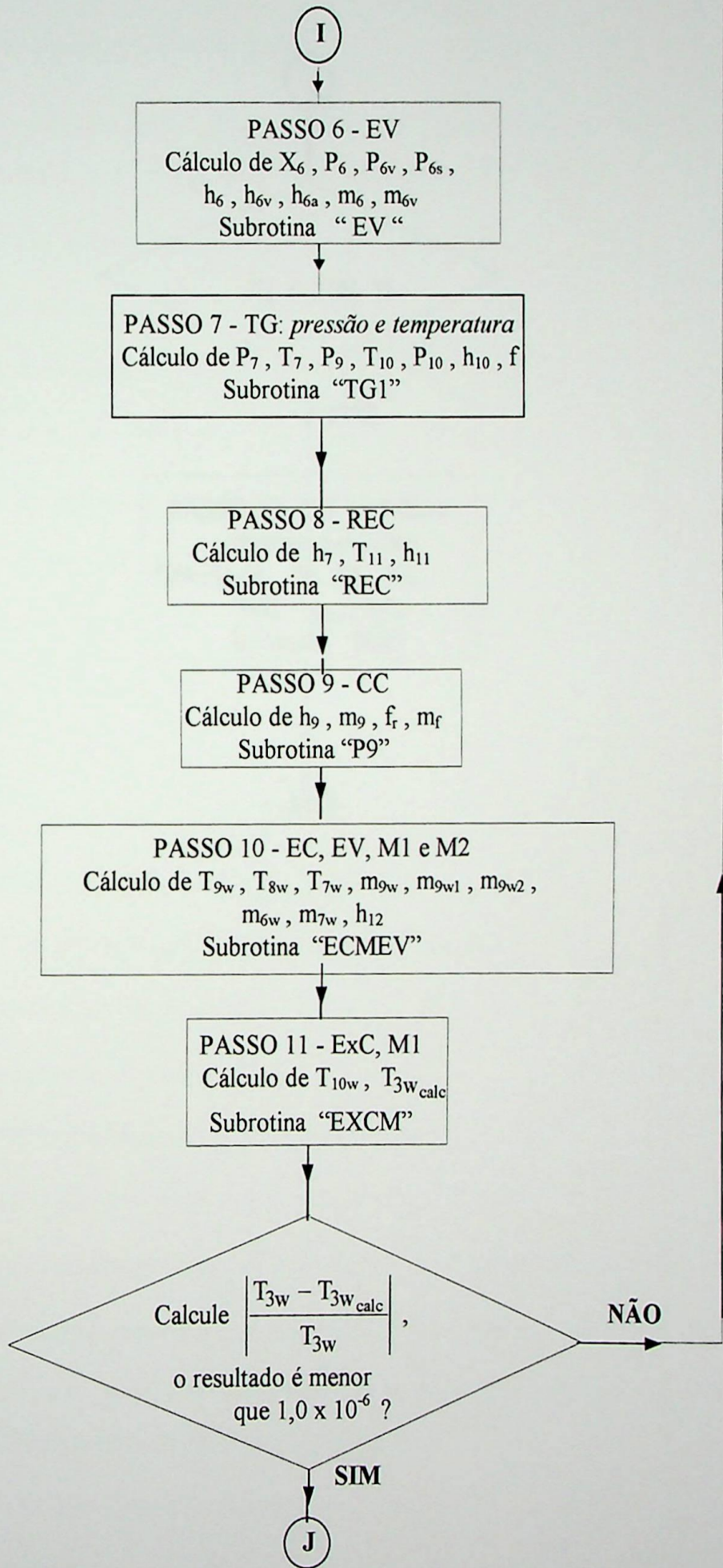
retornando ao passo 3 - *Interesfriador* -, reiniciando assim os cálculos..

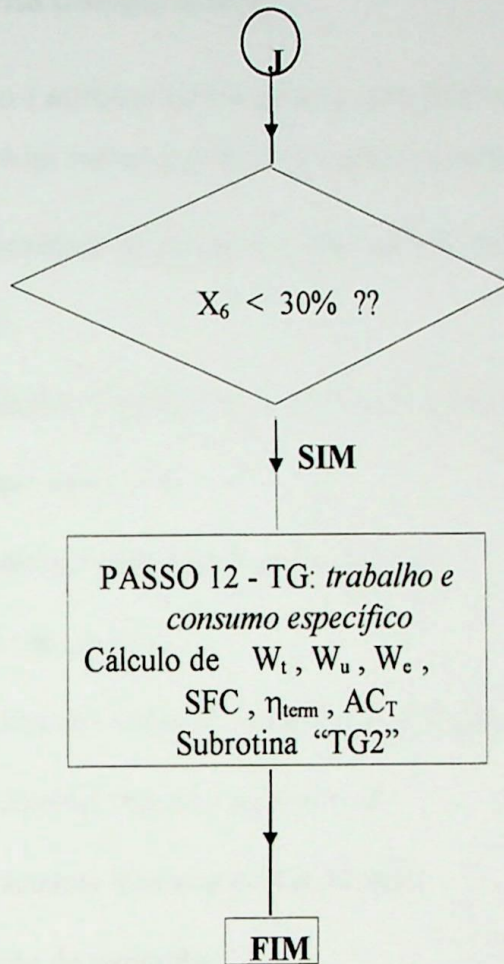
Passo 12 - Turbina a gás: trabalho e consumo específicos

O trabalho específico da turbina, W_t , obtém-se pela equação.(3.17), onde f_R , h_9 e h_{10} calculados anteriormente e η_t um dado inicial. Uma vez tendo os valores de W_t , $W_{c,L}$ e $W_{c,H}$ (esses últimos obtidos dos passos 2 e 4 respectivamente), calculamos W_u e W_e pelas equação.(3.18) e (3.19), respectivamente. O consumo específico de combustível, SFC , é obtido pela equação.(3.20), enquanto a eficiência térmica do ciclo, η_{term} , obtém-se pela equação.(3.21). Por sua vez, a relação ar/comb. estequiométrico, AC_T , vem da equação (3.33), sendo trivial a observação de que a relação ar/comb. real é obtida pelo inverso de f_R .

A.2) Diagrama de Blocos







A.3. Estrutura do Programa Computacional

A seguir é apresentado a estrutura básica do programa desenvolvido, sendo constituído de um programa principal e várias rotinas ligadas ao programa principal e entre si.

- Programa principal: tem a finalidade de gerenciar a simulação do ciclo.
- Rotina para leitura de dados.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do compressor de baixa pressão.
- Rotina para cálculo da entalpia do ar seco.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do interesfriador.
- Rotina para cálculo da perda de pressão.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do compressor de alta pressão.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do aftercooler.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do umidificador.
- Rotina para cálculo da pressão de saturação.
- Rotina para cálculo da entalpia do vapor superaquecido.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos relacionados com a turbina a gás.
- Rotina para cálculo da entalpia do ar úmido.
- Rotina para cálculo da relação combustível/ar.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos do recuperador.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos da câmara de combustão.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos relacionados com o economizador e misturador.
- Rotina para cálculo dos parâmetros térmicos relacionados com o resfriador externo de água.
- Rotina para cálculo dos parâmetros energéticos da turbina a gás (trabalho específico, consumo esp. de combustível e eficiência térmica do ciclo).
- Rotina para impressão dos resultados térmicos.

8. APÊNDICE B -

Saída de dados do Programa para Simulação Termodinâmica

Condição do ar de entrada:

(ISO)

T1= 300.15 [K]
 P1= 1.013 [bar]
 M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 329.885900	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 476.662000	H3= 330.262500	P4= 9.927401
T5= 336.875800	H4= 479.103600	P5= 9.728852
T6= 400.00	H5= 337.295000	P6= 9.534275
T7= 700.843800	H6= 462.670700	P7= 9.343590
T9= 1200.000	H7= 822.932500	P9= 9.063282
T10= 776.054700	H9= 1447.122000	P10= 1.215600
T11= 475.210900	H10= 928.370800	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 555.272000	
	H12= 493.626400	
	H6V= 2715.593000	

Temp. da Água, [K]	Razão de Massa da água [kg água/kg ar]	RH: Razão de Pressão Compressor de Alta (HPC)
T2W= 293.150000	M3W= .48017200	RH=3.07314100
T3W= 301.929200	M3W1= .24008600	
T4W= 413.755800	M3W2= .24008600	
T5W= 441.715500	M6W= .48017200	
T6W= 427.735600	M7W= .84074640	F, FR: Razão (comb./ar) Teórico (F) e Real (FR) [kg comb./kg ar]
T7W= 442.514600	M9W= .54074640	
T8W= 462.195700	M9W1= .18017200	
T9W= 410.134800	M9W2= .36057440	
T10W= 316.546900		F= .147773E-01 FR= .155550E-01

Eficiências(%):

Compressor: .850	ar/comb real = 64.287820
T.G. : .900	ar/comb. estequiométrica = 14.499220
Mecânica : .900	Coef. de excesso de ar = 4.433882
Elétrica : .980	(AC/AC, stq)

Razão de Massas :	Trabalho Específico dos Compressores e TG [kJ/kg]
ar úmido, vapor, comb., gases da comb.	
M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]	WCL= 186.936700
M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]	WCH= 194.563600
MF= .147773E-01 [kg comb./kg ar]	WTC= 381.500300
M9= .131478E+01 [kg gás/kg ar]	WT= 682.445900
	WU= 300.945600
	WE= 294.926700

Consumo Específico de Combustível:	Poder Calorífico Efetivo Padrão (ECV)
REAL	
SFCs= .516872E-04 [kg/kJ]	
SFCh= .186074E+00 [kg/kWh]	ECV= 40694.450000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo (ETC), % :	Umidade absoluta (X6) % :
ETC= 47.542430 %	X6= 30.000000 %

Eficiência de CARNOT (EC), % :	Razão de Pressão Total (R) :
EC= 74.987500 %	R=10.0000

Condição do ar de entrada:

(ISO)

T1= 300.15 [K]
 P1= 1.013 [bar]
 M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 329.717500	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 542.081200	H3= 330.093200	P4=14.891100
T5= 349.791300	H4= 546.549700	P5=14.593280
T6= 400.00	H5= 350.299700	P6=14.301410
T7= 745.713400	H6= 462.670700	P7=14.015380
T9= 1400.000	H7= 878.942400	P9=13.594920
T10= 832.141800	H9= 1745.300000	P10= 1.215600
T11= 486.428300	H10= 1006.064000	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 570.622900	
	H12= 495.197300	
	H6V= 2715.593000	

Temp.da Água, [K]	Razão de Massa da água [kg água/kg ar]	RH: Razão de Pressão Compressor de Alta (HPC)
T2W= 293.150000	M3W= .48017200	RH=4.60971100
T3W= 301.718800	M3W1= .24008600	
T4W= 413.713700	M3W2= .24008600	
T5W= 494.008700	M6W= .48017200	
T6W= 453.861200	M7W= .84235290	F,FR: Razão (comb./ar) Teórico (F) e Real (FR)
T7W= 461.062000	M9W= .54235290	[kg comb./kg ar]
T8W= 470.608700	M9W1= .18017190	
T9W= 407.330400	M9W2= .36218090	
T10W= 315.986100		F= .206352E-01 FR= .217213E-01

Eficiências (%):

Compressor: .850	ar/comb real = 46.037820
T.G. : .900	ar/comb. estequiométrica = 14.499220
Mecânica : .900	Coef.de excesso de ar = 3.175193
Elétrica : .980	(AC/AC, stq)

Razão de Massas :

ar úmido, vapor, comb., gases da comb.

M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]
 M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]
 MF= .206352E-01 [kg comb./kg ar]
 M9= .132064E+01 [kg gás/kg ar]

Trabalho Específico dos
 Compressores e TG [kJ/kg]

WCL= 186.936700
 WCH= 282.949600
 WTC= 469.886400
 WT= 977.064500
 WU= 507.178100
 WE= 497.034500

Consumo Específico de Combustível:

REAL

SFCs= .428277E-04 [kg/kJ]
 SFCh= .154180E+00 [kg/kWh]

Poder Calorífico Efetivo
 Padrão (ECV)

ECV= 40018.540000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo (ETC), % :

ETC= 58.346390 %

Umidade absoluta (X6) % :

X6= 30.000000 %

Eficiência de CARNOT (EC), % :

EC= 78.560710 %

Razão de Pressão Total (R):

R=15.0000

Condição do ar de entrada:

(ISO) T1= 300.15 [K]
 P1= 1.013 [bar]
 M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 329.524300	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 593.156500	H3= 329.898800	P4=19.854800
T5= 359.813100	H4= 599.827700	P5=19.457700
T6= 400.00	H5= 360.401400	P6=19.068550
T7= 797.219600	H6= 462.670700	P7=18.687180
T9= 1600.000	H7= 944.015100	P9=18.126560
T10= 896.524500	H9= 2057.309000	P10= 1.215600
T11= 499.304900	H10= 1097.164000	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 588.231000	
	H12= 496.800200	
	H6V= 2715.593000	

Temp.da Água, [K]	Razão de Massa da água [kg água/kg ar]	RH: Razão de Pressão Compressor de Alta(HPC)
T2W= 293.150000	M3W= .48017200	RH=6.14628200
T3W= 301.477200	M3W1= .24008600	
T4W= 413.665400	M3W2= .24008600	
T5W= 534.820700	M6W= .48017200	
T6W= 474.243000	M7W= .84401230	F,FR: Razão(comb./ar)
T7W= 476.839500	M9W= .54401220	Teórico(F) e Real(FR)
T8W= 480.266100	M9W1= .18017200	[kg comb./kg ar]
T9W= 404.111300	M9W2= .36384030	
T10W= 315.342300		F= .266859E-01
		FR= .280904E-01

Eficiências(%):

Compressor: .850	ar/comb real = 35.599360
T.G. : .900	ar/comb. estequiométrica = 14.499220
Mecânica : .900	Coef.de excesso de ar = 2.455261
Elétrica : .980	(AC/AC, stq)

Razão de Massas :	Trabalho Específico dos Compressores e TG [kJ/kg]
ar úmido, vapor, comb., gases da comb.	
M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]	WCL= 186.936700
M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]	WCH= 352.848200
MF= .266859E-01 [kg comb./kg ar]	WTC= 539.784900
M9= .132669E+01 [kg gás/kg ar]	WT= 1275.160000
	WU= 735.375200
	WE= 720.667700

Consumo Específico de Combustível: REAL	Poder Calorífico Efetivo Padrão(ECV)
SFCs= .381987E-04 [kg/kJ]	
SFCh= .137515E+00 [kg/kWh]	ECV= 39306.360000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo(ETC), % :	Umidade absoluta(X6) % :
ETC= 66.602170 %	X6= 30.000000 %

Eficiência de CARNOT(EC), % :	Razão de Pressão Total(R):
EC= 81.240620 %	R=20.0000

Condição do ar de entrada:

(ISO)

T1= 300.15 [K]
 P1= 1.013 [bar]
 M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 330.355700	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 674.851500	H3= 330.735100	P4=29.782200
T5= 376.983600	H4= 686.309100	P5=29.186560
T6= 400.00	H5= 377.732300	P6=28.602830
T7= 575.619400	H6= 462.670700	P7=28.030770
T9= 1200.000	H7= 669.915600	P9=27.189850
T10= 619.524300	H9= 1452.827000	P10= 1.215600
T11= 443.904800	H10= 732.579200	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 519.052400	
	H12= 494.636900	
	H6V= 2715.593000	

Temp. da Água, [K]

Razão de Massa da água
 [kg água/kg ar]

RH: Razão de Pressão
 Compressor de Alta (HPC)

T2W= 293.150000
 T3W= 302.516600
 T4W= 413.873300
 T5W= 600.384500
 T6W= 507.128900
 T7W= 477.740600
 T8W= 438.716100
 T9W= 417.961300
 T10W= 318.112200

M3W= .48017200
 M3W1= .24008600
 M3W2= .24008600
 M6W= .48017200
 M7W= .84177770
 M9W= .54177770
 M9W1= .18017200
 M9W2= .36160570

RH=9.21942200

F, FR: Razão (comb./ar)
 Teórico (F) e Real (FR)
 [kg comb./kg ar]

F= .185374E-01
 FR= .195131E-01

Eficiências (%):

Compressor: .850
 T.G. : .900
 Mecânica : .900
 Elétrica : .980

ar/comb real = 51.247650
 ar/comb. estequiométrica = 14.499220
 Coef. de excesso de ar = 3.534511
 (AC/AC, stq)

Razão de Massas :
 ar úmido, vapor, comb., gases da comb.
 M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]
 M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]
 MF= .185374E-01 [kg comb./kg ar]
 M9= .131854E+01 [kg gás/kg ar]

Trabalho Específico dos
 Compressores e TG [kJ/kg]
 WCL= 186.936700
 WCH= 464.802600
 WTC= 651.739300
 WT= 950.376500
 WU= 298.637100
 WE= 292.664400

Consumo Específico de Combustível:
 REAL

Poder Calorífico Efetivo
 Padrão (ECV)

SFCs= .653405E-04 [kg/kJ]
 SFCh= .235226E+00 [kg/kWh]

ECV= 40694.450000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo (ETC), % :
 ETC= 37.608200 %

Umidade absoluta (X6) % :
 X6= 30.000000 %

Eficiência de CARNOT (EC), % :
 EC= 74.987500 %

Razão de Pressão Total (R):
 R=30.0000

Condição do ar de entrada:

(ISO) T1= 300.15 [K]
 P1= 1.013 [bar]
 M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 330.045800	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 674.218300	H3= 330.423400	P4=29.782200
T5= 376.547000	H4= 685.632600	P5=29.186560
T6= 400.00	H5= 377.291200	P6=28.602830
T7= 658.222700	H6= 462.670700	P7=28.030770
T9= 1400.000	H7= 770.312900	P9=27.189850
T10= 722.778300	H9= 1750.515000	P10= 1.215600
T11= 464.555600	H10= 865.805900	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 545.152300	
	H12= 495.918900	
	H6V= 2715.593000	

Temp.da Água, [K]	Razão de Massa da água [kg água/kg ar]	RH: Razão de Pressão Compressor de Alta(HPC)
T2W= 293.150000	M3W= .48017200	RH=9.21942200
T3W= 302.129200	M3W1= .24008600	
T4W= 413.795800	M3W2= .24008600	
T5W= 599.800500	M6W= .48017200	
T6W= 506.798200	M7W= .84309730	F,FR: Razão(comb./ar)
T7W= 484.158200	M9W= .54309730	Teórico(F) e Real(FR)
T8W= 454.204200	M9W1= .18017200	[kg comb./kg ar]
T9W= 412.798600	M9W2= .36292530	
T10W= 317.079700		F= .233497E-01
		FR= .245786E-01

Eficiências(%):

Compressor: .850	ar/comb real = 40.685760
T.G. : .900	ar/comb. estequiométrica = 14.499220
Mecânica : .900	Coef.de excesso de ar = 2.806066
Elétrica : .980	(AC/AC, stq)

Razão de Massas :	Trabalho Específico dos Compressores e TG [kJ/kg]
ar úmido, vapor, comb., gases da comb.	
M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]	WCL= 186.936700
M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]	WCH= 464.325800
MF= .233497E-01 [kg comb./kg ar]	WTC= 651.262500
M9= .132335E+01 [kg gás/kg ar]	WT= 1171.867000
	WU= 520.604300
	WE= 510.192200

Consumo Específico de Combustível: REAL	Poder Calorífico Efetivo Padrão (ECV)
SFCs= .472117E-04 [kg/kJ]	
SFCh= .169962E+00 [kg/kWh]	ECV= 40018.540000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo(ETC), % :	Umidade absoluta(X6) % :
ETC= 52.928420 %	X6= 30.000000 %

Eficiência de CARNOT(EC), % :	Razão de Pressão Total(R):
EC= 78.560710 %	R=30.0000

Condição do ar de entrada:
(ISO)

T1= 300.15 [K]
P1= 1.013 [bar]
M1= 1.000000 [kg/kg ar]

Temperatura, [K]	Entalpia, [kJ/kg ar]	Pressão, [bar]
T2= 441.712400	H1= 300.385100	P2= 3.296302
T3= 329.735900	H2= 443.391700	P3= 3.230376
T4= 673.585300	H3= 330.111700	P4=29.782200
T5= 376.110400	H4= 684.956400	P5=29.186560
T6= 400.00	H5= 376.850200	P6=28.602830
T7= 740.825900	H6= 462.670700	P7=28.030770
T9= 1600.000	H7= 872.810700	P9=27.189850
T10= 826.032400	H9= 2061.558000	P10= 1.215600
T11= 485.206500	H10= 1004.414000	P6V= 2.456263
TCH(T12)= 423.150	H11= 571.699700	
	H12= 497.276200	
	H6V= 2715.593000	

Temp.da Água, [K]	Razão de Massa da água [kg água/kg ar]	RH: Razão de Pressão Compressor de Alta(HPC)
T2W= 293.150000	M3W= .48017200	RH=9.21942200
T3W= 301.741800	M3W1= .24008600	
T4W= 413.718300	M3W2= .24008600	
T5W= 599.216600	M6W= .48017200	
T6W= 506.467400	M7W= .84450900	F, FR: Razão(comb./ar)
T7W= 490.602000	M9W= .54450900	Teórico(F) e Real(FR)
T8W= 469.692400	M9W1= .18017200	[kg comb./kg ar]
T9W= 407.635900	M9W2= .36433700	
T10W= 316.047200		F= .284974E-01
		FR= .299973E-01

Eficiências(%):

Compressor: .850	ar/comb real = 33.336380
T.G. : .900	ar/comb. estequiométrica = 14.499220
Mecânica : .900	Coef.de excesso de ar = 2.299185
Elétrica : .980	(AC/AC, stq)

Razão de Massas :	Trabalho Específico dos Compressores e TG [kJ/kg]
ar úmido, vapor, comb., gases da comb.	
M6= .130000E+01 [kg ar úmido/kg ar]	WCI= 186.936700
M6V= .300000E+00 [kg vapor/kg ar]	WCH= 463.849200
MF= .284974E-01 [kg comb./kg ar]	WTC= 650.785900
M9= .132850E+01 [kg gás/kg ar]	WT= 1405.999000
	WU= 755.212700
	WE= 740.108500

Consumo Específico de Combustível: REAL	Poder Calorífico Efetivo Padrão(ECV)
SFCs= .397203E-04 [kg/kJ]	
SFCh= .142993E+00 [kg/kWh]	ECV= 39306.360000 [kJ/kg]

Eficiência Térmica do Ciclo(ETC), % :	Umidade absoluta(X6) % :
ETC= 64.050840 %	X6= 30.000000 %
Eficiência de CARNOT(EC), % :	Razão de Pressão Total(R):
EC= 81.240620 %	R=30.0000

9. APÊNDICE C -

Saída de dados do Programa para Simulação ECONÔMICA

Estimativa de custo para o ciclo HAT com: Tmáx = 1200 K, T6=400 K, R=10
 Potência da Turbina a Gás = 30 MWe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.
 de invest.,oper. e manutenção

FRC(i = 15%, n=15 anos)=0,1710	
FC=0.5	Cinv,om,1 = 54,51470955
FC=0.6	Cinv,om,2 = 45,42892462
FC=0.7	Cinv,om,3 = 38,93907825
FC=0.8	Cinv,om,4 = 34,07169347
FRC(i = 5%,n =20 anos)=0,0802	
FC=0.5	Cinv,om,5 = 28,60841715
FC=0.6	Cinv,om,6 = 23,84034763
FC=0.7	Cinv,om,7 = 20,43458368
FC=0.8	Cinv,om,8 = 17,88026072

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

Lcomb=2.18 US\$/GJ		Lcomb=3.5 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i =15%,n=15)		FRC=0,1710(i =15%,n=15)	
Ceg,1 (50%)	= 74,86529559	Ceg,1 (50%)	= 87,18766879
Ceg,2 (60%)	= 65,77951066	Ceg,2 (60%)	= 78,10188386
Ceg,3 (70%)	= 59,28966429	Ceg,3 (70%)	= 71,61203749
Ceg,4 (80%)	= 54,42227951	Ceg,4 (80%)	= 66,7446527
FRC=0,0802(i =5%,n=20)		FRC=0,0802(i =5%,n=20)	
Ceg,1 (50%)	= 48,95900319	Ceg,1 (50%)	= 61,28137639
Ceg,2 (60%)	= 44,19093366	Ceg,2 (60%)	= 56,51330686
Ceg,3 (70%)	= 40,78516972	Ceg,3 (70%)	= 53,10754292
Ceg,4 (80%)	= 38,23084676	Ceg,4 (80%)	= 50,55321996
Lcomb=2.6 US\$/GJ		Lcomb=4.8 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i =15%,n=15)		FRC=0,1710(i =15%,n=15)	
Ceg,1 (50%)	= 78,7860507	Ceg,1 (50%)	= 99,32333936
Ceg,2 (60%)	= 69,70026577	Ceg,2 (60%)	= 90,23755443
Ceg,3 (70%)	= 63,2104194	Ceg,3 (70%)	= 83,74770806
Ceg,4 (80%)	= 58,34303462	Ceg,4 (80%)	= 78,88032328
FRC=0,0802(i =5%,n=20)		FRC=0,0802(i =5%,n=20)	
Ceg,1 (50%)	= 52,8797583	Ceg,1 (50%)	= 73,41704696
Ceg,2 (60%)	= 48,11168877	Ceg,2 (60%)	= 68,64897744
Ceg,3 (70%)	= 44,70592483	Ceg,3 (70%)	= 65,24321349
Ceg,4 (80%)	= 38,23084676	Ceg,4 (80%)	= 62,68889053



Estimativa de custo para o sistema HAT com: $T_{\text{máx}} = 1400 \text{ K}$, $T_6 = 400 \text{ K}$, $R = 15$
 Potência da Turbina a Gás = 30 Mwe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.
 de invest.,oper. e manutenção

FRC(i = 15%, n = 15 anos) = 0,1710		
FC=0.5	Cinv,om,1 =	51,59194553
FC=0.6	Cinv,om,2 =	42,99328794
FC=0.7	Cinv,om,3 =	36,85138966
FC=0.8	Cinv,om,4 =	32,24496595
FRC(i = 5%, n = 20 anos) = 0,0802		
FC=0.5	Cinv,om,5 =	27,07459898
FC=0.6	Cinv,om,6 =	22,56216581
FC=0.7	Cinv,om,7 =	19,33899927
FC=0.8	Cinv,om,8 =	16,92162436

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

Lcomb=2.18 US\$/GJ		Lcomb=3.5 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
Ceg,1 (50%) =	67,6170139	Ceg,1 (50%) =	77,3202663
Ceg,2 (60%) =	59,01835631	Ceg,2 (60%) =	68,72160872
Ceg,3 (70%) =	52,87645803	Ceg,3 (70%) =	62,57971044
Ceg,4 (80%) =	48,27003432	Ceg,4 (80%) =	57,97328673
FRC=0,0802(i = 5%,n=20)		FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	
Ceg,1 (50%) =	43,09966734	Ceg,1 (50%) =	52,80291975
Ceg,2 (60%) =	38,58723418	Ceg,2 (60%) =	48,29048659
Ceg,3 (70%) =	35,36406764	Ceg,3 (70%) =	45,06732004
Ceg,4 (80%) =	32,94669273	Ceg,4 (80%) =	42,64994514
Lcomb=2.6 US\$/GJ		Lcomb=4.8 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
Ceg,1 (50%) =	70,70441239	Ceg,1 (50%) =	86,87649973
Ceg,2 (60%) =	62,1057548	Ceg,2 (60%) =	78,27784215
Ceg,3 (70%) =	55,96385652	Ceg,3 (70%) =	72,13594387
Ceg,4 (80%) =	51,35743282	Ceg,4 (80%) =	67,52952016
FRC=0,0802(i = 5%,n=20)		FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	
Ceg,1 (50%) =	46,18706584	Ceg,1 (50%) =	62,35915318
Ceg,2 (60%) =	41,67463268	Ceg,2 (60%) =	57,84672002
Ceg,3 (70%) =	38,45146613	Ceg,3 (70%) =	54,62355348
Ceg,4 (80%) =	32,94669273	Ceg,4 (80%) =	52,20617857

Estimativa de custo para o ciclo HAT com: T_{máx} = 1600 K, T₆=400 K, R=20
 Potência da Turbina a Gás = 30 Mwe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.
 de invest., oper. e manutenção

FRC(i = 15%, n = 15 anos) = 0,1710	
FC=0.5	Cinv,om,1 = 49,09704102
FC=0.6	Cinv,om,2 = 40,91420085
FC=0.7	Cinv,om,3 = 35,06931502
FC=0.8	Cinv,om,4 = 30,68565064
FRC(i = 5%, n = 20 anos) = 0,0802	
FC=0.5	Cinv,om,5 = 25,76531439
FC=0.6	Cinv,om,6 = 21,47109533
FC=0.7	Cinv,om,7 = 18,40379599
FC=0.8	Cinv,om,8 = 16,10332149

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

Lcomb=2.18 US\$/GJ		Lcomb=3.5 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i = 15%, n=15)		FRC=0,1710(i = 15%, n=15)	
Ceg,1 (50%) =	62,8385841	Ceg,1 (50%) =	71,15915147
Ceg,2 (60%) =	54,65574393	Ceg,2 (60%) =	62,9763113
Ceg,3 (70%) =	48,81085809	Ceg,3 (70%) =	57,13142546
Ceg,4 (80%) =	44,42719372	Ceg,4 (80%) =	52,74776108
FRC=0,0802(i = 5%, n=20)		FRC=0,0802(i = 5%, n=20)	
Ceg,1 (50%) =	39,50685747	Ceg,1 (50%) =	47,82742483
Ceg,2 (60%) =	35,2126384	Ceg,2 (60%) =	43,53320577
Ceg,3 (70%) =	32,14533907	Ceg,3 (70%) =	40,46590644
Ceg,4 (80%) =	29,84486457	Ceg,4 (80%) =	38,16543194
Lcomb=2.6 US\$/GJ		Lcomb=4.8 US\$/GJ	
FRC=0,1710(i = 15%, n=15)		FRC=0,1710(i = 15%, n=15)	
Ceg,1 (50%) =	65,48603735	Ceg,1 (50%) =	79,35364963
Ceg,2 (60%) =	57,30319718	Ceg,2 (60%) =	71,17080946
Ceg,3 (70%) =	51,45831135	Ceg,3 (70%) =	65,32592362
Ceg,4 (80%) =	47,07464697	Ceg,4 (80%) =	60,94225925
FRC=0,0802(i = 5%, n=20)		FRC=0,0802(i = 5%, n=20)	
Ceg,1 (50%) =	42,15431072	Ceg,1 (50%) =	56,021923
Ceg,2 (60%) =	37,86009166	Ceg,2 (60%) =	51,72770393
Ceg,3 (70%) =	34,79279232	Ceg,3 (70%) =	48,6604046
Ceg,4 (80%) =	29,84486457	Ceg,4 (80%) =	46,3599301

Estimativa de custo para o sistema HAT com: $T_{\text{máx}} = 1200 \text{ K}$, $T_6 = 400 \text{ K}$, $R = 10$
 Potência da Turbina a Gás = 240 MWe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.
 de invest., oper. e manutenção

FRC c/ i = 5% e n = 15 anos		
FC=0.5	Cinv,om,1 =	19,09482622
FC=0.6	Cinv,om,2 =	15,91235519
FC=0.7	Cinv,om,3 =	13,63916159
FC=0.8	Cinv,om,4 =	11,93426639
FRC c/ i = 5% e n = 20 anos		
FC=0.5	Cinv,om,5 =	10,02064871
FC=0.6	Cinv,om,6 =	8,350540594
FC=0.7	Cinv,om,7 =	7,157606223
FC=0.8	Cinv,om,8 =	6,262905445

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

	Lcomb=2.18 US\$/GJ	Lcomb=3.5 US\$/GJ
	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
	Ceg,1(50%)= 39,44541226	Ceg,1(50%)= 51,76778546
	Ceg,2(60%)= 36,26294123	Ceg,2(60%)= 48,58531442
	Ceg,3(70%)= 33,98974763	Ceg,3(70%)= 46,31212083
	Ceg,4(80%)= 32,28485243	Ceg,4(80%)= 44,60722563
		32,67295924
	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)
	Ceg,5(50%)= 30,37123475	Ceg,5(50%)= 42,69360795
	Ceg,6(60%)= 28,70112663	Ceg,6(60%)= 41,02349983
	Ceg,7(70%)= 27,50819226	Ceg,7(70%)= 39,83056546
	Ceg,8(80%)= 26,61349148	Ceg,8(80%)= 38,93586468
	Lcomb=2.6 US\$/GJ	Lcomb=4.8 US\$/GJ
	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
	Ceg,1(50%)= 43,36616737	Ceg,1(50%)= 63,90345603
	Ceg,2(60%)= 40,18369633	Ceg,2(60%)= 60,720985
	Ceg,3(70%)= 37,91050274	Ceg,3(70%)= 58,4477914
	Ceg,4(80%)= 36,20560754	Ceg,4(80%)= 56,7428962
	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)
	Ceg,5(50%)= 34,29198986	Ceg,5(50%)= 54,82927852
	Ceg,6(60%)= 32,62188174	Ceg,6(60%)= 53,1591704
	Ceg,7(70%)= 31,42894737	Ceg,7(70%)= 51,96623603
	Ceg,8(80%)= 26,61349148	Ceg,8(80%)= 51,07153526

Estimativa de custo p/ o sistema HAT , T_{máx} = 1400 K, T₆=400 K, R=15
 Potência da Turbina a Gás = 240 MWe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.
 de invest., oper. e manutenção

FRC(i = 15%, n = 15 anos) = 0,1710	
FC=0.5 Cinv,om,1 =	25,77195531
FC=0.6 Cinv,om,2 =	21,47662942
FC=0.7 Cinv,om,3 =	18,40853951
FC=0.8 Cinv,om,4 =	16,10747207
FRC(i = 5%, n = 20 anos) = 0,0802	
FC=0.5 Cinv,om,5 =	13,52469552
FC=0.6 Cinv,om,6 =	11,2705796
FC=0.7 Cinv,om,7 =	9,660496803
FC=0.8 Cinv,om,8 =	8,452934703

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

Lcomb=2.18 US\$/GJ	Lcomb=3.5 US\$/GJ
FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
Ceg,1(50%)=	41,79702368
Ceg,2(60%)=	37,50169779
Ceg,3(70%)=	34,43360787
Ceg,4(80%)=	32,13254044
FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)
Ceg,5(50%)=	29,54976389
Ceg,6(60%)=	27,29564797
Ceg,7(70%)=	25,68556517
Ceg,8(80%)=	24,47800307
Lcomb=2.6 US\$/GJ	Lcomb=4.8 US\$/GJ
FRC=0,1710(i = 15%,n=15)	FRC=0,1710(i = 15%,n=15)
Ceg,1(50%)=	44,88442217
Ceg,2(60%)=	40,58909628
Ceg,3(70%)=	37,52100637
Ceg,4(80%)=	35,21993893
FRC=0,0802(i = 5%,n=20)	FRC=0,0802(i = 5%,n=20)
Ceg,5(50%)=	32,63716239
Ceg,6(60%)=	30,38304647
Ceg,7(70%)=	28,77296366
Ceg,8(80%)=	24,47800307

Estimativa de custo p/ o sistema HAT , T_{máx} = 1600 K, T₆=400 K, R=20
 Potência da Turbina a Gás = 240 MWe

Cinv,om (US\$/MWh) - Custo unit.

de invest.,oper. e manutenção

FRC(i =15%, n=15 anos)=0,1710

FC=0.5 Cinv,om,1 = 23,34856197

FC=0.6 Cinv,om,2 = 19,45713497

FC=0.7 Cinv,om,3 = 16,67754426

FC=0.8 Cinv,om,4 = 14,59285123

FRC(i =5%,n =20 anos)=0,0802

FC=0.5 Cinv,om,5 = 12,25293882

FC=0.6 Cinv,om,6 = 10,21078235

FC=0.7 Cinv,om,7 = 8,752099154

FC=0.8 Cinv,om,8 = 7,65808676

Ceg - Custo da energia elétrica gerada em (US\$/MWh)

Lcomb=2.18 US\$/GJ

FRC=0,1710(i =15%,n=15)

Ceg,1(50%)= 37,09010504

Ceg,2 (60%)= 33,19867805

Ceg,3 (70%)= 30,41908734

Ceg,4 (80%)= 28,33439431

FRC=0,0802(i =5%,n=20)

Ceg,5(50%)= 25,99448189

Ceg,6 (60%)= 23,95232542

Ceg,7 (70%)= 22,49364223

Ceg,8 (80%)= 21,39962984

Lcomb=3.5 US\$/GJ

FRC=0,1710(i =15%,n=15)

Ceg,1(50%)= 45,41067241

Ceg,2 (60%)= 41,51924542

Ceg,3 (70%)= 38,73965471

Ceg,4 (80%)= 36,65496167

FRC=0,0802(i =5%,n=20)

Ceg,5(50%)= 34,31504926

Ceg,6 (60%)= 32,27289279

Ceg,7 (70%)= 30,8142096

Ceg,8 (80%)= 29,7201972

Lcomb=2.6 US\$/GJ

FRC=0,1710(i =15%,n=15)

Ceg,1(50%)= 39,7375583

Ceg,2 (60%)= 35,8461313

Ceg,3 (70%)= 33,06654059

Ceg,4 (80%)= 30,98184756

FRC=0,0802(i =5%,n=20)

Ceg,5(50%)= 28,64193515

Ceg,6 (60%)= 26,59977868

Ceg,7 (70%)= 25,14109548

Ceg,8 (80%)= 21,39962984

Lcomb=4.8 US\$/GJ

FRC=0,1710(i =

Ceg,1(50%)= 53,60517058

Ceg,2 (60%)= 49,71374358

Ceg,3 (70%)= 46,93415287

Ceg,4 (80%)= 44,84945984

FRC=0,0802(i =5%,n=20)

Ceg,5(50%)= 42,50954742

Ceg,6 (60%)= 40,46739096

Ceg,7 (70%)= 39,00870776

Ceg,8 (80%)= 37,91469537

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANNERWALL, K. and SVERDBERG, G., A Study on Modified Gas Turbine System With Steam Injection or Evaporative Regeneration. ASME COGEN-TURBO IGTI, v. 6, p. 1-7, 1991.
- BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL, Ministério das Minas e Energia, Brasília, 1995
- BARDON, M.F. Modified Brayton Cycles Utilizing Alcohol Fuels. Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, v. 104, p. 341-348, April, 1982.
- BATHIE, W.W. Fundamentals of GAS TURBINES. New York: John Wiley & Sons, Inc., USA, 1984.
- BIASI, V.de, CHAT Rivals 52% Comb Cycle Plant Efficiency at 20% Less Capital Cost. GAS TURBINE WORLD, Southport. USA, v. 25, n. 3, p. 53-60, May-June, 1995.
- BOEHM, R.F. Design Analysis of Thermal Systems. New York: John Wiley & Sons, Inc., USA, 1987.
- BORTOLAIA, L.A. Emprego de Biomassa Gaseificada em Ciclos com Turbinas a Gás. Itajubá: 136 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1996.
- CEMIG, Aspectos Econômicos da Utilização do Gás Natural no Estado de Minas Gerais - Boletim Energético, 1997.
- CHIESA, P. Analisi Termodinâmica di Cicli di Turbina a Gas ad Aria Umida (HAT cycles). Atti del VII Convegno Nazionale Gruppi Combinati - Prospettive Tecniche ed Economiche. Milano, Italia, 21-22 ottobre, p.169-188, 1993.

- CONSONNI, S., LARSON, E.D. Biomass-Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycle: Part B - Performance Calculation and Economic Assessment. ASME COGEN-TURBO, IGTI - vol. 9, 1994, p.611-623.
- CULP JR, A.W. Principles of Energy Conversion. Tokyo: McGraw-Hill Kogakusha, 1979.
- DIÁRIO OFICIAL, portaria 114 de 3 de abril de 1997 do Departamento Nacional de águas e Energia Elétrica - DNAEE, Brasília, 1997
- ELETROSUL/CIGRE, Ciclos Térmicos com Biomassa Gaseificada: configurações e desempenho. XIII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Camboriú, 1995.
- FOGIEL, M. The Essentials of Heat Transfer II. New York: Research and Education Association, USA, 1987.
- FUNARI, F., LAJOLO, R.D. & ROSSINI, M.S. Conservação de Energia na Indústria Cerâmica. São Paulo: SEPLAN/FINEP/IPT, 1980.
- GALLO, W.L.R., BETTAGLI, N., BIDINI, G. Humid Air Gas Turbine Cycle (HAT cycle): Irreversibility Accounting and Exergetic Analysis. ASME COGEN-TURBO IGTI, 1994, v. 9, p. 191-196.
- GAULI, G., Achieving a competitive edge with CHAT. MPS Review, Illinois, 1996.
- HARVEY, S.P., KNOCHÉ, K.F., RICHTER, H.J., Reduction of Combustion Irreversibility in a Gas Turbine Power Plant Through Off-Gas Recycling. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 117, p.24 - 30, January 1995.
- LINDGREEN, G. ; ERIKSSON, J. ; BREDHE, K. ; ANNERWALL, K. The HAT Cycle, a Possible Future for Power and Cogeneration. FLOWERS92, Florence, Italy, June 8-13. Nova Science Publishers, 1992.
- LUCAS, H., Cycle Revisited. GLOBAL GAS TURBINES NEWS IGTI, p. 6-8, August 1994.
- MEYER, C.A., McCLINTOCK, R.B. et al. ASME STEAM TABLES - Thermodynamic and Transport Properties of Steam. 6. ed. New York: ASME PRESS, USA, 1993

MORAN, M.J. e SHAPIRO, H.N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley & Sons, Inc., USA, 1976.

NAKHAMKIN, M., SCHAINKER, R.B., *Compressed Air Energy Storage Plant With Thermal Energy Storage for Utilization and Storage of Compression Heat Used for generation of Steam*. Palo Alto, Califórnia: ASME COGEN-TURBO IGTI, v. 1, p 61-66, 1987.

NASCIMENTO, M.A.R. *Introdução à Turbina a Gás Industrial*. 1. ed. Itajubá: Escola Federal de Engenharia de Itajubá, junho 1994.

NOGUEIRA, L.A.H. *Estimativa de Custos em Sistemas de Cogeração*. GENERCO, Itajubá, MG, 1993.

NOGUEIRA, L.A.H. *Some Views of Biomass and Statistics in Latin America*. Itajubá: Latino American Network on Dendroenergy (LAND), 14 p., Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1996.

OLIVEIRA, J.A.N. de, *Engenharia Econômica: uma Abordagem às Decisões de Investimento*. São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil, 1982

RAO, A.D. *United State Patent 4,829,763 Process for Producing Power*. May 16, 1989.

RUYCK, J. de, MANIATIS, K., et al, *A Biomass Fueled Cogeneration Plant Based on an Evaporative Gas Turbine Cycle at the University of Brussels*. ASME COGEN-TURBO, v. 6, p. 443-451, 1991.

RUYCK, J. de, MANIATIS, K., DISTELMANS, M., *A Fluidized Bed Oxygen Enriched Air Biomass Gasification CHP Plant With an Externally Fired Evaporative Gas Turbine Cycle*. Dept of Mechanics/Dept of Chemical Engineering, Vrije Universiteit Brussel, 1991.

SECRETARIA DE ENERGIA E SANEAMENTO DE SÃO PAULO, *Boletim Informativo - Uso Racional de Energia*. São Paulo: Agencia para Aplicação de Energia, CESP e COMGÁS, 1993.

- STEINWALL, Pontus. Integrering av torkning och förgasning av biobränsle med den evaporativa gasturbincykeln BIO-AGHAT. Lund: 96p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of technology, Sweden, 1995.
- STECCO, S.S. ; DESIDERI, U. ; FACCHINI, B. ; BETTAGLI, N. The Humid Air Cycle: Some Thermodynamic Considerations. ASME Paper 93-GT-77. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Cicinatti, USA, May 24-27, 1993.
- TOUCHTON, G., COHN, A., Eletriciry Market Shapes New Gas Turbine Strategies MPS. - MODERN POWER SYSTEMS -(Rev.), California. USA, v. 15, n. 5, p. 17-20, May 1995.
- WALTER, A.C.S., Viabilidade e Perspectiva da Cogeração no Setor Sucroalcooleiro. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, 1994.
- WALTER, A.C.S.; LLAGOSTERA, J. Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Power System. ASME COGEN-TURBO, IGTI-vol. 8, 1994.