

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Cláudio Meneghetti
Engler Pinto E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 29 / 04 / 2002
J. Lagostera
ORIENTADOR

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

Um Modelo para Análise Termodinâmica de Sistemas de Potência Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás

Autor: Cláudio Meneghetti Engler Pinto
Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran

24/02

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

Um Modelo para Análise Termodinâmica de Sistemas de Potência Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás

Autor: **Cláudio Meneghetti Engler Pinto**
Orientador: Jorge Isaias Llagostera Beltran

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

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

Campinas, 2002
S.P. – Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

200239577

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

P658m Pinto, Cláudio Meneghetti Engler
Um modelo para análise termodinâmica de sistemas de potência incluindo o resfriamento da turbina a gás / Cláudio Meneghetti Engler Pinto.--Campinas, SP: [s.n.], 2002.

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

1. Turbinas a gás. 2. Análise térmica. 3. Energia termelétrica. 4. Resfriamento. 5. Usinas termelétricas I. Beltran, Jorge Isaias Llagostera. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Dedicatória:

Dedico este trabalho ao meu pai e à Andrea.

Agradecimentos

Inicialmente, agradeço ao meu orientador e amigo Llagostera por todas as experiências acumuladas durante o desenvolvimento deste trabalho, que muito colaboraram para meu crescimento pessoal e acadêmico. Neste contexto, não poderia deixar de mencionar as inúmeras conversas estabelecidas sobre os mais diversos campos da vida humana, as referências bibliográficas sugeridas e emprestadas e as discussões sobre os métodos empregados neste trabalho.

À minha querida esposa Silvy, pela sua imensa compreensão nos momentos de lazer substituídos. Agradeço pelo apoio, carinho e confiança com que me acompanhou até o final deste trabalho.

À minha família: mãe Chiquinha, irmãos Carlos, Rosa e Juliano, que sempre acreditaram que eu concluiria este trabalho e me respeitaram nos momentos ausentes. Aos meus sogros Wilson e Vercy e à irmã Cris, devo minha gratidão pela compreensão e carinho demonstrados durante as visitas que os fazia, acompanhado de meu trabalho.

Vários amigos estão contentes com o término deste trabalho, pois agora poderão me cobrar algumas dívidas sociais que eu estava postergando. Agradeço a todos pelo carinho demonstrado durante este período e, em particular, ao Daniel, Ana Luísa e Sofia, que foram os que mais me ouviram falar de turbinas a gás nos últimos meses.

...
Cavalgada panteísta de mim por dentro de todas as coisas,
Cavalgada energética por dentro de todas as energias,
Cavalgada de mim por dentro do carvão que queima, da lâmpada que arde,
Clarim claro da manhã ao fundo
Do semicírculo frio do horizonte,
Tênue clarim longínquo como bandeiras incertas
Desfraldadas para além de onde as cores são visíveis

...
Álvaro de Campos (Fernando Pessoa) em “Passagem das Horas”.

Resumo

PINTO, Cláudio Meneghetti Engler, *Um Modelo para Análise Termodinâmica de Sistemas de Potência Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 199 p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho é resultado do desenvolvimento de um programa computacional para modelagem termodinâmica de sistemas de potência equipados com turbinas a gás. A metodologia adotada para a modelagem e as equações utilizadas para análise termodinâmica de Primeira e de Segunda Lei são descritas para cada equipamento de um sistema térmico de potência. A evolução na eficiência térmica das turbinas a gás observada nas últimas duas décadas, impulsionada pelo desenvolvimento de novos materiais e de novos métodos de resfriamento das partes quentes da turbina, motivou a implementação de um modelo de resfriamento dos estágios de expansão para análise do efeito dos parâmetros de transferência de calor sobre as características de desempenho da turbina a gás isolada ou acoplada com um ciclo a vapor num ciclo combinado. Foram aqui demonstrados os benefícios causados pela elevação da temperatura limite do material das pás da turbina e de diferentes técnicas para redução do fluxo de resfriamento necessário. O modelo desenvolvido possibilitou a avaliação de técnicas modernas de resfriamento utilizadas em turbinas a gás de última geração, incluindo o resfriamento por vapor em circuito fechado.

Palavras Chave

- Modelagem Computacional, Turbina a Gás, Análise Termodinâmica, Análise Exergética, Resfriamento a Ar, Resfriamento por Vapor em Circuito Fechado.

Abstract

PINTO, Cláudio Meneghetti Engler, *A Model for Thermodynamic Analysis of Power Systems Including Gas Turbine Cooling*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 199 p. Dissertação (Mestrado)

This work is the result of a computer program development for thermodynamic analysis of thermal systems equipped with gas turbines. The modeling strategy and equations for analysis based on the First and Second Thermodynamic Laws are described for each equipment of a thermal system. The evolution in gas turbine efficiency seen in the two last decades, caused by new materials and hot parts cooling techniques, motivated the implementation of a cooling model in the gas expansion process in order to investigate the effects of heat transfer parameters over the gas turbine performance characteristics, either isolated or coupled with a steam cycle in a combined cycle. The benefits of increasing gas turbine blade material temperature and different techniques for reduction of required cooling flow are demonstrated. The developed modeling allowed the evaluation of latest gas turbine cooling techniques, including the case of closed-loop steam cooling.

Key Words

- Computational Modeling, Gas Turbine, Thermodynamic Analysis, Exergetic Analysis, Air Cooling, Closed-Loop Steam Cooling.

Índice

Lista de Figuras.....	v
Lista de Tabelas	ix
Nomenclatura.....	xi
Capítulo 1: Introdução	1
Capítulo 2: Revisão Bibliográfica	6
2.1 Programas Computacionais para Modelagem Termodinâmica	8
2.2 Estudo de Sistemas Térmicos de Potência Avançados	13
2.3 Modelos de Resfriamento da Turbina a Gás	15
Capítulo 3: Propriedades Termodinâmicas.....	18
3.1 Revisão de Propriedades Termodinâmicas	18
3.1.1 Entropia	22
3.1.2 Exergia	24
3.1.3 Análise Exergética.....	30
3.2 Metodologias para Cálculo de Propriedades Termodinâmicas.....	32
3.2.1 Ar Atmosférico.....	32
3.2.2 Produtos de Combustão.....	35
3.2.3 Combustível	39
3.2.4 Vapor d'água.....	40

5.5.1 Bocal	87
5.5.2 Estágios com resfriamento	91
5.5.3 Estágios sem resfriamento.....	93
5.5.4 Difusor.....	95
5.5.5 Aceleração do Fluxo de Resfriamento e Mistura	95
5.6 Resfriamento da Turbina a Gás: Cálculo da Transferência de Calor.....	99
5.6.1 Cálculo de Viscosidade e Condutividade Térmica	99
5.6.2 Transferência de Calor na Turbina – Determinação do Fluxo de Resfriamento.....	99
5.6.2.1 Revestimento Cerâmico	103
5.6.2.2 Resfriamento por Película de Ar	106
5.7 Avaliação da Implementação do Modelo de Expansão com Resfriamento ...	108
5.8 Sequência de Cálculo e Convergência dos Processos na Turbina a Gás	114
5.9 Validação do Modelo de Expansão com Resfriamento	119
 Capítulo 6: Estudo de Ciclos com Resfriamento da Turbina a Gás	125
6.1 Análise do Efeito da Pressão de Extração do Fluxo de Ar	125
6.2 Análise do Efeito da Temperatura Máxima das Palhetas	127
6.3 Análise da Temperatura do Fluxo de Resfriamento.....	130
6.3.1 Trocador de calor de superfície	130
6.3.2 Trocador de calor evaporativo.....	133
6.4 Resfriamento da Turbina por Vapor em Circuito Aberto	137
6.5 Resfriamento da Turbina por Vapor em Circuito Fechado.....	140
6.5.1 Modelagem da Turbina a Gás da Série H.....	144
6.6 Análise de Ciclos Combinados Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás.....	147
6.7 Análise Exergética de Ciclos Combinados Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás	156
 Capítulo 7: Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	162

Lista de Figuras

3.1 Pressão limite para erro máximo de 0,5% no cálculo de entalpia pela hipótese de gás perfeito.....	20
4.1 Esquema Genérico de Planta de Ciclo Combinado.....	44
4.2 Sistema adotado para avaliação do processo nos eixos do compressor e turbina.....	55
4.3 Temperatura de exaustão e eficiência térmica de turbinas a gás.....	58
4.4 Evolução de temperatura num HRSG com um nível de pressão.....	62
4.5 Configuração de ciclo combinado de dois níveis de pressão.....	67
4.6 Fluxo de energia: fluxo de calor e potência do ciclo combinado.....	73
4.7 Fluxo de exergia: potência e taxa de irreversibilidade do ciclo combinado.....	73
5.1 Evolução da temperatura de entrada da turbina e aspectos tecnológicos associados.....	75
5.2 Técnicas de Resfriamento das pás de turbinas a gás.....	76
5.3 Palheta da turbina aeronáutica Rolls Royce RB-211.....	78
5.4 Comparação entre resfriamento por Ar e Vapor no bocal do primeiro estágio de expansão.....	79
5.5 Ciclo simples da TG para o modelo de expansão com resfriamento.....	87
5.6 Diagrama entalpia – entropia para o processo de aceleração no bocal.....	89
5.7 Diagrama entalpia – entropia para o processo de expansão nos estágios com e sem resfriamento da turbina.....	92
5.8 Processo no difusor.....	95

5.9 Volume de controle para avaliação da aceleração do fluxo de resfriamento e mistura com os gases em expansão.....	96
5.10 Diagrama entalpia – entropia para os fluxos de resfriamento.	98
5.11 Esquema da Palheta da Turbina como um Trocador de Calor.	101
5.12 Esquema da Geometria da Palheta da Turbina e dos Canais de Resfriamento.	101
5.13 Resistências Térmicas para a TC com Revestimento Cerâmico da Palheta.	104
5.14 Fluxo de Resfriamento e Efetividade de TC no	
1° Bocal da TG LM2500+ para diferentes valores de $Bibw$	109
5.15 Fluxo de Resfriamento e Efetividade de TC no 1° Bocal da	
TG LM2500+ para diferentes valores de $BiTBC$	110
5.16 Efeito de $BiTBC$ no fluxo de resfriamento do 1° Bocal da TG LM2500+.....	111
5.17 Efeito do resfriamento por película no fluxo requerido e efetividade de TC	
no 1° Bocal da TG LM2500+	112
5.18 Combinação de revestimento cerâmico da palheta e resfriamento	
por película de ar do primeiro bocal da turbina LM2500 +.....	113
5.19 Fluxograma Global da TG com o modelo de expansão com resfriamento.	115
5.20 Comparativo entre os resultados do modelo de expansão	
com resfriamento e os dados de turbinas da tabela 5.4.....	123
6.1 Efeito da pressão de extração do fluxo de ar	
para o resfriamento dos estágios de expansão.	126
6.2 Efeito da temperatura máxima da palheta.	129
6.3 Esquema de resfriamento do fluxo de ar utilizado	
para manter a temperatura das pás da turbina abaixo do limite do material.....	131
6.4 Efeito da temperatura do ar de resfriamento com TC de superfície.	132
6.5 Esquema de TG com trocador de calor evaporativo para	
o fluxo de resfriamento.....	133
6.6 Temperatura do fluxo de resfriamento com TC evaporativo.....	134
6.7 Eficiência térmica, fluxo de resfriamento e trabalho específico	
da TG com os TCs de superfície e evaporativo.....	135

6.8	Esquema de TG com resfriamento da turbina por vapor em circuito aberto.	138
6.9	Diagrama temperatura-entropia da expansão dos gases com resfriamento em ciclo fechado.	141
6.10	Esquema de TG com resfriamento da turbina por vapor em circuito fechado.	142
6.11	Esquema da modelagem da turbina a gás da série 9H.	145
6.12	Ciclo a vapor para a configuração CC1.	148
6.13	Esquema de HRSG para as configurações CC3 e CC5.	149
6.14	Eficiência térmica do ciclo combinado e temperatura de exaustão para a configuração CC1.	151
6.15	Configuração de ciclo combinado com resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado, conforme oferecido pela GE.	155
6.16	Distribuição da exergia total de entrada para as configurações CC4 e CC8. ...	156
6.17	Distribuição de irreversibilidades para os equipamentos dos ciclos combinados das configurações CC4 e CC8.	158
6.18	Esquema para avaliação das irreversibilidades de um estágio de expansão rotativo com resfriamento a ar.	160
6.19	Categorias de perdas de exergia dos estágios de expansão com resfriamento.	160
I.1:	Calor Específico do CO ₂	173
I.2:	Calor Específico do H ₂ O	174
I.3:	Calor Específico do O ₂	175
I.4	Calor Específico do N ₂	176
II.1	Efeito da divergência das linhas isobáricas sobre a variação das eficiências isentrópicas durante os processos politrópicos de compressão e expansão.	179
II.2	Eficiência isentrópica de compressão e expansão em função da razão de pressão para uma eficiência politrópica constante ($\eta_p = 0,85$).	181
III.1	Calor específico do Ar Atmosférico	186
III.2	Viscosidade absoluta do Ar Atmosférico	186

III.3 Condutividade térmica do Ar Atmosférico.....	187
III.4 Número de Prandtl do Ar Atmosférico.....	187

.....

Lista de Tabelas

3.1 Exergia química padrão molar dos elementos químicos (kJ/kmol).....	28
3.2 Composição química do ar atmosférico seco.	33
3.3 Pressão de saturação do vapor de água.	34
4.1 Desempenho e dados característicos de diferentes modelos de Turbinas a Gás...57	
4.2 Termos considerados na avaliação da eficiência exergética.	66
4.3 Valores de referência da configuração de ciclo combinado.	68
4.4 Valores calculados e aferidos da configuração de ciclo combinado.....	68
4.5 Condições de operação consideradas no modelo computacional.	69
4.6 Fluxos de calor e potência dos ciclos da turbina a gás e da turbina a vapor.....	70
4.7 Fluxos de calor e potência do ciclo combinado.....	71
4.8 Fluxos de exergia, potência e irreversibilidade do ciclo combinado.....	71
5.1 Parâmetros utilizados nas equações de cálculo de transferência de calor por convecção nas palhetas da turbina a gás.....	104
5.2 Dados da Turbina LM2500 + e geometria assumida para o primeiro bocal.....	108
5.3 Dados de entrada para o modelo de expansão com resfriamento.....	116
5.4 Dados coletados de turbinas a gás existentes.	119
5.5 Resultados gerados pelo modelo de expansão com resfriamento.....	120
5.6 Parâmetros médios característicos das turbinas a gás utilizados para geração de resultados da tabela 5.5.	121

5.7 Parâmetros geométricos dos estágios de expansão do bocal e da turbina, utilizados para geração de resultados da tabela 5.5.	122
6.1 Valores característicos da TG com um ponto de extração de fluxo de resfriamento.....	130
6.2 Parâmetros de transferência de calor e da bomba para o TC ar-água.....	131
6.3 Parâmetros de modelagem para o trocador de calor evaporativo.	135
6.4 Resultados da TG com TC de superfície e evaporativo para o fluxo de resfriamento da turbina.....	136
6.5 Cálculo comparativo do calor específico do fluido de resfriamento considerando o efeito da pressão do vapor e a hipótese de gás perfeito.....	138
6.6 Dados de modelagem e resultados da TG com resfriamento por vapor em circuito aberto.....	139
6.7 Resultados da TG4 com resfriamento por vapor em circuito fechado.	143
6.8 Parâmetros da turbina a gás da série 9H.....	144
6.9 Parâmetros de transferência de calor e resultados da turbina da série 9H, modelada com resfriamento por vapor e por ar.....	146
6.10 Configurações de ciclos combinados e recuperadores de calor.....	148
6.11 Parâmetros característicos para o HRSG e ciclo a vapor.....	150
6.12 Desempenho de ciclos combinados com diferentes configurações de HRSG e TGs resfriadas a Ar e a Vapor em circuito fechado.	152
I.1 Propriedades Termodinâmicas do CO ₂	173
I.2 Propriedades Termodinâmicas do H ₂ O.....	174
I.3 Propriedades Termodinâmicas do O ₂	175
I.4 Propriedades Termodinâmicas do N ₂	176
I.5 Coeficientes utilizados para cálculo das propriedades termodinâmicas através das equações 3.39 a 4.42.....	177

.....

Nomenclatura

Letras Latinas

A	- área da secção transversal de escoamento	[m ²]
a	- coeficiente dos polinômios do calor específico, entalpia e entropia	
B	- segundo coeficiente virial para avaliação da equação de estado	
Bi	- fator de Biot (capítulo 5)	
c	- corda da palheta	[m]
\bar{c}_p	- calor específico a pressão constante, em base molar	[kJ/kmol.K]
\bar{c}_v	- calor específico a volume constante, em base molar	[kJ/kmol.K]
D	- diâmetro	[m]
dS	- elemento infinitesimal de superfície do volume de controle	[m ²]
Ex	- exergia	[kJ]
\bar{e}_x	- exergia na base molar	[kJ/kmol]
exf	- exergia total de escoamento	[kJ/kg]
f	- relação combustível-ar do combustor da TG, em base mássica	
H	- altura da palheta	[m]
\bar{h}	- entalpia específica em base molar ou coeficiente de TC por convecção (capítulo 5)	[kJ/kmol] [kW/m ² .K]
\bar{h}_f	- entalpia de formação da substância a 25°C e 1 atm	[kJ/kmol]
I	- irreversibilidade	[kJ]
\dot{i}	- taxa de irreversibilidade	[kW]
k	- condutividade térmica	[kW/m.K]
\dot{m}	- fluxo de massa	[kg/s]
Ma	- número de Mach	
n	- número de moles	
n_s	- velocidade específica dos estágios de compressão ou expansão	
NUT	- número de unidades de transferência de calor	
P	- pressão	[kPa] ou [bar]
P_c	- pressão do ponto crítico do vapor d'água = 22,088 MPa	
Pr	- número de Prandtl	
Q	- calor transferido num processo	[kJ]
\dot{q}	- taxa de calor por unidade de massa que cruza a fronteira do	[kJ/kg]

	volume de controle	
\dot{q}	- taxa de calor por unidade de superfície do volume de controle (capítulo 5)	[kW/m ²]
r	- grau de reação (capítulo 5)	
\bar{R}	- constante universal dos gases = 8314,2 J/kmol.K	
Re	- número de Reynolds	
S	- entropia	[kJ/k]
s	- entropia específica	[kJ/kg.K]
\bar{s}_o	- entropia específica absoluta em base molar a 1 atm	[kJ/kmol.K]
S_g	- entropia gerada num sistema ou volume do controle	[kJ/k]
SP	- <i>Size Parameter</i> – Parâmetro de Dimensão	[m]
T	- temperatura	[K]
T_c	- temperatura do ponto crítico do vapor d'água = 374,136°C	
u	- energia interna específica (capítulo 3) ou velocidade tangencial periférica das pás da turbina (capítulo 5)	[kJ/kg] [m/s]
V	- Vazão ou velocidade	[m ³ /s] [m/s]
v	- volume específico	[m ³ /kg]
UA	- umidade absoluta do ar atmosférico em base molar	[mol H ₂ O/mol ar]
W	- trabalho	[kJ]
w	- umidade absoluta do ar atmosférico, base mássica (capítulo 3) ou velocidade angular (capítulo 5) ou trabalho específico	[kg H ₂ O/kg ar] [rad/s] [kJ/kg]
\dot{W}	- potência	[kW]
y	- fração molar do componente de mistura de gases	
y_a	- fração molar do ar seco	
y_v	- fração molar do vapor no ar atmosférico	
Z	- parâmetro de tecnologia de TC por convecção nas palhetas	

.....

Letras Gregas

α	- coeficiente de ar teórico em base molar (capítulo 4) ou ângulo de injeção do fluxo de resfriamento (capítulo 5)	[graus]
β	- razão de pressão de um estágio de compressão ou de expansão	
Δ	- diferença aritmética	
ΔG_o	- função de Gibbs da reação química	[kJ]
$\Delta \bar{g}_r$	- função molar de Gibbs de formação	[kJ/kmol]
ε	- Efetividade do trocador de calor	
γ	- razão de calores específicos a pressão e a volume constantes	
η	- Eficiência	
ϕ	- fator de vazão (capítulo 5)	
ϕ	- umidade relativa do ar atmosférico	

ρ	- densidade	[kg/m ³]
μ	- viscosidade absoluta	[Pa.s]
v	- coeficiente estequiométrico dos componentes da reação	[kJ/k]
ψ	- eficiência racional da 2ª Lei da Termodinâmica	

.....

Superescritos

0	- estado de referência padrão: 25°C e 1 atm
cp	- relativo ao cálculo do calor específico a pressão constante
h	- relativo ao cálculo da entalpia
s	- relativo ao cálculo da entropia

.....

Subscritos

0	- estado de referência do ambiente onde se efetua a análise ou relativo ao estado de estagnação
∞	- designativo de propriedade parcial da substância como componente do sistema de referência
ad	- adiabático
amb	- ambiente
ae	- relativo à quantidade de ar para a reação estequiométrica
b	- <i>blade</i> – palheta da TG
bomb	- relativo ao processo de bombeamento do fluxo de resfriamento, na passagem pelos canais internos das palhetas dos estágios rotativos de expansão
bm_x	- <i>blade maximum</i> – relativo à máxima temperatura da palheta
c	- relativo ao compressor
cmb	- relativo à câmara de combustão da TG
comb	- relativo ao combustível
cl	- <i>cooling</i> – relativo ao fluxo de resfriamento da TG
cs	- <i>cooled stages</i> – estágios com resfriamento da turbina
ct	- <i>cooled turbine</i> – turbina com resfriamento
dif	- difusor
diss	- relativo trabalho dissipado
e	- entrada do volume de controle
el	- elemento químico
est	- relativo à reação estequiométrica
f	- parcela física da exergia
fc	- <i>film cooling</i> – resfriamento da palheta por película de ar
g	- gás
ger	- relativo ao gerador elétrico
i	- índice de enumeração dos componentes da mistura ou

do estado do fluido de trabalho ao longo dos processos ou dos coeficientes **a** dos polinômios de propriedades termodinâmicas

is	- relativo a processo isentrópico
isot	- relativo a processo isotérmico
l	- <i>lost</i> , cedido ao meio
m	- relativo à eficiência mecânica ou ao valor médio de determinado parâmetro
max	- máximo
nz	- <i>nozzle</i> – relativo ao bocal da turbina
p	- relativo a processo a pressão constante ou a processo politrópico
prod	- relativo aos produtos da combustão
q	- parcela química da exergia
real	- processo real, irreversível
rev	- processo reversível
SC	- superfície do volume de controle
s	- saída do volume de controle ou <i>specific</i> , relativo a diâmetro ou velocidade específica
sat	- estado de saturação do vapor
st	- <i>static</i> – relativo às propriedades estáticas
stg	- estágio
t	- relativo ao processo de expansão na turbina
TBC	- <i>Thermal Barrier Coating</i> – revestimento cerâmico sobre a superfície externa da palheta
teo	- relativo ao processo teórico
tot	- total
ut	- <i>uncooled turbine</i> – estágios sem resfriamento da TG
v	- processo a volume constante
vap	- vapor
VC	- Volume de Controle
vz	- vazamento

.....

Abreviações

CC	Ciclo Combinado
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CET	<i>Combustor Exit Temperature</i> – Temperatura de saída do combustor
CPH	<i>Condensate Pre-heater</i> – Pré aquecedor da água de alimentação
HAT	<i>Humid Air Turbine</i> – Turbina a gás com ar de combustão saturado
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> - caldeira de recuperação de calor dos gases de exaustão da turbina a gás

NR	<i>Newton-Raphson</i> – procedimento iterativo para solução de equações (determinação do zero da função)	
NO_x	Óxidos de Nitrogênio	
PCI	Poder calorífico Inferior do Combustível	[kJ/kg]
TC	Transferência de Calor ou Trocador de Calor	
TG	Turbina a Gás	
TIT	<i>Turbine Inlet Temperature</i> – Temperatura na entrada do 1º rotor da turbina a gás	[°C]
TV	Turbina a Vapor	

Siglas

ABB	Asea Brown-Bovery
ATS	<i>Advanced Turbine System</i> : grupo de pesquisa do Departamento de Energia dos Estados Unidos
GE	General Electric

.....

Capítulo 1

Introdução

A busca crescente por instalações de geração de energia elétrica de elevada eficiência pode ser dividida historicamente e justificada por três grandes fatores: i) Temor inicial da escassez dos combustíveis fósseis; ii) Dependência econômica gerada em relação aos países produtores de petróleo, principalmente após a crise em 1973; iii) Necessidade de se atender a uma legislação cada vez mais rigorosa para controle dos impactos ambientais causados pela instalação e operação de uma planta de potência. A este último fator acompanha um processo de conscientização ecológica em nível mundial, que cobra ações governamentais para emissão e fiscalização de leis de proteção ambiental a fim de minimizar impactos causados por: emissão de gases poluentes que causam o efeito estufa, chuva ácida e lançam na atmosfera gases tóxicos; vazamento de óleos combustíveis de refinarias e material radioativos de usinas nucleares. Aliado a estes danos, deve ser lembrado o impacto que a instalação de uma nova central de potência pode causar no ambiente, como a alteração do ecossistema e o deslocamento de população da região. A pesquisa por processos mais eficientes de conversão de energia ocorre também devido à necessidade de suprir uma demanda crescente a um custo unitário reduzido (R\$/kWh), fator importante a ser considerado, principalmente no caso de países em desenvolvimento.

No Brasil, a dependência do petróleo está diretamente associada ao setor de transporte rodoviário e, por isso, não constituiu um fator determinante para incentivo a pesquisas por instalações avançadas de geração de energia, mas sim, para pesquisas por combustíveis veiculares alternativos, como foi o caso do programa PROÁLCOOL. Pode-se dizer, entretanto, que o PROÁLCOOL contribuiu de forma indireta para o início de estudos de geração

termelétrica e cogeração a partir do aproveitamento do resíduo do setor sucro-alcooleiro (Walter, 1994).

Praticamente toda a geração de energia elétrica nacional provém dos recursos hídricos. Atualmente, estamos vivenciando uma mudança no perfil de nossa matriz energética, em função do aumento da demanda e da falta de investimentos na década anterior para a construção de novas usinas hidrelétricas e aumento da capacidade instalada. A ampliação da oferta de energia nos próximos anos prevê a instalação de 15 termelétricas até o final de 2003, com a adição de 6423 MW, construção de 21 hidrelétricas de grande porte e aproximadamente 100 de pequeno porte, instalação de 23 usinas eólicas no Nordeste do país, intensificação do aproveitamento da biomassa e cogeração, além da importação de energia, principalmente da Argentina. A instalação de termelétricas prossegue até 2010, totalizando 60 novas centrais nesse ano¹. O programa de construção de centrais térmicas no Brasil acompanha o aumento na penetração do gás natural e pode ser considerado um programa emergencial a fim de evitar novos racionamentos e desaceleração do crescimento da economia. Uma das vantagens da instalação de uma central termelétrica é que seu período de construção é inferior ao de uma hidrelétrica, podendo reduzir num prazo relativamente curto a dependência que nossa geração de energia possui do regime pluviométrico anual. Como exemplo desta situação atual pode-se citar o racionamento ao qual o país foi submetido entre junho de 2001 e fevereiro de 2002.

As instalações térmicas equipadas com turbinas a gás de elevada eficiência são indicadas para centrais de potência que devem atender ao fornecimento de energia de base em grande escala, devido ao peso do combustível no custo da energia gerada, levando-se em consideração a amortização do capital investido durante o período estimado de operação da unidade, 20 a 30 anos (Gas Turbine World, 1999). As plantas térmicas de elevada eficiência requerem configurações mais complexas e novas tecnologias para a turbina a gás e processos do ciclo a vapor, como: refrigeração entre os estágios de compressão e resfriamento dos estágios iniciais de expansão, injeção de água e vapor para controle de emissões de NOx e aumento de potência, ciclos a vapor com mais de um nível de pressão e reaquecimento. Estas alterações para melhoria

¹ Dados extraídos da apresentação *Programas para o Aumento da Oferta de Energia Elétrica no Âmbito do Ministério de Minas e Energia*, de Dezembro de 2001, <http://www.camaradecultura.org/Ciclo de Debates.pdf>

de eficiência térmica implicam maior custo de instalação. Entretanto, este custo deve ser amortizado num período menor, se comparado às instalações de menor eficiência e mesma faixa de potência, devido ao efeito do custo do combustível na composição do custo da energia gerada.

A utilização de ciclos combinados de potência tem se intensificado nas três últimas décadas, pois se apresentam como as instalações térmicas de maiores eficiências até a atualidade. Atualmente, usinas térmicas têm sido construídas com rendimentos declarados de Primeira Lei de 60%, tendo como base o poder calorífico inferior do gás natural. Estas centrais empregam técnicas modernas de resfriamento da turbina a gás e integração com o ciclo a vapor. A previsão de início de operação da primeira planta de ciclo combinado, com resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado, é em meados de 2002 em South Wales, Reino Unido (Smith et al., 2001).

O objetivo deste trabalho consistiu no desenvolvimento de um programa computacional para modelagem termodinâmica dos equipamentos que compõem um sistema térmico equipado com turbina a gás. A partir da combinação adequada dos módulos dos equipamentos, o programa deveria ser capaz de investigar ciclos avançados de geração de energia, incluindo os aspectos de resfriamento da turbina a gás, a fim de que os efeitos das evoluções tecnológicas recentes na área de materiais das pás da turbina e nas técnicas modernas de resfriamento pudessem ser avaliados.

O programa desenvolvido incorpora o cálculo automatizado de propriedades termodinâmicas do gás e do vapor d'água e o equacionamento necessário para análises de Primeira e Segunda Leis da termodinâmica. A análise exergética foi incorporada ao programa por se tratar de uma ferramenta para avaliação das possibilidades reais de recuperação de perdas, permitindo que se identifiquem as irreversibilidades ao longo do ciclo de potência, e por constituir-se num critério adicional para a otimização dos processos internos ao ciclo.

Existem atualmente diversos programas computacionais já disponíveis para cálculo de propriedades e avaliações de processos termodinâmicos. Vários pesquisadores de ciências térmicas, objetivando resultados rápidos e estudos detalhados de configurações cada vez mais

complexas fazem uso destes programas termodinâmicos. Apesar disso, o desenvolvimento de um novo programa foi considerado um fator importante na construção deste trabalho, devido a:

a) necessidade de domínio de diferentes disciplinas da engenharia para a solução de sistemas e representação dos processos nos diferentes equipamentos, como: termodinâmica, transferência de calor, mecânica dos fluidos, métodos numéricos e técnicas de programação;

b) conhecimento das características específicas de projeto e operação dos componentes da instalação, limitações técnicas e valores usualmente empregados, para fazer a correlação com o modelo desenvolvido;

c) possibilidade de avaliar o efeito de hipóteses simplificadoras adotadas usualmente (como por exemplo, o calor específico constante com a temperatura, processo adiabático, etc);

d) flexibilidade para utilização de diferentes conceitos de definição de eficiência de um processo (isentrópico ou politrópico, eficiência de Primeira Lei ou eficiência racional);

e) possibilidade de priorizar a modelagem dos processos de um determinado componente que se deseja avaliar com maior nível de detalhes.

Os capítulos deste trabalho estão estruturados da seguinte forma:

O capítulo 2 contém uma revisão bibliográfica abordando as técnicas empregadas na modelagem de processos, descreve os métodos de análise desenvolvidos por alguns pesquisadores e cita estudos de utilização de modelos computacionais termodinâmicos previamente desenvolvidos para aplicação em uma configuração específica de sistema térmico. O capítulo 3 apresenta uma revisão das principais propriedades termodinâmicas consideradas neste trabalho e a metodologia utilizada para a elaboração das sub-rotinas que efetuam o cálculo automatizado destas propriedades.

O capítulo 4 descreve a estratégia de modelagem e as hipóteses admitidas para os processos de cada equipamento de uma termelétrica de ciclo combinado. No final do capítulo 4, é apresentada uma configuração de termelétrica de ciclo combinado, conforme descrita no trabalho de Seyedan et al. (1995). São mostrados os dados utilizados para representação desta instalação

numa versão específica do programa elaborado neste trabalho. Os resultados obtidos pelo modelo computacional são comparados aos aferidos na instalação.

O capítulo 5 consiste numa extensão da modelagem do processo de expansão da turbina a gás, na qual se destacam os processos detalhados de expansão do gás nos estágios com resfriamento. Este modelo de expansão foi implementado com base no trabalho de Consonni (1992).

No capítulo 6, os módulos de cada equipamento são combinados em configurações específicas para avaliações dos efeitos de variações tecnológicas de operação da turbina a gás sobre as características de desempenho do ciclo de potência. Ao final do capítulo, são avaliadas oito configurações de ciclos combinados, incluindo os casos de resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado.

O capítulo 7 contém a conclusão deste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

No anexo 1, encontram-se tabelas e gráficos comparativos entre duas metodologias de cálculo de propriedades termodinâmicas estudadas. O anexo 2 apresenta a definição dos coeficientes usualmente empregados para descrever a eficiência dos processos de compressão e expansão e o método de cálculo de propriedades do fluxo na saída destes processos. O anexo 3 contém as equações utilizadas para o cálculo de propriedades necessárias à avaliação da transferência de calor nas pás da turbina, como a viscosidade e condutividade térmica dos gases. Por fim, no anexo 4, encontram-se descritas as sub-rotinas de cálculo de propriedades e avaliação de processos desenvolvidas neste trabalho.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Nas últimas três décadas, houve um desenvolvimento substancial de modelos computacionais para cálculo de propriedades termodinâmicas e avaliação de processos térmicos, químicos e metalúrgicos. O crescimento do estudo nesta área foi impulsionado pelo acesso facilitado aos computadores cada vez mais rápidos e de baixo custo, fruto do grande avanço tecnológico da eletrônica neste período, e da necessidade de se analisarem os mais diversos fenômenos de forma precisa, objetivando com isto:

- a) uma confirmação da viabilidade técnica de um projeto em etapas anteriores aos testes experimentais;
- b) a redução do custo de implementação do projeto através da eliminação de etapas de testes e
- c) a busca da configuração ideal com a seleção das variáveis otimizadas das características de projeto e de operação do sistema que afetam o processo em análise.

A partir de um modelo computacional apropriado, a otimização de processos térmicos pode ser efetuada buscando-se a condição ideal para maximização das eficiências de Primeira Lei, de Segunda Lei ou da minimização do custo total (fixo e operacional) de uma determinada instalação. A maximização da eficiência de Primeira Lei corresponde à minimização das perdas energéticas enquanto que a otimização de Segunda Lei da Termodinâmica corresponde à minimização das irreversibilidades geradas. Um critério adicional de otimização pode ser estabelecido utilizando-se uma composição ponderada dos objetivos acima, conforme o efeito da variação dos parâmetros estudados (Boehm, 1987).

As pesquisas sobre processos mais eficientes estimulam o desenvolvimento de diversas áreas da engenharia: área *Metalúrgica*, com a criação de novas ligas metálicas e compostos cerâmicos resistentes às elevadas temperaturas e tensões mecânicas às quais as máquinas são submetidas; área de *Projetos*, com o desenvolvimento de novos componentes com características geométricas mais adequadas à operação dos equipamentos com respectiva redução de vibração, tensão e atrito; área de *Térmica e Fluidos*, com a caracterização dos escoamentos e das condições térmicas apropriadas dos fluidos de trabalho no interior dos componentes.

Os estudos conduzidos na área de *Térmica e Fluidos* resultam geralmente em sugestões de novas configurações de arranjo dos equipamentos já existentes, de implementação de novos equipamentos e processos e de uma maior interação dos fluidos de operação. Com a utilização de modelos computacionais que representam os processos termodinâmicos, a complexidade adicionada à instalação por tais sugestões de aumento de eficiência pode ser mais facilmente analisada. Estes modelos podem ser classificados em duas categorias (Gallo, 1990; Consonni, 1992):

- a) Termodinâmico ou Zero-Dimensional, nos quais a variação das propriedades termodinâmicas é avaliada de acordo com o processo e os índices de rendimento dos equipamentos, como: eficiência isentrópica ou politrópica, efetividade ou coeficientes de transferência de calor, perdas de carga. Esses índices traduzem as características geométricas dos equipamentos e dos escoamentos dos fluidos que passam por eles. Esta abordagem não leva em consideração os detalhes construtivos dos equipamentos para o cálculo das eficiências do processo, mas atém-se principalmente aos aspectos termodinâmicos para a análise.
- b) Multidimensionais, quando se consideram as características geométricas dos componentes da instalação para a aplicação das equações diferenciais de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia no tempo e espaço. Esses modelos buscam determinar os campos espaciais de velocidade dos escoamentos, os gradientes de pressão e de temperatura. Os coeficientes de eficiência dos equipamentos não constituem dados de entrada, mas resultados da análise desse sistema de equações. A utilização de modelos multidimensionais requer uma extensa quantidade de dados de entrada que descrevem todas as características dos

equipamentos a fim de se efetuar uma previsão precisa dos fenômenos que ocorrem internamente aos mesmos. Geralmente, estes modelos computacionais são desenvolvidos para aplicação de uma configuração específica, devido às dificuldades de se obterem todos os dados necessários para sua validação. A extensão de um modelo multidimensional específico para outras configurações fica limitado, portanto, ao acesso aos dados exigidos para se executar o programa e para atestar sua validade.

Diversos programas computacionais de análise termodinâmica foram desenvolvidos com o objetivo de auxiliar no projeto de novas plantas, na otimização de centrais térmicas já existentes ou até mesmo para fins educacionais e pesquisas acadêmicas. São discutidos a seguir alguns estudos efetuados nesta área de modelagem termodinâmica aplicados à geração de energia em centrais térmicas de potência.

2.1: Programas Computacionais para Modelagem Termodinâmica.

Sonnenschein (1982) construiu um programa modular que permite a análise de diferentes configurações de sistemas térmicos. Utilizando os recursos de processamento eletrônico de dados, estruturou seu programa em quatro níveis hierárquicos: o nível mais alto define o objetivo da análise - otimização, verificação de operação em plena carga ou cargas parciais; o segundo nível incorpora os métodos iterativos para o tratamento da combinação dos equipamentos térmicos de acordo com a instalação analisada; o terceiro nível contém as informações necessárias para a representação dos processos termodinâmicos de cada equipamento; o nível inferior contém módulos para o cálculo das propriedades físicas dos fluidos de operação: água, vapor d'água, ar e produtos de combustão. Equações polinomiais são utilizadas para a representação das propriedades da água, vapor e ar atmosférico. Para os produtos de combustão, são utilizadas equações específicas, limitadas à pressão máxima de 10 bar. Esta pressão foi adotada na época por corresponder à pressão máxima normalmente atingida em ciclos de turbinas a gás utilizadas em plantas de ciclo combinado. A modelagem dos módulos não considera as curvas características dos equipamentos e não incorpora o cálculo das propriedades de transferência de calor, conforme as características geométricas dos mesmos. Para a modelagem de uma instalação operando em condições de carga parcial, são utilizadas equações empíricas

para o tratamento dos trocadores de calor - determinação das diferenças terminais de temperaturas. A convergência do programa é obtida através do método iterativo, com o controle de uma variável específica, escolhida conforme o ciclo térmico em consideração.

Somerton et al. (1987) elaboraram o pacote computacional "RANKINE", que permite a avaliação de 28 configurações de sistemas térmicos montados com base no ciclo Rankine simples. A configuração mais completa continha 3 turbinas, 2 extrações para reaquecimento e 3 aquecedores de água de alimentação. A partir de dados de entrada como pressões, temperaturas e eficiências dos componentes da configuração selecionada, a seqüência de cálculo incluía a determinação dos estados do vapor em todos os pontos do ciclo, cálculo das taxas de fluxos mássicos, cálculos dos trabalhos de bombeamento, das turbinas, das taxas de calor adicionado e rejeitado e avaliação das eficiências energéticas e exergéticas. O programa não permitia um tratamento flexível para a montagem de uma configuração qualquer e se destinava, principalmente, a fins didáticos.

Os estudos de otimização de plantas de ciclo combinado foram marcados inicialmente pela análise de configurações alternativas e aperfeiçoamentos da parte a vapor do ciclo, acoplada aos gases de exaustão de uma determinada turbina a gás. Podem ser citados os trabalhos de Chin e El-Masri (1987) e Lugand e Parietti (1991), nos quais análises de diferentes configurações possíveis são avaliadas através de programas computacionais.

Um modelo computacional foi utilizado por Baughn e Kerwin (1987) para analisar um sistema de cogeração com turbina a gás em operação no Campus Davis, da Universidade de Califórnia. O programa calcula os parâmetros termodinâmicos a partir de dados de entrada como condições ambiente, poder calorífico inferior do combustível, pressão e título do vapor na saída da caldeira de recuperação e curvas de operação da turbina a gás Allison 501 KB. As propriedades da água são obtidas através de correlações de temperatura, pressão e entalpia para o fluido na região de saturação. Uma relação do calor específico a pressão constante com a temperatura é utilizada para os gases de exaustão.

El-Masri (1987) apresentou estudos de otimização de ciclos combinados através da variação de parâmetros de operação e de projeto da turbina a gás e do ciclo Rankine com dois níveis de pressão. Para a análise do ciclo a gás, utilizou-se o programa GASCAN que modela os processos no compressor com várias extrações de ar para resfriamento da turbina, no combustor e na turbina a gás. O programa utiliza polinômios para o cálculo do calor específico a pressão constante do ar seco, do vapor d'água tratado como gás ideal e dos gases estequiométricos. A análise do ciclo Rankine não permite flexibilidade para se alterar a configuração do sistema original já que a metodologia foi desenvolvida para aplicação apenas a ciclos com dois níveis de pressão.

Komisarchik et al. (1991) utilizaram uma configuração específica de uma planta de ciclo combinado com dois níveis de pressão para elaborar um programa computacional. A partir desta planta definida, pode-se alterar a configuração através dos parâmetros que devem ser fornecidos como dados de entrada. O modelo permite que sejam utilizadas válvulas "by-pass" para eliminar equipamentos presentes na planta original. O método de cálculo empregado é o seqüencial iterativo, com relaxação dos parâmetros de acoplamento entre a caldeira de recuperação e a turbina a vapor.

Perz (1991) desenvolveu um programa modular bastante flexível no qual é permitido avaliar qualquer configuração de uma termelétrica convencional a partir da seleção e conexão adequada dos diversos equipamentos térmicos disponíveis numa biblioteca. A metodologia empregada para a resolução do sistema de equações que descrevem os balanços de massa e energia e os processos termodinâmicos de cada componente da instalação consiste no método "semi-paralelo". Este tratamento é uma combinação dos métodos de resolução seqüencial e de equação orientada (Boehm, 1987). Os dados termodinâmicos são calculados de forma seqüencial enquanto que as equações de balanço são resolvidas em paralelo. Esta abordagem aproveita o fato de que, quando todas as propriedades termodinâmicas são conhecidas, o conjunto de equações dos balanços de massa e energia forma um sistema linear.

Consonni (1992) apresentou em seu trabalho de doutorado um modelo para análise termodinâmica de centrais de potência que operam com ciclos de turbinas a gás e turbinas a

vapor. O autor concentrou seu estudo no desenvolvimento de uma modelagem detalhada do processo de expansão de turbina a gás com resfriamento. A estratégia de modelagem foi implementada na sub-rotina do módulo da turbina, GSTUR, para permitir a integração com os outros módulos que formam o ciclo a vapor. Para análise dos processos dos outros componentes presentes em centrais termelétricas, utilizou-se o programa computacional GS, composto por diversas sub-rotinas para tratamento dos equipamentos e cálculo de propriedades termodinâmicas. A sub-rotina GSTUR foi calibrada com os valores característicos de operação de turbinas a gás disponíveis pelos fabricantes, para reproduzir os valores de desempenho, possibilitando assim a avaliação de diferentes configurações de sistemas térmicos. Embora o enfoque da modelagem tenha sido a análise termodinâmica para reprodução de eficiência da turbina a gás, foram incorporadas na estratégia de expansão da turbina algumas características de modelagem unidimensional, objetivando uma melhor representação do processo de resfriamento, o qual é importante para determinação da eficiência da turbina. Para a solução do sistema de equações não-lineares que resultam da combinação de processos do ciclo a vapor com o ciclo a gás, desenvolveu-se um algoritmo para resolução seqüencial, com a convergência obtida através da escolha de variáveis específicas de controle. O estudo utilizou a teoria da similaridade para identificar as características dos equipamentos necessárias para a determinação das eficiências politrópicas e dos fluxos de resfriamento da turbina a gás. O modelo não se refere a detalhes específicos da geometria da turbina, os quais são difíceis de se obter com os fabricantes, porém leva em conta os termos cinéticos no tratamento dos processos de expansão da turbina.

No trabalho desenvolvido por Machado Jr. (1993), avaliou-se o desempenho de uma turbina a gás através de um modelo computacional que identifica os possíveis modos de falha do equipamento de acordo com a comparação entre parâmetros medidos em campo com os dados estimados pelo modelo. O objetivo desta análise foi efetuar um plano de manutenção do equipamento orientado pelos valores fornecidos pelo programa. A modelagem da turbina a gás, dividida em gerador de gás (compressor, combustor e turbina para acionar o compressor) e turbina livre de expansão, utilizou o conceito da linha base de operação ou linha de equilíbrio do sistema, amarrando as curvas características do compressor e da turbina e a necessidade de se atender ao equilíbrio de potência entre turbina geradora de gás e compressor, a igualdade de rotações destes equipamentos e as razões de pressões no compressor e nas turbinas. Os processos

termodinâmicos foram modelados utilizando-se a hipótese de gás perfeito com a aplicação das equações de conservação de massa e de energia.

Seyedan et al. (1995) desenvolveram um programa para a análise de plantas de potência de ciclo combinado, com o ciclo a vapor com dois níveis de pressão. O programa requer como dados de entrada as curvas características dos equipamentos da instalação. Para a avaliação do processo nos trocadores de calor, utiliza-se o conceito de efetividade. O valor da efetividade é obtido com a avaliação do coeficiente global de transferência de calor, calculado através de correlações empíricas. A perda de carga nestes equipamentos também é calculada com a utilização de correlações obtidas experimentalmente. Todos os equipamentos da instalação são tratados de forma modular e a configuração da instalação em análise é obtida a partir da combinação dos módulos. Para a solução de todas as variáveis envolvidas, utiliza-se o método seqüencial iterativo em conjunto com a solução de um sistema de equações não-lineares. Em cada iteração, os processos ao longo dos componentes são avaliados seqüencialmente (propriedades do fluido na saída de um equipamento correspondem às propriedades na entrada para o componente seguinte), enquanto que a solução do sistema não-linear fornece os valores para a próxima iteração.

Walter e Llagostera (1995) desenvolveram um modelo computacional para a representação dos processos termodinâmicos de sistemas de potência de ciclo combinado com a turbina a gás GE LM2500, integrada com processos de gaseificação de biomassa. Análise exérgica e avaliação termoeconômica foram efetuadas para se compararem as eficiências e custos de duas configurações de ciclo combinado: gaseificação de leito fluidizado pressurizado e gaseificação à pressão atmosférica. As propriedades termodinâmicas dos gases e vapor d'água foram determinadas em todos os pontos da instalação, calculadas por sub-rotinas específicas desenvolvidas pelos autores. O trabalho demonstra que a aplicação dos métodos exérgico e termoeconômico torna possível a identificação das irreversibilidades e de seus efeitos econômicos num ciclo de potência de complexa configuração.

Um estudo apresentado por Ishimura et al. (1999) utiliza o software comercial de avaliações de processos termodinâmicos ASPEN-PLUS para análise de duas escalas de planta de potência, 5 e 20 MWe, localizadas em usinas de cana de açúcar do estado do Havaí. O ciclo

analisado integra a turbina Allison 501 KB7 com o processo de gaseificação e a linha de vapor da usina. Para a gaseificação do bagaço de cana, utiliza-se ar extraído do compressor da turbina, o qual é posteriormente pressurizado num compressor separado, e vapor fornecido pela usina de açúcar. Uma comparação de ciclos de potência operando com as características específicas dos componentes e dos processos na usina revela as eficiências de Primeira Lei de três configurações, tendo como base o poder calorífico superior do bagaço de cana: 27,6% para o ciclo combinado com gaseificação; 15,3% para o ciclo simples a vapor com queima do bagaço diretamente na caldeira e 19,8% para a turbina a gás em ciclo simples integrada com o processo de gaseificação. O software ASPEN-PLUS é bastante utilizado por pesquisadores da área térmica, sendo também mencionado nos trabalhos de Chiesa e Consonni (2000) e Lazzareto e Segato (2001).

2.2: Estudos de Sistemas Térmicos de Potência Avançados.

Bannister et al. (1994) apresentaram um estudo com propostas de melhorias em instalações de ciclo combinado que podem garantir até 60% de eficiência, com base no poder calorífico inferior do combustível. O ciclo de potência tomado como base utiliza a turbina a gás Westinghouse 501F operando com gás natural. As principais alternativas discutidas são: resfriamento intermediário entre os estágios de compressão, pré-aquecimento do ar de combustão, resfriamento dos componentes da turbina a gás por vapor em circuito fechado, aumento da temperatura de entrada da turbina e redução do fluxo de ar de resfriamento, melhoria no projeto aerodinâmico com redução das perdas de carga e redução das folgas nos mancais e redução de vazamentos.

Um estudo dos aspectos tecnológicos e econômicos associados ao projeto de uma planta de ciclo combinado foi apresentado por Narula (1995). No artigo indicado, são discutidos os critérios para a seleção dos parâmetros adequados de uma instalação já na fase inicial do projeto, buscando a melhor configuração conforme as condições ambientais da região, o perfil de demanda de energia e a viabilidade econômica das diversas alternativas. Tendo como base estudos efetuados em plantas de ciclo combinado, são apresentados os itens a serem considerados na seleção da turbina a gás e dos parâmetros do ciclo a vapor (estado termodinâmico do vapor na secção de saída do recuperador de calor e na saída da turbina, seleção entre ciclos com mais de

um nível de pressão e reaquecimento), métodos utilizados e seus efeitos no controle do índice de emissões de óxidos de nitrogênio e alternativas para aumento de potência.

Rojas (2000) desenvolveu um modelo computacional para avaliação de ciclos com uma turbina a gás aeroderivativa de elevada eficiência, com injeção de água no ar de combustão, objetivando a redução da formação de NOx e aumento da potência e eficiência térmica do ciclo. O ciclo da turbina a gás inclui como processos adicionais: resfriamento intermediário do ar nos estágios de compressão, recuperadores de calor para pré-aquecimento do ar de combustão, do gás combustível e da água utilizada no processo de nebulização e mistura do ar de arrefecimento extraído do compressor com os produtos de combustão para reduzir a temperatura dos gases à temperatura especificada na entrada da turbina. Nesse trabalho, foi efetuada uma análise paramétrica de diversas variáveis associadas ao ciclo a gás, como relação de pressões e eficiências isentrópicas dos compressores e turbina. Avaliações foram realizadas com base nas equações de Primeira e de Segunda Lei da Termodinâmica e da teoria termoeconômica. A eficiência térmica do ciclo proposto situou-se na faixa de 53,5% para temperatura de entrada na turbina de 1500°C.

Lazzareto e Segato (2001) apresentaram um trabalho com otimização do ciclo *HAT* (*humid air-turbine*) através do método de *pinch-point*. A turbina a gás operando sob o ciclo HAT possui elevada eficiência térmica (> 50%) devido à injeção de ar saturado no combustor, resfriamento intermediário entre os estágios de compressão com aquecimento da água utilizada no processo de saturação do ar, recuperador de calor dos gases de exaustão para aquecimento do ar úmido e combustível antes da queima e economizador para pré-aquecimento da água do saturador. A secção de trocadores de calor da planta é tratada como um volume de controle, sendo que a otimização define os valores de fronteira deste volume através da maximização do calor total trocado, independentemente de como estes equipamentos estejam interligados. A otimização é conduzida por uma sub-rotina desenvolvida em Fortran que utiliza a técnica de *pinch-point* para definição das curvas características de temperatura por taxa de calor no volume de controle. Os processos da turbina a gás são avaliados utilizando-se o programa ASPEN-PLUS.

Facchini et al. (2000) utilizaram um programa computacional para avaliação exergética de ciclos combinados com turbinas a gás de última geração, incluindo a turbina GT 24 com combustão seqüencial e a turbina da GE-Siemens da série 9H, que utiliza vapor em circuito fechado para resfriamento dos estágios iniciais de expansão. O modelo previu que a combinação dessas duas tecnologias eleva a eficiência do ciclo combinado a 62%.

2.3: Modelos de Resfriamento da Turbina a Gás.

Os modelos termodinâmicos iniciais que incluíram o processo de resfriamento da turbina a gás não faziam referência à temperatura limite do material da turbina, mas limitavam-se a calcular o fluxo de ar extraído do compressor necessário para reduzir a temperatura de saída do combustor até a temperatura especificada na entrada do primeiro rotor da turbina (El-Masri, 1987; Consonni, 1992). Todo o fluxo de resfriamento era misturado com os gases de saída do combustor num único ponto, antecedendo a entrada da turbina. Este é o tratamento adotado no modelo da turbina a gás descrito no capítulo 4 e no modelo desenvolvido por Rojas (2000). Apesar desta técnica simplificada, os resultados obtidos são satisfatórios para análise termodinâmica de Primeira Lei, tendo em vista que o consumo de combustível é corretamente avaliado pela temperatura máxima do combustor e o trabalho da turbina pode ser calculado com os valores adequados das eficiências de compressão e expansão, da razão de pressão e da temperatura de entrada da turbina.

Quando se deseja avaliar o efeito da elevação da temperatura limite do material das partes quentes da turbina ou de diferentes características de resfriamento, torna-se necessário incluir no modelo técnicas para determinação do fluxo de resfriamento em função das temperaturas dos gases, das paredes da turbina e do fluxo de resfriamento. O trabalho de El-Masri (1987) contém uma metodologia de cálculo do fluxo de resfriamento mais detalhada que a dos modelos iniciais. El-Masri calculou o fluxo de resfriamento requerido utilizando curvas de efetividade de transferência de calor em função da razão de capacidades térmicas do fluxo de resfriamento e do gás, para os estágios iniciais de expansão. Apesar desta metodologia não fazer referência às características geométricas dos estágios de expansão e ao fenômeno de transferência de calor que ocorre entre os gases e o fluxo de resfriamento, o modelo prevê um comportamento mais

próximo das turbinas reais, nas quais o fluxo de resfriamento se reduz à medida que se avança nos estágios de expansão e a diferença de temperaturas entre os gases e a temperatura limite do material também é reduzida.

Cohen et al. (1996) apresentam uma estratégia para o tratamento da transferência de calor por convecção nas pás da turbina, onde se incluem os efeitos cinéticos e as características geométricas das pás. O equacionamento do processo de transferência de calor considera a pá da turbina como uma placa plana. O número de Nusselt do fluxo de resfriamento é avaliado por uma correlação sugerida para regime turbulento, enquanto que o coeficiente de transferência de calor do lado dos gases é avaliado a partir de um diagrama que apresenta um número de Nusselt generalizado em função da razão entre os ângulos de entrada e de saída das palhetas. O acoplamento dos processos de transferência calor entre a superfície externa (lado dos gases) e a superfície interna (lado do fluido de resfriamento) ocorre sem se considerar a condução pela palheta, para a qual se admite uma temperatura média.

No modelo de expansão com resfriamento proposto por Consonni (1992), o qual foi adaptado e implementado neste trabalho, conforme descrito no capítulo 5, o fluxo de resfriamento é determinado a partir de um sistema de equações que descrevem a transferência de calor por convecção dos lados externo e interno da palheta e por condução através da mesma. O modelo considera parâmetros geométricos médios para avaliação da velocidade média de expansão do gás e do fluxo de resfriamento e cálculo dos coeficientes de película. A expansão do gás é efetuada numa seqüência de processos nos quais se incluem a expansão, transferência de calor, aceleração do fluido de arrefecimento e a mistura deste com o gás. Além da transferência de calor por convecção pura e por condução, o modelo incorpora a técnica de resfriamento por película e a aplicação de revestimento cerâmico sobre a palheta. Esta metodologia para o resfriamento da turbina foi empregada em estudos recentes da área termodinâmica, podendo-se citar o trabalho de Chiesa e Consonni (2000) e de Jordal (2001), que utilizou o modelo de Consonni para aferir seu modelo proposto de resfriamento.

Na avaliação exérgica que Facchini et al. (2000) apresentaram sobre os estágios de resfriamento de duas turbinas a gás, utilizou-se uma metodologia bastante similar à de Consonni (1992) para a expansão com resfriamento.

Jordal (2001) construiu um modelo de resfriamento de turbina a gás, utilizando o pacote computacional de processos termodinâmicos IPSE-PRO. A autora propõe uma metodologia simplificada de avaliação do fluxo de resfriamento, quando comparado ao de Consonni (1992). No modelo apresentado, a temperatura da superfície da palheta é considerada uniforme em todas as direções e um valor fixo é atribuído ao número de Stanton para avaliação da convecção do lado do gás.

Capítulo 3

Propriedades Termodinâmicas

Os modelos computacionais de sistemas térmicos devem conter o cálculo automatizado de propriedades termodinâmicas dos fluidos de operação ao longo dos processos. O programa desenvolvido neste trabalho contém sub-rotinas para avaliação destas propriedades para o ar atmosférico, combustíveis gasosos, água e produtos de combustão. Este capítulo apresenta uma revisão dos conceitos das propriedades termodinâmicas consideradas neste estudo e indica a metodologia adotada para cálculo. Uma comparação entre os valores das propriedades geradas pelas sub-rotinas utilizadas neste trabalho e os valores tabelados em JANAF Thermochemical Tables (Chase et al., 1986) é apresentada no Anexo I.

3.1 Revisão de Propriedades Termodinâmicas

Neste trabalho, os gases considerados no ciclo da turbina a gás e nos equipamentos do ciclo a vapor que envolvem transferência de calor são tratados como gases perfeitos. Esta hipótese é válida em condições de baixa densidade, nas quais as forças de atração e repulsão moleculares são pequenas e a equação de estado dos gases perfeitos pode ser utilizada:

$$P\bar{v} = \bar{R}T \quad (3.1)$$

Existem na literatura de termodinâmica algumas diferenças com relação à definição dos conceitos de “gás perfeito” e de “gás ideal”: Heywood (1988) e Kotas (1985) definem como “gás ideal” a substância que obedece à equação de estado 3.1 e como “gás perfeito” a substância cujos

valores de calor específico a pressão e a volume constante são fixos, independentemente da temperatura do gás. Lucien Borel (1991) utiliza esta mesma definição para o “gás perfeito”, indicando uma relação linear das propriedades de energia interna e entalpia com a temperatura. Este mesmo autor atribui a definição de gás “semi-perfeito” às substâncias que, além de obedecerem à equação de estado 3.1, possuem o calor específico dependente da temperatura. Neste trabalho, será utilizada a definição mais usual encontrada na literatura, adotada por Van Wylen e Sonntag (1976), Moran e Shapiro (1996) e Bejan (1996), entre outros, nas quais não se diferencia gás perfeito de gás ideal e assume-se a validade da equação de estado e da variação do calor específico do gás apenas com a temperatura absoluta.

A adoção da hipótese de gás perfeito é bastante razoável para a avaliação de processos termodinâmicos de sistemas térmicos de potência, podendo-se citar o estudo realizado por Heywood (1988), Gallo (1990) e Rivkin (1979). Esta hipótese tem sido utilizada com frequência por diversos pesquisadores da área de ciências térmicas devido ao fato de se permitirem análises rápidas e com a precisão termodinâmica adequada ao tratamento dos processos. Gallo (1990) efetuou avaliações da equação de estado de Beattie-Bridgeman para determinação do fator de compressibilidade Z em condições de pressão até 100 atm e temperaturas até 2500 K, resultando em Z igual à unidade, validando portanto a hipótese nestas condições. Para pressões e temperaturas superiores, os erros máximos encontram-se na faixa de 2% para a entropia e de 4% para a entalpia. Rivkin (1979) efetuou uma análise do efeito da compressibilidade dos gases puros através da avaliação da equação de estado que inclui como termo o segundo coeficiente virial:

$$P\bar{v} = \bar{R}T + BP \quad (3.2)$$

sendo

B = segundo coeficiente virial, função da temperatura do gás.

A partir da dependência existente entre o segundo coeficiente virial e a temperatura, foi possível determinar o efeito da pressão do gás sobre a entalpia. Fixando-se em 0,5% o erro

máximo admitido para o cálculo de entalpia quando se adota a hipótese de gás perfeito, apresentou-se em diagrama a pressão limite a ser utilizada para dada temperatura (figura 3.1).

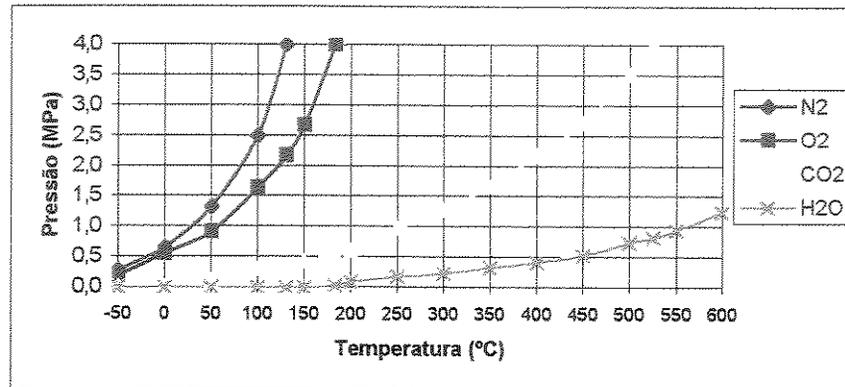


Figura 3.1: Pressão limite para erro máximo de 0,5% no cálculo de entalpia pela hipótese de gás perfeito.
 Fonte: (Rivkin, 1979)

Cálculos realizados para misturas de gases mostraram que a hipótese de gás perfeito possui exatidão suficiente para pressões parciais dos componentes da mistura até 2,5 – 3,0 MPa, tomando-se como referência as temperaturas usuais utilizadas na técnica de turbinas a gás.

Em densidades suficientemente baixas, as distâncias entre as moléculas são infinitamente grandes quando comparadas às dimensões das mesmas, tornando nula a energia potencial de interação molecular e fazendo com que a energia interna seja exclusivamente devida à energia cinética de agitação térmica. Pode-se demonstrar por meio da experiência clássica de Joule¹ que a energia interna de um gás perfeito é função apenas da temperatura absoluta:

$$\bar{u} = f(T) \quad (3.3)$$

O calor específico a volume constante é definido pela derivada parcial da energia interna em relação à temperatura:

¹ dois vasos de pressão em equilíbrio térmico, interligados, sem realizar interações de trabalho e calor com o meio e, como consequência da 1ª Lei da Termodinâmica, sem alteração da energia interna.

$$\bar{c}_v = \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial T} \right)_v \quad (3.4)$$

Com a hipótese de gás perfeito, pode-se escrever:

$$\bar{c}_v = \left(\frac{d\bar{u}}{dT} \right) \quad (3.5)$$

A partir da definição de entalpia de um gás e da equação de estado dos gases perfeitos, verifica-se que esta propriedade é também função apenas da temperatura:

$$\begin{aligned} \bar{h} &= \bar{u} + P\bar{v} \\ \bar{h} &= \bar{u} + \bar{R}T = f(T) \end{aligned} \quad (3.6)$$

O calor específico a pressão constante expressa a relação entre a variação diferencial da entalpia e temperatura a pressão constante:

$$\bar{c}_p = \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{d\bar{h}}{dT} \right) \quad (3.7)$$

Através das relações anteriores, pode-se observar que as propriedades termodinâmicas de calor específico a pressão e a volume constantes, energia interna e entalpia dependem apenas da temperatura do gás.

A avaliação de processos através da 2ª Lei da Termodinâmica requer o cálculo da propriedade entropia, além das propriedades anteriormente citadas. Para a análise exérgica, é necessário introduzir o conceito de exergia.

3.1.1 Entropia

A entropia é definida como uma propriedade extensiva de um sistema submetido a um processo reversível conforme a seguinte relação:

$$dS \equiv \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{rev} \quad (3.8)$$

A variação de entropia de um sistema entre dois estados pode ser calculada integrando-se a equação 3.8 para um processo reversível, conhecendo-se a relação entre o calor trocado e a temperatura da fronteira do sistema onde ocorre esta transferência de calor. Sendo a entropia uma propriedade, sua variação independe do processo ou da trajetória entre os estados inicial e final:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{rev} \quad (3.9)$$

Pode-se enunciar a Segunda Lei da Termodinâmica a partir da desigualdade de Clausius para um ciclo termodinâmico (Moran e Shapiro, 1996):

$$\oint \left(\frac{\partial Q}{T} \right) \leq 0 \quad (3.10)$$

Esta equação, na qual a igualdade se aplica somente a ciclos reversíveis, é importante porque estabelece uma única direção possível para a transferência de calor. Combinando as equações 3.9 e 3.10, chega-se a (Bejan, 1996):

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right) \quad (3.11)$$

Considerando que a igualdade é válida apenas para processos reversíveis, pode-se concluir que a variação de entropia num processo irreversível é sempre maior que a variação desta mesma

propriedade para um processo correspondente reversível entre os mesmos estados inicial e final. Esta parcela adicional de variação de entropia associa-se à irreversibilidade do processo.

O conceito de geração de entropia é utilizado para quantificar a entropia produzida num determinado processo (Kotas, 1985):

$$S_g = S_2 - S_1 - \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right) \geq 0 \quad (3.12)$$

Vale a pena ressaltar que a entropia gerada, S_g , não é uma propriedade do sistema, mas depende da trajetória percorrida entre os estados inicial e final.

A equação da geração de entropia aplicada a um volume de controle é dada por:

$$\dot{S}_g = \frac{dS_{vc}}{dt} - \int_{vc} \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_s \dot{m}_s \cdot s_s - \sum_e \dot{m}_e \cdot s_e \geq 0 \quad (3.13)$$

Deve-se observar nesta equação que a igualdade se aplica aos processos reversíveis e que, com as hipóteses de operação em regime permanente e equipamentos adiabáticos, os dois primeiros termos do lado direito da equação 3.13 se anulam e a taxa de geração de entropia se iguala à diferença entre as taxas de saída de entropia e de entrada de entropia no volume de controle.

A equação 3.13 possui o termo $\int_{vc} \frac{\dot{Q}}{T}$, identificado por Bejan (1996) como taxa de “transferência de entropia”.

O teorema de Gouy-Stodola (Kotas, 1985), o qual se deduz da aplicação da 1ª e 2ª Leis para análise de um processo reversível e de outro irreversível entre os mesmos estados inicial e final,

estabelece uma relação entre irreversibilidade e geração de entropia. Sendo W_{rev} o máximo trabalho que pode ser produzido no processo reversível e W_{real} o trabalho extraído do processo correspondente irreversível, tem-se que:

$$I = W_{rev} - W_{real} \quad (3.14)$$

$$I = T_0 \cdot Sg \quad (3.15)$$

Nos processos reais, a irreversibilidade tende a zero à medida em que os mesmos se aproximam de um processo reversível, reduzindo-se a entropia gerada.

3.1.2 Exergia

O conceito de Exergia, disponibilidade ou “energia útil” foi estabelecido para se tratar da qualidade de energia na análise de processos térmicos, químicos e metalúrgicos (Szargut et al., 1988). Enquanto o balanço energético fornece dados quantitativos da variação da energia de um processo com base na Primeira Lei da Termodinâmica ou lei da conservação de energia, o balanço exergético fornece uma idéia qualitativa do nível energético ao longo do processo e indica a degradação da energia de acordo com as irreversibilidades presentes no processo em análise.

O método exergético ainda é considerado uma aplicação recente na avaliação de processos térmicos e químicos. A análise tradicional destes processos, efetuada com base na 1ª Lei da Termodinâmica, gera resultados quantitativos associados às eficiências e às perdas de carga e de calor de uma instalação. Através da análise exergética, é possível identificar o nível de degradação de energia ao longo destes processos e a quantidade de “energia útil” existente nos vários fluxos do mesmo, como produtos de reações, exaustão e fluidos de arrefecimento. A análise exergética permite ainda a identificação de perdas que não seriam detectadas pela lei da conservação da energia como, por exemplo, processos de expansão em válvulas, transferência de calor e processos de combustão.

O emprego do método exergético é importante para o avanço tecnológico de instalações térmicas pois possibilita alternativas para se buscar um aumento na eficiência dos processos nos quais pode ser constatada uma elevada irreversibilidade interna ou elevada exergia na exaustão de fluidos de trabalho. O aumento de eficiência destes processos associa-se à redução na taxa de consumo dos recursos naturais, redução de dejetos industriais e de poluição. Por este motivo, o conceito de exergia está diretamente relacionado aos aspectos ecológicos do meio onde se realiza o processo, já que a busca por uma maior eficiência exergética equivale a um melhor aproveitamento do processo visando-se aproximar ao máximo o estado final das substâncias envolvidas ao estado de equilíbrio termodinâmico com o ambiente.

A avaliação exergética pode ser utilizada também para a análise termoeconômica de plantas industriais (Boehm, 1987). Balanços de diferentes formas de energia (calor ou trabalho como resultado de um processo) são construídos tendo a exergia como o parâmetro que assegura uma base para a condução desta análise, fundamentada nos conceitos da 2ª Lei. No estudo de Walter e Llagostera (1995), configurações de sistemas térmicos integrados de gaseificação e ciclo combinado foram avaliadas com a aplicação da *teoria de custos exergéticos*, sendo que os fluxos de exergia foram utilizados como referência para análises exergéticas e termoeconômicas.

A exergia pode ser considerada, de certa forma, como uma propriedade que designa a máxima quantidade de trabalho que pode ser obtida a partir de um determinado estado, utilizando-se como estado de referência de equilíbrio termodinâmico as condições do meio ambiente. A esse estado de referência atribui-se exergia nula. Há diversas formas possíveis de desequilíbrio com o estado de referência para que possa haver interações de trabalho, entre as quais podem ser destacadas as térmicas, as mecânicas e as químicas. Assim, a exergia de um fluxo é composta de várias parcelas como: exergia cinética, exergia potencial ou gravitacional, exergia física e exergia química. As exergias cinética e potencial igualam-se às energias cinética e potencial quando a velocidade e a altura são consideradas relativas à superfície terrestre do local onde se realiza o processo. A soma das exergias física e química compõe a exergia térmica (Szargut et al., 1988).

A exergia física é definida como sendo o máximo trabalho possível de ser realizado por um sistema quando o mesmo é trazido de seu estado inicial ao *estado inativo restrito*, ou seja, de equilíbrio de pressão P_0 e temperatura T_0 com o estado de referência, através de processos envolvendo apenas interações térmicas com o ambiente. Combinando-se a 1ª e 2ª Leis para o cálculo do trabalho máximo obtido por este sistema que realiza uma interação reversível de calor com o ambiente, chega-se ao cálculo da exergia física (Kotas, 1985):

$$Ex_f = (h_1 - T_0 \cdot s_1) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (3.16)$$

Para um gás perfeito, pode-se escrever:

$$Ex_f = \int_{T_0}^{T_1} \bar{c}_p \cdot dT - T_0 \cdot \left(\int_{T_0}^{T_1} \bar{c}_p \cdot \frac{dT}{T} - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \right) \quad (3.17)$$

A exergia química é definida como o trabalho máximo obtido ao se trazer um sistema a partir de seu estado inicial de desequilíbrio de composição química com o estado de referência ao estado de equilíbrio termodinâmico, através de interações de calor e de substâncias com o ambiente. Este estado de equilíbrio denomina-se *inativo irrestrito*. Em outras palavras, exergia química corresponde à exergia potencial de um sistema que já se encontra em equilíbrio de pressão e temperatura com o ambiente.

Para o cálculo da exergia química de uma substância qualquer, é necessário referenciar a cada elemento químico desta substância uma outra substância com baixo potencial químico (descrito pela função molar de Gibbs), presente no ambiente adotado como referência, que contenha os elementos constituintes da substância em estudo. Tomando-se como exemplo o gás metano, CH_4 , tem-se que as substâncias de referência para o cálculo de sua exergia química são o CO_2 e H_2O em equilíbrio termodinâmico com o meio. Quando a substância em estudo já existe no sistema de referência adotado como padrão, a exergia química resulta somente das diferenças de concentração desta substância no sistema analisado e no sistema de referência. A partir da hipótese de gás perfeito, pode-se demonstrar que o trabalho extraído do processo

isotérmico reversível de expansão que traria a substância em análise da pressão P_0 à pressão parcial correspondente à sua concentração do sistema de referência é:

$$Ex_q = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{P_0}{P_\infty}\right), \quad (3.18)$$

sendo P_∞ = pressão parcial da substância como componente do sistema de referência.

Para o cálculo da exergia química de substâncias não presentes no sistema padrão de referência como, por exemplo, os combustíveis gasosos, é necessário considerar reações químicas reversíveis que reduziriam estas substâncias a outras presentes no ambiente adotado como referência. Tomando o gás metano como exemplo, a reação química reversível utilizada para o cálculo é:



Para a composição da exergia química total, deve-se considerar o máximo trabalho extraído de dois processos reversíveis: o primeiro corresponde à reação química descrita acima, com os produtos e reagentes a P_0 e T_0 . O trabalho máximo obtido é igual à função de Gibbs da reação com o sinal invertido: $-(\Delta G_0)_{CH_4}$. A função de Gibbs da reação é calculada pela diferença entre os valores das funções molares de Gibbs de formação dos produtos e reagentes:

$$\Delta G_0 = \sum_{prod} v_k (\Delta \bar{g}_f)_k - \sum_{reag} v_j (\Delta \bar{g}_f)_j, \quad (3.20)$$

sendo j, k = índices dos reagentes e produtos, respectivamente;

v = coeficiente estequiométrico da reação;

$\Delta \bar{g}_f$ = função molar de Gibbs de formação da substância.

Com os valores da função molar de Gibbs de formação extraídos de Kotas (1985), tem-se para a reação de combustão do CH_4 :

$$\begin{aligned}
(\Delta \bar{g}_f)_{O_2} &= 0; \\
(\Delta \bar{g}_f)_{CO_2} &= -394.390 \text{ kJ / kmol} \\
(\Delta \bar{g}_f)_{H_2O} &= -228.746 \text{ kJ / kmol} \\
(\Delta \bar{g}_f)_{CH_4} &= -50.810 \text{ kJ / kmol} \\
(\Delta G_o)_{CH_4} &= 2 \times (-228.746) + (-394.390) - (-50.810) = -801.072 \text{ kJ / kmol}
\end{aligned}$$

A segunda parcela da exergia química ocorre devido à diferença de concentração em relação ao estado de referência dos gases que participam como reagentes e produtos da reação em questão. Esta parcela iguala-se, portanto à exergia química da substância presente no estado de referência (calculada pela equação 3.18).

Utilizando os valores de exergia química apresentados por Kotas para as substâncias presentes no estado de referência, a exergia química total do gás metano pode ser calculada:

$$(Ex_q)_{CH_4} = -(\Delta G_o)_{CH_4} + (Ex_q)_{CO_2} + 2 \times (Ex_q)_{H_2O} - 2 \times (Ex_q)_{O_2} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned}
(Ex_q)_{CO_2} &= 20.140 \text{ kJ / kmol} \\
(Ex_q)_{H_2O} &= 11.710 \text{ kJ / kmol} \\
(Ex_q)_{O_2} &= 3.970 \text{ kJ / kmol} \\
(Ex_q)_{CH_4} &= -(-801.072) + 20.140 + 2 \times (11.710) - 2 \times (3.970) = 836.692 \text{ kJ / kmol}
\end{aligned}$$

Szargut e colaboradores (1988) adotaram um sistema de referência com pressão, temperatura e composição química fixas. Este sistema de referência foi utilizado para o cálculo da exergia química padrão dos elementos químicos que compõem substâncias de referência em equilíbrio com o ambiente na forma de componentes gasosos da atmosfera, substâncias sólidas da crosta terrestre e componentes iônicos e moleculares do oceano. A tabela 3.1 mostra os valores de exergia química padrão dos elementos químicos considerados neste trabalho:

Tabela 3.1: Exergia química padrão molar dos elementos químicos (kJ/kmol).

Elemento	N	O	C (graf)	H	Ar
$\bar{e}x_{el}$	360,23	1.986,34	410.534,54	118.123,99	11.697,84

Valores de exergia química padrão foram tabelados para os elementos químicos à condição atmosférica padrão ($P_0=101,325$ kPa, $T_0=298,15$ K) a partir de reações químicas envolvendo substâncias de referência para os elementos químicos em análise, de acordo com a pressão parcial desta substância no ambiente adotado como referência. A partir dos valores tabelados de exergia química padrão dos elementos químicos, o cálculo da exergia química de uma determinada substância torna-se bastante simplificado:

$$(Ex_q) = (\Delta \bar{g}_f) + \sum v_{el} \bar{e}x_{el} \quad (3.22)$$

sendo:

v_{el} = número de átomos de um dado elemento da substância (em kmol);

$\bar{e}x_{el}$ = exergia química molar padrão do elemento químico.

Realizando o cálculo conforme esta metodologia para o gás metano:

$$(Ex_q)_{CH_4} = -50.810 + 410.534,54 + 4 \times 118.123,99 = 832.220 \text{ kJ / kmol}$$

Pode-se observar que o cálculo pela metodologia de Szargut apresenta um valor de exergia química 0,53% inferior ao calculado através da energia livre de Gibbs. Esta diferença pode ser atribuída às diferentes concentrações das substâncias de referência adotadas no ambiente padrão das duas metodologias de cálculo.

Quando a temperatura do ambiente onde o processo termodinâmico é analisado difere da temperatura do estado adotado como referência (298,15 K) para cálculo da exergia química padrão dos elementos químicos, é necessário considerar uma correção da exergia química para incluir interações de calor quando a substância é trazida ao equilíbrio químico e termomecânico com o ambiente. Kotas (1985) demonstra que:

$$Ex_{q_o} = \frac{Ex_q^o \times T_0}{298,15} - \Delta H^o \frac{298,15 - T_0}{298,15} \quad (3.23)$$

sendo:

Ex_{q_o} = Exergia química da substância à temperatura do ambiente corrigida;

Ex_q^o = Exergia química da substância calculada no estado padrão (298,15K);

ΔH^o = Entalpia da reação calculada no estado de referência padrão (298,15K);

T_0 = Temperatura ambiente.

Quando o fluido de um processo em análise consiste de uma mistura de gases, o cálculo da exergia química deve considerar a somatória das exergias químicas molares das substâncias que compõem a mistura, subtraindo-se o valor do trabalho isotérmico reversível de compressão destas substâncias do estado de pressão inicial na mistura P_i à pressão de referência P_o . A equação seguinte apresenta a exergia química de uma mistura de gases perfeitos:

$$(\bar{Ex}_q)_{mix} = \sum_i y_i \bar{Ex}_{q_i}^o + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \quad (3.24)$$

sendo

y_i = fração molar do componente i da mistura de gases.

O primeiro termo do lado direito da equação anterior refere-se à exergia química molar das substâncias componentes da mistura e o segundo termo ao trabalho reversível de compressão. Como o valor deste termo é sempre negativo, a exergia química da mistura é sempre menor que a soma das exergias individuais de seus componentes.

3.1.3 Análise Exergética

O cálculo da irreversibilidade em cada componente e na instalação completa pode ser efetuado através do balanço exergético ou da entropia gerada nos volumes de controle considerados. A equação 3.25 mostra a aplicação do balanço exergético a um volume de controle.

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot exf_e + \int_{SC} (1 - T_0 / T) \dot{Q} dS = dEx_{VC} / dt + \sum_s \dot{m}_s \cdot exf_s + (\dot{W}_{VC} - P_0 dV_{VC} / dt) + \dot{I} \quad (3.25)$$

O termo exf refere-se à exergia total de escoamento, compreendendo as parcelas de exergia termomecânica e química das substâncias presentes no volume de controle. A inclusão da parcela de exergia química é importante para a avaliação de processos nos quais ocorrem reações químicas, como no combustor da turbina a gás. Para a avaliação exérgica de outros componentes (nos quais não ocorrem alterações da composição química das substâncias), como por exemplo no compressor ou em estágios da turbina onde não ocorre mistura com o fluido de resfriamento, basta considerar a parcela termomecânica de exergia.

Com as hipóteses de regime permanente e de fronteiras rígidas dos volumes de controle, o balanço exérgico pode ser reduzido à equação 3.26. É interessante observar que mesmo quando há transferência de calor dos equipamentos ao meio ambiente, o termo de exergia relativo ao calor transferido na superfície de controle se anula no caso de se adotar uma superfície suficientemente distante do equipamento. Desta forma, o calor cruza a fronteira do volume de controle à temperatura T_0 e o fator de Carnot $(1 - T_0/T)$, correspondente a este termo de exergia perdida, se anula, indicando a impossibilidade de se extrair trabalho de um sistema pela transferência de calor a partir de um reservatório à temperatura ambiente (Bejan, 1996).

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot exf_e = \sum_s \dot{m}_s \cdot exf_s + (\dot{W}_{VC}) + \dot{I} \quad (3.26)$$

Para uma mistura de gases ideais, a exergia total de escoamento pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \bar{e}xf_{mis} = & \sum_i y_i \bar{e}x_{q_i} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_i y_i \cdot \ln(y_i) + \sum_i y_i \int_{T_0}^T \bar{c}p_i dT \\ & - T_0 \cdot \sum_i y_i \left[\int_{T_0}^T \bar{c}p_i \frac{dT}{T} - \bar{R} \cdot \ln(P/P_0) \right] \end{aligned} \quad (3.27)$$

Os dois primeiros termos do lado direito da equação acima referem-se à exergia química da mistura, indicando a possibilidade de se obter trabalho a partir do desequilíbrio de composição desta mistura com o ambiente. Os dois últimos termos representam a exergia termomecânica da

mistura ou a capacidade de se obter trabalho através do desequilíbrio de pressão e de temperatura da mistura em relação ao ambiente.

3.2 Metodologias para Cálculo de Propriedades Termodinâmicas

Um programa para modelagem de instalações térmicas de ciclo combinado exige o conhecimento das propriedades do ar atmosférico, do combustível e dos produtos de combustão para a parte do ciclo a gás e da água nas formas líquida e de vapor para a parte do ciclo a vapor. Existem estudos de ciclos combinados que operam com outros fluidos na parte a vapor, como o ciclo Kalina (Marston, 1990), que trabalha com uma mistura de água e amônia. A principal característica do ciclo Kalina é que a evaporação da mistura não ocorre à temperatura constante, reduzindo a diferença de temperaturas entre os gases de exaustão e a mistura água-amônia na caldeira de recuperação de calor e, conseqüentemente, diminuindo as perdas advindas desta causa de irreversibilidade. A planta a vapor do ciclo combinado pode utilizar ainda outros fluidos com menor ponto de ebulição, permitindo a evaporação completa e o superaquecimento do fluido mesmo com temperaturas mais baixas dos gases de exaustão da turbina a gás. A planta a gás admite, neste caso, operações da turbina com maiores taxas de compressão e razões de expansão (Cohen et al., 1996).

A metodologia utilizada para o cálculo de propriedades termodinâmicas dos fluidos considerados no trabalho é apresentada abaixo.

3.2.1 Ar Atmosférico

As propriedades do ar atmosférico podem ser determinadas a partir das condições ambiente, que são definidas pela temperatura, pressão e umidade relativa, e da composição química a seco do ar atmosférico. Considera-se que o ar seco é uma mistura de substâncias com a seguinte composição molar:

Tabela 3.2: Composição química do ar atmosférico seco.

N_2	O_2	CO_2	Ar
0,78084	0,20946	0,00033	0,00937

Esta composição do ar seco pode ser alterada de acordo com as proporções dos gases constituintes, definidas na entrada do programa. A estas quatro substâncias deve-se somar o vapor de água presente no ar atmosférico, de acordo com o valor da umidade relativa (Φ). Este valor define a relação entre a pressão do vapor no ar atmosférico e a pressão de saturação do vapor à temperatura ambiente:

$$\Phi = \frac{P_{vap}}{P_{sat}} \quad (3.28)$$

Para o cálculo da pressão de saturação, compararam-se duas relações:

a) Relação de Antoine, extraída do trabalho de Gallo (1990).

$$P_{sat} = 133,322 \exp\left[Ca - Cb / (T_{amb} + Cc)\right] + 25 \quad (3.29)$$

sendo que Ca , Cb e Cc são constantes específicas para uma dada substância.

Esta expressão fornece a pressão de saturação em N / m^2 para a temperatura ambiente em Kelvin.

b) Relação de Bridgeman & Aldrich, extraída do trabalho de Llagostera (1994).

$$P_{sat} = P_c \cdot \exp\left[\left(\frac{0,01}{T_{amb} + 273,15}\right) \cdot (T_c - T_{amb}) \cdot S_{(T_{amb})}\right] \quad (3.30)$$

$$S_{(T_{amb})} = \sum_{i=1}^8 F_i (0,65 - 0,01 \cdot T_{amb})^{i-1}; \quad (3.31)$$

P_c é a pressão do ponto crítico = 22,088 MPa;

T_c é temperatura do ponto crítico = 374,136°C;

F_i são constantes encontradas na referência citada.

Esta expressão fornece a pressão de saturação do vapor em MPa, para a temperatura em graus Celsius.

A tabela 3.3 apresenta os valores calculados segundo as duas relações acima para as temperaturas de 0 a 60°C e o erro relativo ao valor fornecido pela relação de Bridgeman & Aldrich. Embora a diferença entre as duas relações seja muito pequena, adotou-se neste trabalho a relação de Bridgeman & Aldrich, já que corresponde ao valor utilizado para a confecção das tabelas de Keenan et al. (1978), as quais são utilizadas para determinação das propriedades de vapor d'água, como será visto mais adiante.

Tabela 3.3: Pressão de saturação do vapor de água.

Tamb (°C)	Pressão de Saturação (N/m ²)		erro %
	Bridgeman & Aldrich	Antoine	
0	610,8625	618,0847	1,1823
10	1227,5292	1230,4445	0,2375
20	2338,3980	2338,3319	0,0028
30	4245,8324	4244,8789	0,0225
40	7383,2942	7383,8216	0,0071
50	12348,7731	12352,6530	0,0314
60	19939,5128	19947,2706	0,0389

Conhecida a pressão de saturação, calculam-se a pressão do vapor (P_{vap}), as frações molares de ar seco (y_a) e de vapor (y_v) e a umidade absoluta do ar (UA e w).

$$P_{vap} = \Phi \cdot P_{sat}; \quad (3.32)$$

$$y_a = (P_{amb} - P_{vap}) / P_{amb}; \quad (3.33)$$

$$y_v = 1 - y_a; \quad (3.34)$$

$$UA = y_v / y_a ; \quad (3.35)$$

$$w = \left(\frac{Mol_{H_2O}}{Mol_{Ar_seco}} \right) \cdot UA ; \quad (3.36)$$

onde

$$Mol_{Ar_seco} = \sum y_i \cdot Mol_i ; \quad (3.37)$$

y_i = fração molar da substância i no ar atmosférico seco;

Mol_i = massa molecular da substância i , retirado de Keenan et al.(1983).

O mol aparente do ar úmido é dado por:

$$Mol_{Ar_úmido} = \frac{m_{ar} + m_{vap}}{n_{ar} + n_{vap}} = \frac{Mol_{Ar_seco} + UA \cdot Mol_{H_2O}}{1 + UA} \quad (3.38)$$

onde n = número de moles.

O procedimento adotado para o cálculo de propriedades termodinâmicas dos componentes do ar atmosférico e da mistura destas substâncias é o mesmo que está descrito no item seguinte, que trata dos gases de combustão.

3.2.2 Produtos de Combustão

No programa desenvolvido, todos os gases são tratados como gases ideais. Entre os gases constituintes dos produtos de combustão, o vapor d'água é o que mais se afasta da hipótese de gás ideal, dada sua elevada temperatura do ponto crítico. Mas a hipótese continua ainda bastante válida devido ao fato da pressão parcial deste componente em meio às pressões normalmente atingidas em câmaras de combustão ser muito inferior ao elevado valor de pressão crítica do vapor d'água (Keenan, 1983). Como já discutido neste capítulo, os gases ideais possuem as propriedades de calor específico a pressão e a volume constantes, entalpia e energia interna dependentes apenas da temperatura. Para o cálculo da entropia, é necessário se considerar também um termo relativo à pressão do gás.

Neste trabalho, duas metodologias de cálculo de propriedades foram estudadas e são apresentadas a seguir.

a) Método A:

Por aproximação através do método dos mínimos quadrados aos dados de calor específico a pressão constante, a 1 atm, apresentados em JANAF Thermochemical Tables, Gallo (1990) obteve coeficientes para compor polinômios de grau 5 e representar o calor específico em função da temperatura absoluta do gás.

$$\bar{c}_{p_i}(T) = a_0 + a_1\left(\frac{T}{100}\right) + a_2\left(\frac{T}{100}\right)^2 + a_3\left(\frac{T}{100}\right)^3 + a_4\left(\frac{T}{100}\right)^4 + a_5\left(\frac{T}{100}\right)^5 \quad (3.39)$$

Dois faixas de temperaturas foram utilizadas para a aproximação polinomial: 200 a 1500 K e 1500 a 6000 K. O erro máximo obtido entre os valores calculados e tabelados foi de 0,6%, sendo usualmente inferior a 0,1%.

As outras propriedades termodinâmicas como calor específico a volume constante, entalpia molar e entropia absoluta a 1 atm são determinadas como segue:

$$\bar{c}_{v_i}(T) = \bar{c}_{p_i}(T) - \bar{R}; \quad (3.40)$$

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f_i}^o + \int_{T_0}^T \bar{c}_{p_i}(T) dT; \quad (3.41)$$

$$\bar{s}_{o_i} = \bar{s}_i^o + \int_{T_0}^T [\bar{c}_{p_i}(T)/T] dT \quad (3.42)$$

sendo:

\bar{R} = constante universal dos gases = 8314,2 J/kmol k;

$\bar{h}_{f_i}^o$ = entalpia de formação da substância *i* a 25°C e 1 atm;

\bar{s}_i^o = entropia absoluta padrão da substância *i* a 25°C e 1 atm;

T_0 = temperatura de referência = 298,15 K.

Como pode ser observado, o cálculo de entalpia molar e de entropia absoluta requer o conhecimento de propriedades primitivas das substâncias que compõem o fluido de trabalho, como a entalpia de formação e a entropia absoluta a 25°C e 1 atm. Estes dados devem ser fornecidos ao programa computacional e foram retirados de Chase et al. (1986).

O cálculo da entalpia molar incorpora a entalpia de formação da substância para levar em consideração a diferença de composição química entre os reagentes e os produtos da reação de combustão.

b) Método B:

Rivkin (1979) apresenta coeficientes para o cálculo do calor específico a pressão constante através de polinômios obtidos a partir do método dos mínimos quadrados para a faixa de temperatura de -50 a 1500°C. Segundo a referência, os erros encontrados entre os valores calculados e valores determinados a partir de métodos espectroscópicos são da ordem de 0,01%.

A expressão polinomial para cálculo do calor específico possui 9 termos:

$$\bar{c}_p = \sum_{i=1}^7 a_i^{cp} \left(\frac{T}{1000} \right)^i \quad (3.43)$$

Os valores de entalpia molar e de entropia absoluta a 1 atm são calculados a partir das relações termodinâmicas conhecidas para gás ideal, gerando os coeficientes para cálculo das seguintes expressões:

$$\bar{h} = A^h + \sum_{i=1}^8 a_i^h \left(\frac{T}{1000} \right)^i + b^h \ln \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (3.44)$$

$$\bar{s}_o = A^s + \sum_{i=1}^7 a_i^s \left(\frac{T}{1000} \right)^i + b^s \ln \left(\frac{T}{1000} \right) \quad (3.45)$$

Sendo que A^h, b^h, A^s, b^s são constantes específicas para cada gás.

O valor da entropia absoluta a 1 atm fornecido pela expressão independe do valor desta a 25°C, já que a integral $\bar{s}_o = \int_0^T \frac{\bar{c}_p}{T} \cdot dT$ é realizada tendo como limite inferior o zero absoluto.

No anexo I são apresentados os valores calculados de \bar{c}_p , \bar{h} e \bar{s}_o através dos dois métodos acima expostos, juntamente com os valores extraídos de JANAF THERMOCHEMICAL TABLES (Chase et al., 1986).

É interessante observar que os erros associados ao ajuste polinomial dos valores tabelados de calor específico tornam-se menores ainda quando se calcula a entalpia e a entropia, pois estas propriedades são determinadas a partir de cálculos integrais do calor específico, o que implica a redução do erro relativo.

O coeficiente para cálculo do calor específico do Argônio, componente inerte do ar atmosférico que acompanha os produtos de combustão, foi retirado de Keenan et al. (1983).

A sub-rotina desenvolvida para cálculo de propriedades termodinâmicas dos gases contém as duas metodologias discutidas neste capítulo, as quais podem ser acionadas a partir de outras sub-rotinas de modelagem de cada equipamento térmico e do programa que centraliza as informações da configuração de ciclo de potência. Verifica-se que a diferença encontrada não é significativa a ponto de influenciar nos resultados gerados pelo programa, principalmente se considerarmos que o objetivo do modelo computacional desenvolvido é indicar as tendências corretas dos fatores que influenciam os processos termodinâmicos. Através do modelo computacional, é possível realizar o ajuste dos coeficientes de influência para se obter os resultados correspondentes a uma determinada instalação e uma posterior análise paramétrica com a variação destes fatores.

Vale a pena ressaltar que a faixa de temperatura coberta pelos polinômios de calor específico do método A é superior à do método B. Neste último, o limite máximo sugerido para aplicação das equações (1500°C) corresponde às temperaturas de entrada em turbinas modernas

aeroderivativas. O primeiro método estudado emprega polinômios para o cálculo de propriedades de 13 substâncias, incluindo os gases CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 e Ar . Substâncias adicionais a estas cinco podem-se fazer presentes nos gases de combustão, ao se incorporar no programa um modelo para previsão de reações de dissociação e recombinação química.

As propriedades da mistura de gases, seja apenas o ar atmosférico (composição dada pela tabela 3.2 e adicionando o vapor d'água) ou os gases de combustão, são calculadas através das seguintes relações, de acordo com a lei de Gibbs-Dalton:

$$\bar{h}_{mis} = \frac{1}{n_{tot}} \sum_1^j \bar{h}_i n_i \quad (3.46)$$

$$\bar{c}p_{mis} = \frac{1}{n_{tot}} \sum_1^j \bar{c}p_i n_i \quad (3.47)$$

$$Mol_{mis} = \frac{1}{n_{tot}} \sum_1^j Mol_i n_i \quad (3.48)$$

$$\bar{s}_{mis} = \frac{1}{n_{tot}} \sum_1^j n_i \left[\bar{s}_{o_i} - \bar{R} \cdot \ln \left(\frac{n_i \cdot P}{n_{tot} \cdot P_0} \right) \right] \quad (3.49)$$

3.2.3 Combustível

Dados do combustível podem ser fornecidos ao programa de três maneiras:

- número de átomos de cada elemento que compõe a molécula do hidrocarboneto $C_n H_m O_f$;
- fração das diferentes substâncias que representam, por exemplo, o gás natural, a biomassa ou o combustível produto de um processo de gaseificação. O modelo trabalha com as propriedades termodinâmicas de oito substâncias: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 e Ar .
- Gás combustível de composição desconhecida, com determinado poder calorífico inferior. Neste caso, o programa efetua a mistura de CH_4 com o ar atmosférico na proporção adequada para resultar no PCI conhecido.

O programa requer os valores de entalpia de formação do combustível, da entropia absoluta a 25°C e 1 atm e dos coeficientes que compõem o polinômio do calor específico a pressão constante. Para a alternativa *a*, estes valores devem ser fornecidos conforme o hidrocarboneto que mais se aproxima da especificação do número de átomos. Para as alternativas *b* e *c*, o programa dispõe de um banco de dados com estas propriedades primitivas.

A energia livre de Gibbs de formação, propriedade importante para o cálculo da exergia química, não precisa ser fornecida para as oito substâncias consideradas neste trabalho, já que a sub-rotina de propriedades termodinâmicas calcula este valor a partir da reação de formação de cada substância. A equação 3.50 mostra o cálculo da energia de Gibbs de formação do CH_4 .

$$C + 2H_2 \rightarrow CH_4$$

$$(\Delta \bar{g}_f)_{CH_4} = (\bar{h}_f^o)_{CH_4} - T_o * (\bar{s}_{CH_4}^o - \bar{s}_C^o - 2 * \bar{s}_{H_2}^o) \quad (3.50)$$

As propriedades como entalpia, entropia e exergia do combustível devem ser calculadas para os balanços de Primeira e Segunda Leis. O cálculo do poder calorífico inferior do combustível (*PCI*) é importante para a avaliação da eficiência de Primeira Lei. Este cálculo é efetuado a partir da entalpia da reação de combustão, de acordo com a seguinte relação:

$$PCI = (\bar{h}_f^o)_{C_nH_mO_f} - n(\bar{h}_f^o)_{CO_2} - \frac{m}{2}(\bar{h}_f^o)_{H_2O} \quad (3.51)$$

A massa molecular aparente do combustível $C_nH_mO_f$ é dada por:

$$Mol_{comb} = n \cdot 12,01115 + m \cdot 1,008 + f \cdot 15,9994 \quad (3.52)$$

3.2.4 Vapor d'água

A análise da parte a vapor do ciclo combinado exige o conhecimento das propriedades da água em sua forma líquida e vapor. O programa computacional faz uso de um conjunto de sub-

rotinas desenvolvidas em Turbo Pascal por Llagostera (1994). A equação fundamental da principal sub-rotina é a mesma utilizada por Keenan et al. (1978), a qual permite a avaliação da energia livre de Helmholtz a partir da temperatura absoluta e do volume específico da água. Propriedades como pressão, energia interna e entropia são calculadas a partir de relações diferenciais da energia livre de Helmholtz. A entalpia é obtida em seguida, a partir de sua definição:

$$\bar{h} = \bar{u} + P\bar{v} \quad (3.53)$$

Estas sub-rotinas podem ser acionadas, conhecendo-se duas propriedades independentes. Estas duas propriedades podem ser:

- a) Pressão e temperatura;
- b) Pressão e entropia;
- c) Pressão e entalpia;
- d) Pressão e título.

Como a energia livre de Helmholtz é avaliada a partir da temperatura absoluta e do volume específico e este conjunto de propriedades não é o fornecido à sub-rotina, necessita-se de um método iterativo para determinação destas propriedades a partir do conjunto fornecido. O método implementado por Llagostera (1994) inclui procedimentos de Newton-Raphson para a resolução de sistemas de equações não lineares, cálculo numérico dos jacobianos e resolução dos sistemas lineares por redução de Gauss.

O conjunto de sub-rotinas retorna ao programa principal um vetor contendo as propriedades da água. Um dos valores refere-se à exergia de escoamento, de acordo com a seguinte relação:

$$ex = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (3.54)$$

sendo que o índice "0" refere-se ao estado de referência, P=1 atm e T = 298,15K.

Capítulo 4

Apresentação do Modelo de Análise Termodinâmica

Este capítulo descreve a metodologia desenvolvida para a modelagem dos equipamentos que compõem uma central térmica de potência de ciclo combinado, bem como o equacionamento utilizado para o tratamento dos processos termodinâmicos. Ao final do capítulo é apresentado o resultado de uma versão do programa computacional elaborado neste trabalho, desenvolvido para representação de uma central de ciclo combinado conforme descrita no trabalho de Seyedan et al. (1995).

O programa computacional para análise de sistemas térmicos de potência equipados com turbinas a gás foi desenvolvido em Turbo Pascal. Diversas sub-rotinas específicas foram criadas para o cálculo de propriedades termodinâmicas e tratamento dos processos que ocorrem internamente aos equipamentos que podem estar presentes numa instalação de potência de ciclo combinado. Para cada equipamento foi construída uma sub-rotina (módulo), objetivando-se uma maior flexibilização na montagem de diferentes configurações. Os módulos e sub-rotinas de cálculo de propriedades são acionados a partir de um programa principal que contém as informações das conexões dos equipamentos e o critério para a convergência do sistema de equações de conservação de massa e de energia que descreve a configuração em análise. Os processos termodinâmicos são tratados seqüencialmente, sendo que as condições de saída de um equipamento referem-se às condições de entrada para o equipamento seguinte. Como resultado da modelagem, são apresentadas as propriedades termodinâmicas dos fluidos ao longo dos processos, os fluxos mássicos de ar atmosférico, combustível e vapor de água, valores de

potência, eficiências térmicas de Primeira e de Segunda Lei, incluindo a irreversibilidade gerada em cada componente da instalação.

O programa elaborado se enquadra na categoria do *Zero-dimensional* ou *Termodinâmico*, já que a ênfase foi aplicada aos processos termodinâmicos e na avaliação das propriedades dos fluidos de operação. Na construção do modelo descrito neste capítulo, admitiram-se como hipóteses gerais:

- a) Operação em regime permanente, na condição de projeto da instalação;
- b) Ar atmosférico, combustível e produtos de combustão podem ser tratados como uma mistura ideal de gases, obedecendo portanto a equação de estado (3.1);
- c) Combustão completa;
- d) Energias cinética e potencial dos gases podem ser desprezadas;
- e) Processos adiabáticos, com exceção da câmara de combustão da turbina a gás, das tubulações de conexões e dos eixos de acoplamento, para os quais um parâmetro de eficiência define a quantidade de calor transferida ao meio.

Sob a ótica da Segunda Lei, a adoção da hipótese de processo adiabático pode ser uma simplificação útil para a identificação de irreversibilidades internas que não estão associadas às trocas de calor na fronteira do volume de controle (Kotas, 1985). Para os processos que envolvem transferência de calor, a seleção da superfície de controle é importante para a determinação das perdas exergéticas associadas ao termo de transferência de calor na equação do balanço exergético (3.25) e da exergia destruída ou irreversibilidade (Bejan et al., 1996). Quando a fronteira do volume de controle posiciona-se suficientemente distante do equipamento onde ocorre a interação de calor, o termo de exergia associado a este calor transferido se anula, já que a temperatura da fronteira é a mesma do meio. Neste caso, a redução de exergia de fluxo na saída do volume de controle é computada como uma irreversibilidade interna ou exergia destruída, ao invés de exergia perdida. Por este motivo, a seleção da fronteira para análise do volume de controle é importante quando se pretende identificar as reais possibilidades de aumento de eficiência térmica de um processo, diferenciando-se as irreversibilidades intrínsecas daquelas que poderiam ser evitadas.

As sub-rotinas utilizadas para o cálculo de propriedades termodinâmicas dos gases e da água foram descritas no capítulo anterior. Para a descrição da metodologia adotada e do equacionamento utilizado na análise dos processos termodinâmicos dos diversos componentes de uma central térmica, considere a configuração genérica de ciclo combinado apresentada na figura 4.1. Neste esquema, podem ser observados um compressor de baixa pressão e outro de alta pressão com resfriamento intermediário entre eles, trocador de calor após o último estágio de compressão para pré-aquecer o ar de combustão, misturador entre os gases da combustão e ar extraído do compressor para obter a temperatura especificada de entrada da turbina, processo de expansão dividido em turbina de alta pressão, para gerar trabalho necessário para acionar os compressores, e turbina livre, queima suplementar de combustível antes da entrada do gás na caldeira de recuperação (HRSG) de um nível de pressão.

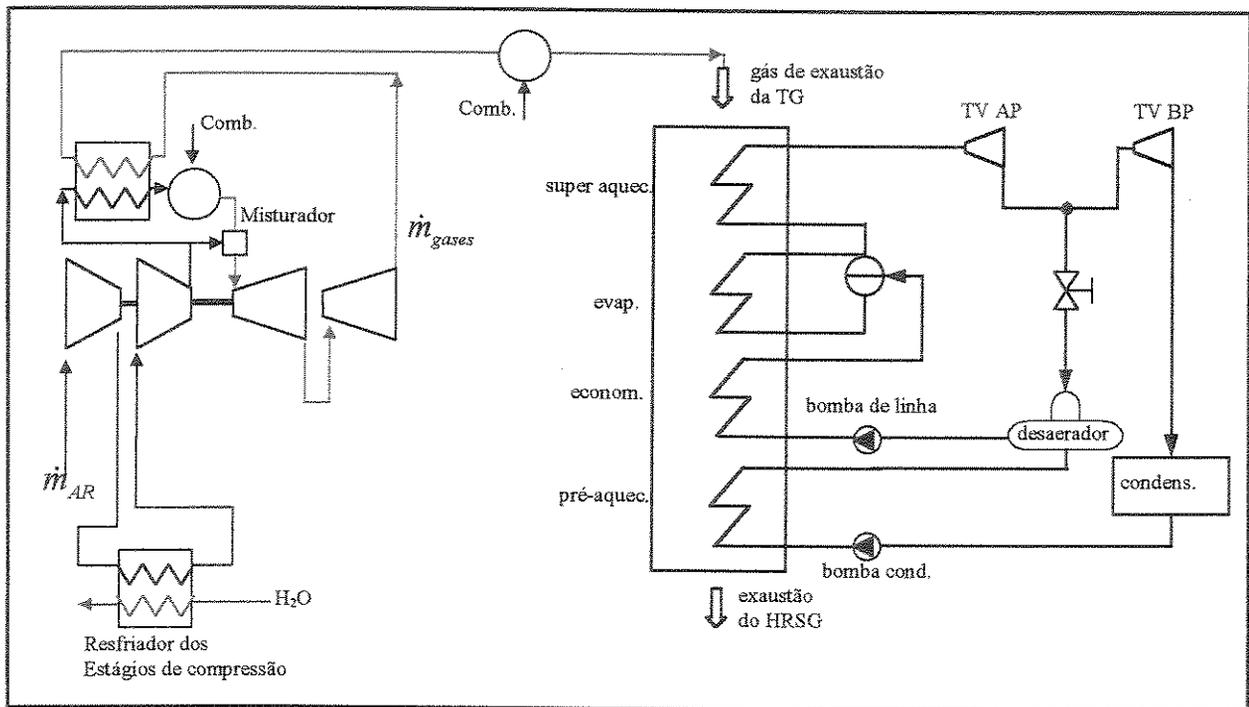


Figura 4.1: Esquema Genérico de Planta de Ciclo Combinado.

4.1 Componentes do Ciclo da Turbina a Gás

Os componentes modelados na parte da central térmica em que o fluido de trabalho é composto por uma mistura de gases são os equipamentos utilizados para a construção de uma

configuração que tem como base o ciclo fundamental de potência de Brayton ou Joule. Os equipamentos são: compressor, câmara de combustão, turbina geradora de gás e turbina livre, trocadores de calor para resfriamento intermediário do ar nos estágios de compressão e aquecimento do ar e combustível para o processo de combustão, duto de conexão dos gases de exaustão à entrada da caldeira de recuperação de calor (HRSG), ramos de extração de ar comprimido e misturadores deste ar com produtos de combustão, para arrefecimento da turbina a gás, e câmaras de reaquecimento dos gases de exaustão.

4.1.1 Compressor

Os parâmetros que definem o compressor utilizado são quantidade de estágios, nc_i , razão de pressão, β_i , e eficiência do processo de compressão, a qual pode ser especificada com o coeficiente isentrópico $\eta_{is,c}$ ou coeficiente politrópico $\eta_{p,c}$ de cada estágio. No anexo II, encontram-se as definições dos coeficientes isentrópico e politrópico, bem como o método de cálculo das propriedades dos processos de compressão e expansão a partir da razão de pressão e de um destes coeficientes. A determinação do estado de saída do processo de compressão para dada eficiência isentrópica é comentada abaixo.

Para cada estágio de compressão, a pressão de saída é determinada diretamente pela razão de pressão:

$$\beta_i = \frac{P_s}{P_e} \quad (4.1)$$

A temperatura do ar na saída de um estágio, para uma determinada razão de compressão, depende da eficiência do processo. Inicialmente, calcula-se a temperatura de saída do estágio para o processo isentrópico, através do método iterativo de Newton-Raphson (Burden e Faires, 1988), conhecendo a pressão de saída e impondo a condição de igualdade de entropias entre a entrada e a saída do equipamento. Obtida esta temperatura, calcula-se a entalpia isentrópica de compressão, $h_{is,s}$, e a partir da definição do coeficiente isentrópico, chega-se à entalpia real do ar na saída do referido estágio.

$$h_s = h_e + \left(\frac{h_{is,s} - h_e}{\eta_{is,c}} \right) \quad (4.2)$$

A temperatura real é por fim obtida através da aplicação do método de Newton-Raphson na expressão da entalpia do ar atmosférico.

A potência de compressão em cada estágio, \dot{W}_{C_i} , é dada por:

$$\dot{W}_{C_i} = \dot{m}_{ar} (h_s - h_e) \quad (4.3)$$

com:

h_e, h_s = entalpia do ar, em kJ/kg, na entrada e na saída de cada estágio do compressor;

\dot{m}_{ar} = fluxo mássico de ar no compressor, em kg/s.

4.1.2 Trocadores de Calor

Tais equipamentos são trocadores de calor de superfície de correntes cruzadas, sem mistura dos fluidos. Podem ser modelados a partir de duas estratégias:

- a) Diferenças Terminais de Temperatura: são conhecidos os estados dos fluidos na entrada, os fluxos mássicos e a diferença de temperaturas na saída de um dos fluidos. A temperatura de saída do outro fluido é calculada pelo balanço de energia aplicado ao trocador de calor.
- b) Método da Efetividade: os estados de saída dos fluidos são determinados a partir dos estados de entrada no trocador de calor e do valor da efetividade do mesmo. A efetividade é definida como a razão entre o calor real trocado e a máxima troca de calor possível (Holman, 1983). Para se determinar a máxima troca de calor possível, é necessário identificar qual das correntes possui a mínima capacidade térmica. Este fluido sofre a maior variação de temperatura na passagem pelo trocador, igualando sua temperatura à de entrada do outro fluido quando a transferência de calor é máxima. O programa calcula inicialmente o calor

trocado para cada um dos fluidos, supondo que ambos saiam do trocador na temperatura de entrada do outro. O máximo calor possível corresponde ao mínimo entre estes dois valores de calor calculados, já que a utilização do valor máximo conduziria a um resultado que contrariaria a Segunda Lei, indicando que um dos fluidos deixa o trocador a uma temperatura superior (quando este é aquecido) ou inferior (quando é resfriado) à do outro fluido na entrada. Sendo A e B as correntes que passam pelo trocador de calor e supondo que A apresente menor capacidade térmica, o equacionamento é dado por:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max.}} = \frac{\dot{m}_A (h_{As} - h_{Ae})}{\dot{m}_A (h_{A(T=T_{he})} - h_{Ae})} \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_A (h_{As} - h_{Ae}) = -\dot{m}_B (h_{Bs} - h_{Be}) \quad (4.5)$$

com:

h = entalpia do fluido, em kJ/kg;

A, B = índices dos fluidos A e B;

e, s = índices de entrada e saída do trocador de calor, respectivamente;

\dot{m} = fluxo mássico, em kg/s.

A perda de carga dos fluidos ao passar pelo trocador de calor é especificada em percentagem da pressão total de admissão.

A sub-rotina desenvolvida para os trocadores de calor gás-gás considera que os fluxos mássicos de entrada, assim como seus estados termodinâmicos, são conhecidos. Como os processos são modelados sequencialmente, isto não se aplica para as situações em que o estado de entrada de um dos fluidos ainda não foi calculado como, por exemplo, no caso de um recuperador de calor para pré-aquecer o ar de combustão, o estado do gás de exaustão da turbina. A metodologia requer, nestes casos, um processo iterativo.

Os trocadores de calor aplicados na parte a gás do ciclo combinado podem ser utilizados para resfriamento intermediário do ar entre os estágios de compressão, visando reduzir o trabalho total de compressão, e como recuperadores de calor, usados para aquecimento do ar de

combustão após o último estágio de compressão, anteriormente à entrada na câmara de combustão. No primeiro caso, o trocador de calor pode ser do tipo gás-líquido, aquecendo a água de alimentação da caldeira de recuperação enquanto se resfria o ar comprimido. No segundo caso, o trocador deve ser do tipo gás-gás, sendo que o ar de combustão é aquecido pelos gases de exaustão da turbina.

Em aplicações de turbinas a gás para sistemas térmicos de ciclo combinado não é usual a utilização de trocadores de calor do tipo gás-gás para pré-aquecer o ar de combustão, pois a exergia contida nos gases de exaustão deve ser aproveitada na caldeira de recuperação de calor para a evaporação e superaquecimento da água. O programa oferece esta opção, entretanto, como uma alternativa para efeitos de análise da operação de equipamentos de forma não acoplada a todo o sistema térmico ou análise quantitativa do incremento de eficiência do ciclo combinado através do emprego do trocador de calor ou do aumento do fluxo de vapor na caldeira de recuperação. Além disso, pode ser considerado ainda o reaquecimento dos gases de exaustão, com a queima adicional de combustível, antes dos gases passarem pela caldeira de recuperação.

4.1.3 Câmara de Combustão

A análise é efetuada para um volume de controle ao redor da câmara de combustão. Os fluidos de entrada constituem-se de ar atmosférico, proveniente do último estágio de compressão ou do recuperador de calor, e do combustível, que pode também ter sido pré-aquecido no recuperador de calor ou ser injetado diretamente a uma pressão superior à da câmara.

A compressão do combustível, a partir do valor que se encontra disponível até a pressão de injeção na câmara, pode ser modelada através de:

- mesma estratégia adotada para o compressor do ar, para dada eficiência isentrópica;
- compressão isotérmica, para dada eficiência η_{isot} , que relaciona o trabalho de compressão isotérmica (equação 4.6) e o trabalho real necessário. Este modo de compressão foi disponibilizado no programa para se representar o processo de compressão com resfriamento, o qual pode ser utilizado para redução do trabalho total e da temperatura máxima do gás combustível (Consonni, 1992).

$$\eta_{isot} = \frac{\dot{W}_{rev.isot}}{\dot{W}_{real}} = \frac{RT \ln(P_s / P_e)}{\dot{W}_{real}} \quad (4.6)$$

Admite-se a hipótese de combustão completa, sendo que os produtos de combustão que deixam a câmara são CO_2, H_2O, O_2, N_2 e Ar .

A energia química do combustível é transferida aos produtos de acordo com o parâmetro de eficiência de combustão adotado, sendo que uma parcela desta energia é perdida sob a forma de calor transferido ao meio. A eficiência da combustão, η_{cmb} , é definida pela razão entre a relação combustível-ar teórica, f_{teo} , e a relação combustível-ar real, f_{real} , para a mesma elevação de temperatura dos gases entre a entrada e a saída da câmara de combustão (Cohen et al, 1996). A relação f_{teo} considera a quantidade de combustível necessária para se atingir determinada temperatura de saída, admitindo-se que não há perda de calor para o meio (câmara adiabática).

$$\eta_{cmb} = \frac{f_{teo}}{f_{real}} \quad (4.7)$$

A sub-rotina que avalia a combustão admite que as condições de entrada são conhecidas, assim como a relação combustível-ar real e a eficiência de combustão. A temperatura de saída é avaliada inicialmente através da aplicação do balanço de Primeira Lei para uma câmara adiabática. Posteriormente, considera-se o parâmetro de eficiência de queima para o cálculo da relação combustível-ar teórica, temperatura real de saída e perda de calor ao ambiente.

$$\sum_i (n_i \cdot \bar{h}_i)_{reagentes} = \sum_j (n_j \cdot \bar{h}_j)_{produtos} \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{cmb} = \dot{n}_{total} \cdot [(\bar{h}_j)_{f_{real}} - (\bar{h}_j)_{f_{teo}}]_{produtos} \quad (4.9)$$

sendo:

$(\bar{h}_j)_{f_{real}}$ = entalpia dos produtos de combustão para a relação combustível-ar real;

- n = número de moles do componente químico, em kmol;
 \bar{h} = entalpia molar, incluindo a entalpia de formação, em kJ/ kmol;
 \dot{Q}_{cmb} = taxa de calor transferido ao meio, em kW.

Como normalmente a relação f_{real} não é um parâmetro disponível como dado de entrada e sim a temperatura de saída da câmara de combustão, um processo iterativo é necessário para determinação de f_{real} a partir da eficiência de combustão e da temperatura de saída.

A perda de carga total no combustor é proveniente de dois fatores:

- 1) atrito viscoso e turbulência;
- 2) elevação da temperatura dos gases, com a conseqüente redução de sua densidade, aumento da velocidade média e da quantidade de movimento do fluxo de gases.

A modelagem do combustor incorpora a correlação apresentada por Cohen et al. (1996) para a estimativa da perda de carga, quando estão disponíveis dados construtivos do equipamento.

$$\frac{\Delta p_0}{P_{0,e}} = \left[k1 + k2 \left(\frac{T_{0,s}}{T_{0,e}} - 1 \right) \right] \cdot \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{0,e}}}{A_{max} \cdot P_{0,e}} \right)^2 \quad (4.10)$$

onde

A_{max} = secção máxima transversal do combustor;

$k1, k2$ = constantes referentes aos fatores 1 e 2 de perda de carga;

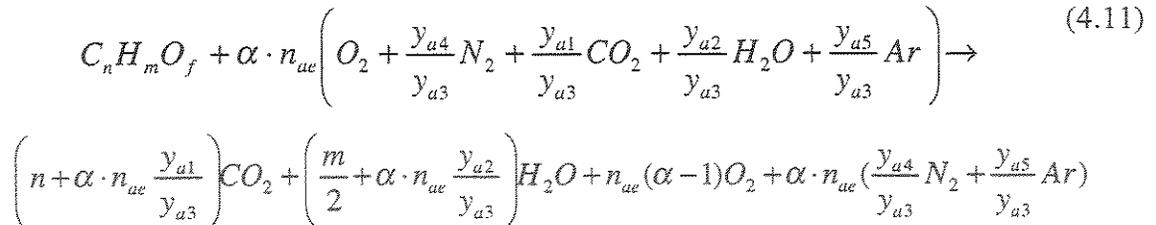
P_0, T_0 = Pressão e temperatura de estagnação.

Deve ser observado que a correlação emprega os termos de temperatura e pressão de estagnação, considerando portanto, a contribuição cinética destas propriedades na avaliação da perda de carga.

Quando os dados geométricos não são disponíveis, a análise termodinâmica é efetuada utilizando-se o parâmetro de perda de carga que é fornecido ao programa como dado de entrada.

Este parâmetro é especificado em função da pressão de entrada na câmara. Cohen et al (1996) indicam que para turbinas aeroderivativas este valor situa-se na faixa de 4 a 7% devido às restrições construtivas de volume da turbina. No caso de turbinas a gás industriais, a perda de carga no combustor é da ordem de 2% da pressão de entrada.

O modelo considera que a reação de combustão ocorre de acordo com a seguinte equação, satisfazendo o balanceamento químico de reagentes e produtos (Gallo, 1990):



sendo:

$C_n H_m O_f$ é o combustível. Os valores de n , m e f representam a proporção em volume de carbono, hidrogênio e oxigênio, respectivamente. No caso do combustível se tratar de uma mistura de gases, os elementos químicos de cada gás são contabilizados para poder compor o combustível genérico $C_n H_m O_f$.

α = coeficiente de ar teórico em base molar;

$$\alpha = \frac{(Ar / Comb.)_{real}}{(Ar / Comb.)_{est.}} \quad (4.12)$$

n_{ae} = número de moles de ar para a queima estequiométrica;

$$n_{ae} = n + m / 4 - f / 2 \quad (4.13)$$

y_{ai} = proporção do componente i no ar atmosférico úmido.

4.1.4 Misturador Ar / Produtos de Combustão

A temperatura de entrada da turbina é um valor fornecido pelo fabricante e considerado como dado de entrada para a análise deste equipamento. Numa modelagem simplificada, esta temperatura pode ser obtida a partir da mistura dos gases de combustão com o ar extraído do

último estágio de compressão (Rojas, 2000). O fluxo mássico do ar de resfriamento necessário para se atingir a temperatura especificada é determinado de forma iterativa, dependendo da queda de temperatura entra a saída do combustor e a entrada da turbina. O processo de mistura é avaliado pelas relações de conservação de massa e de energia:

$$\dot{m}_{Gas,s} = \dot{m}_{Ar} + \dot{m}_{Gas,e} \quad (4.14)$$

$$h_{Gas,s} = \frac{\dot{m}_{Ar} \cdot h_{Ar} + \dot{m}_{Gas,e} \cdot h_{Gas,e}}{\dot{m}_{Gas,s}} \quad (4.15)$$

4.1.5 Turbina Geradora de Gás

Neste componente, os gases realizam a expansão de acordo com o coeficiente isentrópico $\eta_{is,TG}$ ou politrópico, $\eta_{p,TG}$. O procedimento de cálculo é análogo ao do compressor, com o detalhe adicional que a expansão é efetuada da pressão de entrada à pressão necessária para a equivalência entre o trabalho de eixo da turbina e o consumido pelo compressor. Um método iterativo é executado para determinação desta pressão de saída. Um valor de eficiência mecânica, $\eta_{m,TG}$, é adotado para que sejam consideradas as perdas dissipadas na transferência de trabalho de eixo da turbina ao compressor.

$$h_s = h_e - \eta_{is,TG} \cdot (h_e - h_{is,s}) \quad (4.16)$$

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gases} (h_e - h_s) = \dot{W}_C / \eta_{m,TG} \quad (4.17)$$

Atenção merece ser dada às condições de entrada da turbina para evitar que se atinja a condição de choque, limitando o fluxo mássico. As possibilidades de ocorrência deste fenômeno são maiores quando se trata de combustíveis gasosos de baixa densidade e de reduzido poder calorífico, resultando em elevadas vazões nos bocais da turbina (Ishimura et al., 1999). Outra situação que pode provocar a condição de choque é o reaquecimento com respectiva redução da densidade dos gases (Cohen et al., 1996).

4.1.6 Turbina Livre

A expansão ocorre conforme o coeficiente isentrópico ou politrópico deste componente, da pressão de entrada à pressão de saída, a qual deve ser suficiente para vencer as perdas de carga especificadas dos equipamentos a jusante, como o trocador de calor e os componentes da caldeira de recuperação. A turbina livre está ligada diretamente ao gerador elétrico. Um valor de eficiência mecânica, $\eta_{m,ger}$, é também adotado para se considerarem as perdas da ligação com o gerador, que pode ser efetuada através de um conjunto de engrenagens para redução de rotação.

Além desta divisão de expansão em turbina geradora de gás e turbina livre, pode-se efetuar o processo total de expansão dos gases em vários estágios, independentemente do trabalho do compressor. Neste caso, pode-se utilizar o reaquecimento entre as turbinas de pressão alta e intermediária, objetivando um aumento do trabalho específico da turbina a gás. A pressão de reaquecimento constitui-se numa variável adicional no estudo de otimização de eficiência do ciclo combinado, já que tem efeito sobre a eficiência do ciclo a gás, trabalho específico e temperatura dos gases de exaustão, que influencia por sua vez a eficiência de recuperação de calor no HRSG. Um exemplo de turbina moderna de elevada eficiência térmica que inclui o reaquecimento após a expansão dos gases pelo 1º estágio de alta pressão consiste nos equipamentos da ABB Alstom GT 24 e GT 26, cujas temperaturas de exaustão são 640°C (Khartchenko, 1998).

4.1.7 Câmaras de Reaquecimento

O reaquecimento dos gases de exaustão pode ser efetuado para aumento da temperatura entre os estágios de expansão ou antes de passarem pelo HRSG, objetivando o aumento de eficiência térmica do ciclo combinado, da potência da turbina a gás e da quantidade do vapor total produzido na caldeira de recuperação. O processo de reaquecimento envolve a queima adicional de combustível e pode ser realizado com o ar em excesso presente nos produtos de combustão, proveniente da queima de mistura pobre, característica de operação de combustores de turbinas a gás; e do ar extraído do compressor que fora diretamente misturado aos produtos para resfriamento das partes quentes da turbina. A metodologia adotada para a análise da

combustão e balanceamento químico da reação é a mesma descrita para o combustor da turbina. O fluxo oxidante não possui a composição química do ar atmosférico, mas a composição resultante da mistura dos produtos da reação de combustão da câmara anterior com o ar extraído do compressor para resfriamento da turbina. O parâmetro que define a perda de carga deve ser fornecido como um dado de entrada ou avaliado conforme a equação (4.10). A eficiência de combustão também é uma variável que deve ser fornecida ao programa. A quantidade de combustível adicional de queima constitui-se numa nova variável, a qual pode ser estimada ou calculada internamente ao módulo, no caso de se fixar a temperatura de saída dos gases.

4.1.8 Duto de Transporte de Gás

Este componente faz a ligação dos gases de exaustão da turbina a gás à entrada do HRSG. Parâmetros de perda de carga e de temperatura do gás ao longo da tubulação são fornecidos como entrada. A partir da diferença de entalpia entre a entrada e saída do duto de condução de gás, pode ser calculado o calor cedido ao meio.

4.1.9 Eixo de Acoplamento

As perdas associadas à dissipação de energia mecânica nos mancais do compressor e da turbina decorrentes do acoplamento mecânico e entre os eixos das turbinas (a gás e a vapor) e os geradores são representadas no programa por elementos fictícios que reduzem o trabalho transferido de acordo com a eficiência mecânica adotada. Esta perda é avaliada como uma irreversibilidade do acoplamento mecânico. Como não existe um fluido de trabalho passando por este elemento para absorver esta irreversibilidade gerada e convertê-la em aumento da entalpia de saída (como nos processos no compressor e na turbina), considera-se que uma quantidade de calor equivalente a esta irreversibilidade é liberada ao ambiente, fechando assim o balanço energético.

Eficiência mecânica:	$\eta_m = W_s / W_c$	(4.18)
Balanço de Primeira Lei:	$Q_l = W_c - W_s$	
Balanço de Segunda Lei:	$I = W_c \cdot (1 - \eta_m)$	

Para o compressor, a variação de entalpia calculada pelo processo termodinâmico corresponde ao trabalho de saída do mesmo ($W_c = W_s$), sendo que o trabalho de entrada do eixo deve ser maior. Para a turbina, a variação de entalpia calculada no processo de expansão corresponde ao trabalho de entrada de eixo ($W_t = W_e$), sendo que o trabalho disponível na saída deve ser menor. Para uma mesma eficiência de eixo do compressor e da turbina, o trabalho total perdido por dissipação em forma de calor é dado por:

$$W_{diss} = Q_l = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) W_c + (1 - \eta_m) W_t \quad (4.19)$$

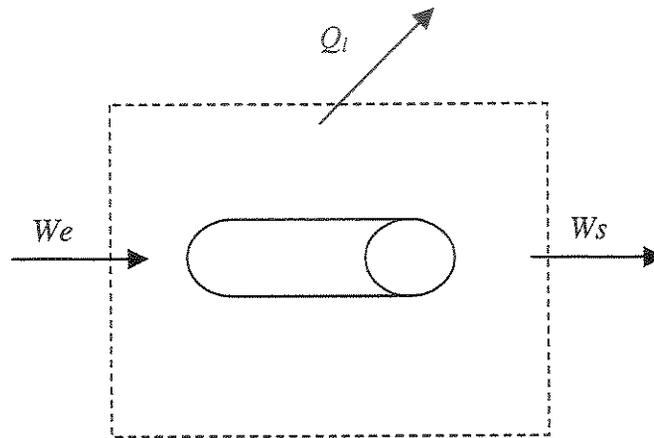


Figura 4.2: Sistema adotado para avaliação do processo nos eixos do compressor e turbina.

Para o conjunto de equipamentos descritos que compõem o ciclo da turbina a gás, elaborou-se uma sub-rotina que contém várias estratégias de cálculo, conforme as possíveis combinações destes equipamentos:

- a) Ciclo simples de turbina a gás, sem turbina livre (um único estágio de expansão);
- b) Ciclo simples, com expansão dividida em estágios;
- c) Idem a ou b, com regeneração (Trocador de calor para aquecimento do ar de combustão);
- d) Idem b, com reaquecimento dos gases de combustão entre os estágios de expansão;
- e) Idem b, incluindo reaquecimento e regeneração.

A todas estas possibilidades podem ser incluídos ainda os processos de resfriamento de ar entre os estágios de compressão, extração de ar para o resfriamento da turbina e reaquecimento dos gases de exaustão após o último estágio de expansão, antes do duto de transporte para o HRSG. Deve ser observado que o processo de resfriamento de ar comprimido pode ser efetuado para se aproveitar o calor disponível no aquecimento de um fluido de interesse, como por exemplo, a água de alimentação da caldeira de recuperação. No momento de cálculo do processo de compressão, não se conhecem ainda os fluxos mássicos envolvidos no ciclo a vapor e, portanto, a solução deste acoplamento entre os ciclos a gás e a vapor deve ser efetuada por meio de um processo iterativo.

O reaquecimento dos gases de combustão através da queima suplementar de combustível constitui-se numa alternativa importante a ser considerada para o aumento da potência em configurações de ciclo combinado que operam com turbinas a gás aeroderivativas de elevada razão de pressão (> 20) e eficiência térmica. A temperatura de exaustão destas turbinas situa-se na faixa de 420 a 500°C. A tabela 4.1 apresenta um resumo do desempenho e de temperaturas de entrada e de exaustão de 34 modelos de turbinas a gás operando em ciclo simples com gás natural, avaliados na condição padrão *ISO* (15°C, 1,01325 bar e 60% de umidade relativa).

O gráfico da figura 4.3 mostra os valores de temperatura de exaustão e de eficiência térmica destas turbinas em função da razão de pressão. Pode-se observar que a eficiência térmica é crescente com a razão de pressão. Para uma mesma classe de potência de turbinas e temperatura de entrada, um aumento da taxa de compressão provoca diminuição na temperatura de exaustão. Entretanto, com o desenvolvimento de novos materiais resistentes a elevadas temperaturas e de técnicas de resfriamento de turbinas, a busca por maiores eficiências via aumento da taxa de compressão é acompanhada pelo aumento na temperatura máxima do ciclo, o que contribui para que a temperatura dos gases de exaustão não seja muito reduzida, mantendo-se numa faixa adequada à aplicação em ciclos combinados. Esta elevação da temperatura de entrada da turbina faz com que o comportamento da temperatura de exaustão em função da razão de pressão não seja tão direta, quanto ao observado com a eficiência térmica.

Tabela 4.1: Desempenho e dados característicos de diferentes modelos de Turbinas a Gás

	Turbina	Ano	Potência (kWe)	Razão de Pressão	Temp. Turbina (°C)	Temp. Exaustão (°C)	Efic. Térmica
1	GT 35	1968	17000	12	---	374	0,3220
2	GT 8C2	1998	57500	17,6	---	512	0,3471
3	GT 10C	1999	29060	17,6	---	518	0,3600
4	GTX 100	1998	43000	20	---	546	0,3704
5	ASE40	1978	3284	8,8	1106	602	0,2769
6	ASE50	1999	3771	10,7	1106	566	0,3056
7	ASE120	1999	9784	20,5	1272	521	0,3496
8	GTU-2.5P	1994	2500	5,8	681	378	0,2058
9	GTU-12PE	1997	12000	15,9	1116	500	0,3280
10	GTU-16PE	1997	16000	19,9	1178	496	0,3440
11	GTU-25P	1999	25200	28,6	1239	451	0,4000
12	LM1600-PA	1989	13750	21,5	1085	488	0,3547
13	LM2500-PE	1973	22800	18,8	1232	523	0,3681
14	LM6000-PC	1997	44090	29,4	1267	450	0,4195
15	G3142(J)	1988	10450	7,1	943	526	0,2562
16	PG5371(PA)	1988	26300	10,5	963	487	0,2847
17	PG6561(B)	1997	39620	12	1104	532	0,3187
18	PG6101(FA)	1996	70140	15	1288	598	0,3420
19	PG9171E	1989	123400	12,3	1124	538	0,3379
20	PG9231(EC)	1994	169200	14,2	1204	558	0,3493
21	UGT-3200	1998	3400	11,9	1005	452	0,3100
22	UGT-6000+	1998	8300	15,7	1102	442	0,3301
23	UGT-10000	1998	10780	19,6	1184	458	0,3600
24	UGT-25000	1993	26700	21,8	1245	465	0,3650
25	UGT-110000	1999	114500	14,7	1210	520	0,3600
26	AL-20DMHch	1987	2500	9	900	520	0,2202
27	Al-336E-1,-6.3	1997	6300	15,9	1009	431	0,3002
28	AL-39	1995	16000	25,9	1203	443	0,3822
29	AL-37	1993	25000	23,1	1147	425	0,3640
30	AL-4.3A	1996	68000	16,2	1316	589	0,3472
31	W501F	1989	186500	15	1316	585	0,3738
32	W501G	1994	253000	19,2	1416	594	0,4141
33	TBM-TRENT	1996	51460	35	---	443	0,4111
34	GTE-80	1995	26700	21,8	1245	465	0,3650

Fonte: Gas Turbine World 1999-2000 Handbook, Electric Power Generation, pp. 44 a 54.

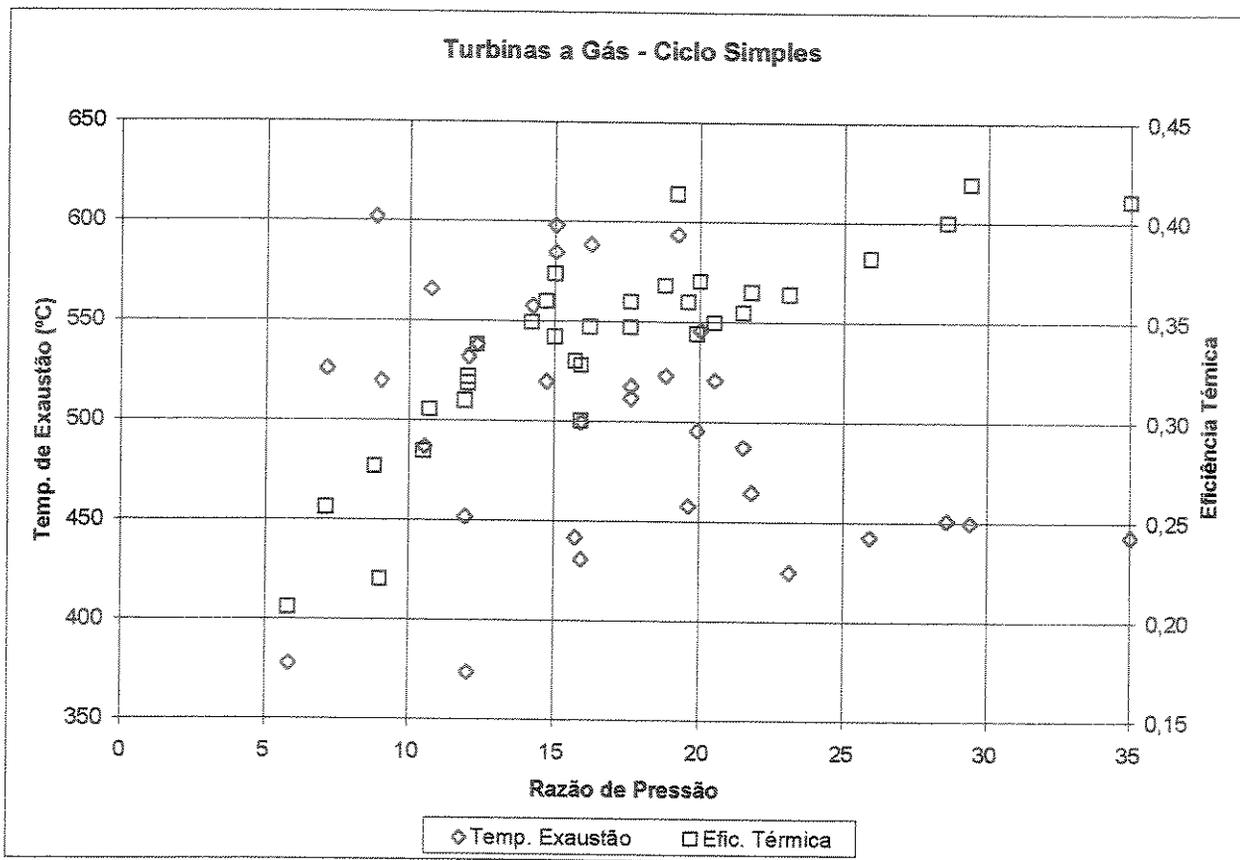


Figura 4.3: Temperatura de exaustão e eficiência térmica de turbinas a gás.
 Fonte: Gas Turbine World 1999-2000 Handbook, Electric Power Generation, pp. 44 a 54.

Para os ciclos combinados que utilizam TG aeroderivativas de elevada razão de pressão, o reaquecimento dos gases a temperaturas próximas de 700°C possibilita um aumento da potência total do ciclo combinado devido à maior quantidade de vapor produzido e às maiores temperaturas do ciclo a vapor. A queima suplementar para o HRSG permite também a operação do ciclo a vapor com mais de um nível de pressão e com reaquecimento, contribuindo para um melhor aproveitamento da energia dos gases de exaustão e maior eficiência térmica do ciclo a vapor (Pasha e Jolly, 1995).

4.2 Componentes do Ciclo a Vapor

A análise dos processos térmicos do ciclo a vapor foi desenvolvida com base no ciclo ideal de Rankine, composto por dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos. Os equipamentos modelados, bem como a metodologia empregada, são descritos em seguida.

4.2.1 Caldeira de Recuperação – HRSG

Neste componente, aproveita-se a exergia dos gases de exaustão da turbina a gás para o aquecimento da água, evaporação e superaquecimento do vapor. O equipamento substitui a caldeira convencional onde combustível é queimado para a geração do vapor. A caldeira de recuperação é subdividida em módulos de trocadores de calor:

- a) Pré-aquecimento da água de alimentação / condensado;
- b) Economizador de calor, para aquecimento da água já na pressão de trabalho, até uma temperatura próxima à temperatura de saturação;
- c) Evaporador, que transforma a água proveniente do economizador em vapor saturado;
- d) Superaquecedor de vapor.

Para o caso de caldeira de recuperação de um nível de pressão, sem reaquecimento, os gases de exaustão da turbina a gás entram pelo superaquecedor do vapor, passando em seguida pelo evaporador e pelo economizador. O último componente a trocar calor com o gás corresponde ao módulo de pré-aquecimento da água. Desta forma, a diferença de temperaturas entre os fluidos envolvidos no processo é reduzida, assim como a irreversibilidade associada à transferência de calor com diferença finita de temperaturas.

a) Pré-aquecedor da água de alimentação (CPH): Este trocador de calor encontra-se posicionado em uma das extremidades do HRSG e tem como objetivos a maximização da taxa de calor recuperada através da redução da temperatura do gás de exaustão e a diminuição da quantidade de vapor necessária para o processo de desaeração. Na modelagem são considerados os parâmetros de perda de carga na passagem dos gases e da água e a efetividade do trocador de calor ou diferença de temperaturas entre a saída deste equipamento e a temperatura de saturação na pressão do desaerador. Uma atenção especial deve ser dada à temperatura do gás de saída do HRSG para que não haja condensação de produtos de combustão, os quais podem conter ácido sulfúrico, formado a partir do enxofre presente no gás combustível. A condensação provoca corrosão e diminuição da vida útil do equipamento. Este problema é tão mais grave quanto maior o teor de enxofre do combustível utilizado na queima da turbina a gás. Campbell (1985) indica

que a temperatura mínima recomendada para os gases na saída do HRSG varia de 120 a 180°C, valores correspondentes à operação com combustível limpo e com elevado teor de enxofre, respectivamente. Os estudos recentes de ciclos combinados avançados, com queima de gás natural na TG, consideram valores ainda menores para a temperatura mínima permitida para os gases de exaustão do HRSG, na faixa de 90 a 110°C (Seyedan et al., 1995; Khartchenko, 1998; Jordal, 2001)

Em recuperadores de calor com reaquecimento dos gases antes da entrada, procura-se compensar o consumo adicional de combustível e minimizar a perda de eficiência térmica total da planta através de um maior aproveitamento da energia dos gases devido à redução de sua temperatura de saída do HRSG, além da maior quantidade de vapor gerado devido à maior temperatura do gás de entrada (Pasha e Jolly, 1995). Na referência Gas Turbine World 1999 – 2000 Handbook, os cálculos de ciclos combinados com caldeiras de recuperação que contemplam a queima suplementar do gás antes da entrada consideram a temperatura mínima de 121°C, a fim de evitar qualquer possibilidade de condensação do gás de exaustão.

b) Economizador: Água é admitida no estado de líquido comprimido, no nível de pressão correspondente ao ciclo de potência, acrescido dos valores de perda de carga que ocorrem até a entrada da turbina a vapor. O programa utiliza como especificação os valores de perda de carga, adotados como uma percentagem da pressão de entrada, e a diferença entre a temperatura de saturação do vapor e da água na saída do economizador. Este parâmetro de sub-resfriamento (*approach ou subcool*) é importante para evitar a evaporação da água de alimentação nas conexões entre o economizador e o evaporador e a vaporização dentro do próprio economizador durante a operação em carga parcial, fenômeno que causa problemas de erosão e instabilidade devido ao escoamento bifásico.

c) Evaporador: A água líquida de saída do economizador é convertida em vapor saturado. Na modelagem deste trocador de calor, utiliza-se como especificação o valor de *pinch-point*, definido como a diferença mínima de temperaturas entre as correntes de gás e água no HRSG. O *pinch-point* ocorre na secção de saída do gás do evaporador e corresponde à diferença entre a temperatura do gás e a temperatura de saturação da água à pressão de operação do evaporador. O

valor de *pinch-point* está relacionado à superfície de transferência de calor e portanto, ao custo do equipamento. Sob o ponto de vista puramente termodinâmico, seria desejável o mínimo valor de *pinch-point* para o aumento da transferência de calor e redução da irreversibilidade. Entretanto, este valor reduzido de *pinch-point* implicaria em grandes áreas de troca de calor e custo elevado, inviabilizando sua aplicação. Uma referência técnica recente (Gas Turbine World 1999-2000 Handbook) adota o valor de *pinch-point* de 17°C para uma análise conservativa da eficiência de ciclos combinados sem queima suplementar de combustível, considerando a tecnologia atual presente nas instalações térmicas. No caso de ciclos combinados com reaquecimento dos gases de combustão até 704°C, o valor de *pinch-point* estimado nessa referência eleva-se para 28°C, a fim de respeitar a restrição de temperatura mínima de exaustão dos gases do HRSG.

Um fator de perda de carga é estimado para o cômputo do bombeamento necessário para a circulação da mistura líquido-vapor, em se tratando de evaporadores de circulação forçada, e para considerar a irreversibilidade devido ao atrito viscoso da água escoando no interior do evaporador.

d) *Superaquecedor*: O vapor saturado é superaquecido até a temperatura de entrada da turbina a vapor, limitada pela diferença de temperatura com o gás na entrada deste trocador de calor. Esta diferença de temperatura é conhecida como diferença terminal ou *approach* do superaquecedor. Valores de perda de carga, em relação às pressões de entrada, são variáveis fornecidas ao sistema.

A figura 4.4 apresenta o diagrama de temperatura por taxa de calor recuperado num HRSG com um nível de pressão. Os termos de diferenças de temperaturas *approach* e *pinch-point* também estão indicados no gráfico.

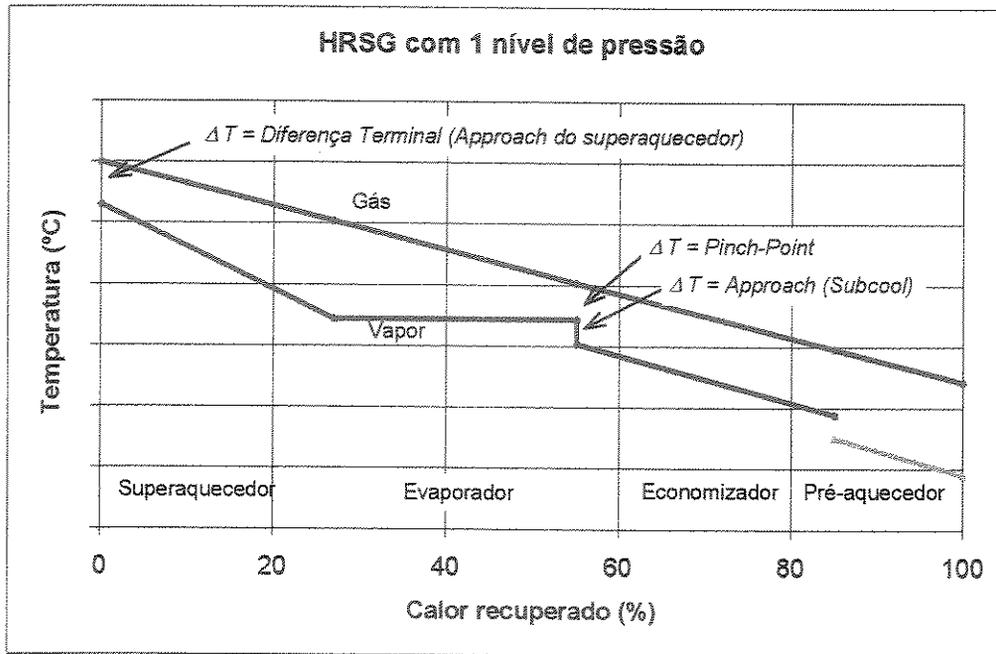


Figura 4.4: Evolução de temperatura num HRSG com um nível de pressão.

4.2.2 Turbina a Vapor

O vapor superaquecido é expandido até a pressão de saída, conforme a eficiência isentrópica adotada para o equipamento. A entalpia do vapor de saída e o trabalho realizado são determinados por meio da avaliação do processo isentrópico de expansão entre as pressões de entrada e saída e da definição de rendimento isentrópico.

Atenção deve ser dada à condição de saída do vapor na turbina de baixa pressão para que não haja condensado em excesso que possa causar erosão nos componentes da turbina. Recomenda-se que o título da mistura líquido-vapor seja superior a 87% (Narula, 1995).

4.2.3 Condensador

O vapor expandido na turbina de baixa pressão é totalmente condensado. O modelo considera a perda de carga da mistura líquido-vapor e o sub-resfriamento da água, forçando que se tenha na saída do equipamento apenas líquido comprimido, a fim de se evitarem problemas de cavitação com a bomba do condensado.

4.2.4 Bomba

As bombas da instalação são utilizadas para o bombeamento do condensado que passa pelo HRSG na secção do pré-aquecedor e para elevação da pressão de saída do desaerador até os valores de pressão de cada nível do ciclo a vapor. O módulo elaborado admite que o estado do fluido na entrada é conhecido. O trabalho de bombeamento e o estado do fluido na saída são calculados a partir do coeficiente isentrópico adotado para o equipamento e a razão de pressão necessária.

4.2.5 Desaerador

Este equipamento consiste num trocador de calor de contato direto entre a água de alimentação proveniente do pré-aquecedor e vapor de linha. A mistura destes fluidos resulta no aquecimento da água e liberação dos gases dissolvidos, não condensáveis. O objetivo é proteger contra a corrosão os componentes à jusante, como tubos do HRSG, bombas e turbinas.

O cálculo das propriedades da água na saída do equipamento é efetuado com base nos balanços de massa, energia e exergia, admitindo-se como conhecidos os estados da água e do vapor na entrada, à pressão do desaerador. A diminuição de fluxo devido à remoção de gases e a água fornecida para compensar esta perda são desprezadas na modelagem.

4.2.6 Tubulação

As conexões dos equipamentos podem ser representadas através de elementos modelados como “tubos”. São admitidos valores de perda de carga e de diferença de temperaturas entre a entrada e saída. Com estes dados, calcula-se o calor transferido ao meio e a perda de exergia correspondente.

4.2.7 Válvula

A expansão para se atingir a pressão requerida é modelada através de um processo isentálpico. Assim, a partir da entalpia do fluido na entrada e da pressão de saída da válvula, o estado termodinâmico de saída fica determinado.

4.2.8 Misturador de Vapor

A mistura de fluidos é analisada através das equações de conservação de massa, energia e exergia. O estado de saída é determinado a partir da aplicação destas equações às correntes de entrada do misturador.

4.3 Eficiências de Primeira e de Segunda Lei da Termodinâmica

O programa calcula a eficiência de Primeira Lei de toda a instalação com base no poder calorífico inferior do combustível (equação 4.20). A eficiência térmica da turbina a gás é avaliada de acordo com a quantidade total de combustível utilizado até a secção de saída de gases da turbina livre. A eficiência do ciclo combinado deve considerar a quantidade de combustível utilizado para queima suplementar, no caso de reaquecimento dos gases de exaustão. Para a avaliação de Primeira Lei do ciclo a vapor, utiliza-se a energia total cedida pelos gases na passagem pelo HRSG (equação 4.21).

$$\eta_{CC} = \frac{\Sigma \dot{W}_{\text{liquido}}}{\Sigma (\dot{m}_{\text{comb}} \cdot PCI)} \quad (4.20)$$

$$\eta_{\text{vapor}} = \frac{\Sigma \dot{W}_{\text{liquido}}}{\Sigma \{ \dot{m}_g \cdot [(h_g)_e - (h_g)_s] \}} \quad (4.21)$$

Para a avaliação das eficiências de Segunda Lei dos equipamentos e da instalação completa, utilizou-se a definição de eficiência racional (Kotas, 1985). Este parâmetro expressa a razão entre a variação de exergia desejada (“produto” expresso em forma de exergia = exergia útil) e a variação de exergia necessária (= “combustível”) para a produção do efeito desejável. A

eficiência racional indica o grau de perfeição termodinâmica ou quanto este processo se aproxima da reversibilidade.

$$\Psi = \frac{\sum \dot{E}x_{prod}}{\sum \dot{E}x_{comb}} \quad (4.22)$$

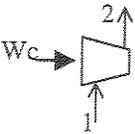
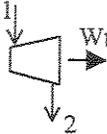
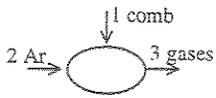
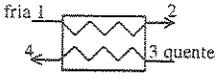
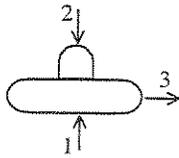
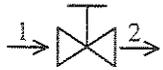
Para os processos em que não são identificáveis efeitos desejáveis, como os escoamentos nas tubulações de conexão ou na expansão em válvulas, o parâmetro de eficiência de Segunda Lei relaciona as exergias de saída e de entrada, tornando-se igual à unidade quando não houver irreversibilidades no processo.

Na análise de uma central térmica de potência, a eficiência racional identifica apenas o trabalho líquido gerado como exergia “produto” ou desejada. O fluxo de exergia perdido pela exaustão dos produtos de combustão é considerado uma irreversibilidade externa. Esta forma de se avaliar o desempenho global de plantas térmicas faz com que a eficiência racional seja próxima da eficiência de Primeira Lei, quando se trata da queima de combustíveis gasosos, já que os valores de exergia química destes combustíveis apresentam pequenos desvios (inferiores a 5%) em relação aos valores de poder calorífico inferior dos mesmos (Kotas, 1985).

$$\Psi_{CC} = \frac{\sum \dot{W}_{liquido}}{\sum \dot{E}x_{comb}} \quad (4.23)$$

A tabela 4.2 apresenta os termos de exergias utilizados para a avaliação da eficiência exergética dos componentes considerados neste trabalho. Os termos *exf* mostrados na tabela correspondem à exergia de fluxo e devem compreender as parcelas de exergia física e química em processos onde ocorrem alterações de composição química.

Tabela 4.2: Termos considerados na avaliação da eficiência exergética.

Equipamento	Representação	Exergia “produto” ($\dot{E}x_{prod}$)	Exergia “combustível” ($\dot{E}x_{comb}$)
Compressor Bomba		$\dot{m} \cdot (exf_2 - exf_1)$	\dot{W}
Turbina		\dot{W}	$\dot{m} \cdot (exf_1 - exf_2)$
Câmara de combustão		$\dot{m}_{gases} \cdot (exf_3)$	$\dot{m}_{comb} \cdot (exf_1) + \dot{m}_{ar} \cdot (exf_2)$
Trocador de Calor (para esquentar a corrente fria)		$\dot{m}_{fria} \cdot (exf_2 - exf_1)$	$\dot{m}_{quente} \cdot (exf_3 - exf_4)$
Misturador T.C. de contato direto		$\dot{m}_3 \cdot (exf_3)$	$\dot{m}_1 \cdot (exf_1) + \dot{m}_2 \cdot (exf_2)$
Válvula		$\dot{m}_2 \cdot (exf_2)$	$\dot{m}_1 \cdot (exf_1)$

Deve ser observado que os valores de trabalho indicados como “produto” ou “combustível” estão expressos em módulo. Quando o trocador de calor tiver como principal objetivo o resfriamento do fluxo quente, os termos produto e combustível devem ser invertidos.

A eficiência exergética corresponde à razão entre ($\dot{E}x_{prod}$) e ($\dot{E}x_{comb}$). A irreversibilidade do processo, derivada da expressão do balanço exergético aplicado a um volume de controle (equação 3.25), iguala-se à diferença entre a exergia “combustível” e a exergia “produto”:

$$\dot{I} = \dot{E}x_{comb} - \dot{E}x_{prod} \quad (4.24)$$

As irreversibilidades de todos os processos de um ciclo de potência, assim como o trabalho total líquido e a exergia dos gases de exaustão do HRSG podem ser expressos como uma fração da exergia total de entrada no volume de controle que envolve toda a instalação. A soma destes termos deve ser igual à unidade, fechando o balanço de Segunda Lei.

4.4 Reprodução de Dados Característicos de um Ciclo Combinado Real

Os módulos dos equipamentos térmicos foram combinados num programa específico para representação de uma instalação térmica existente, composta por duas unidades de potência. Cada unidade possui duas turbinas a gás e duas HRSG com dois níveis de pressão (figura 4.5). Esta configuração foi avaliada no trabalho de Seyedan et al. (1995), no qual se compararam os resultados obtidos por um método de modelagem com os aferidos nas condições de operação da instalação.

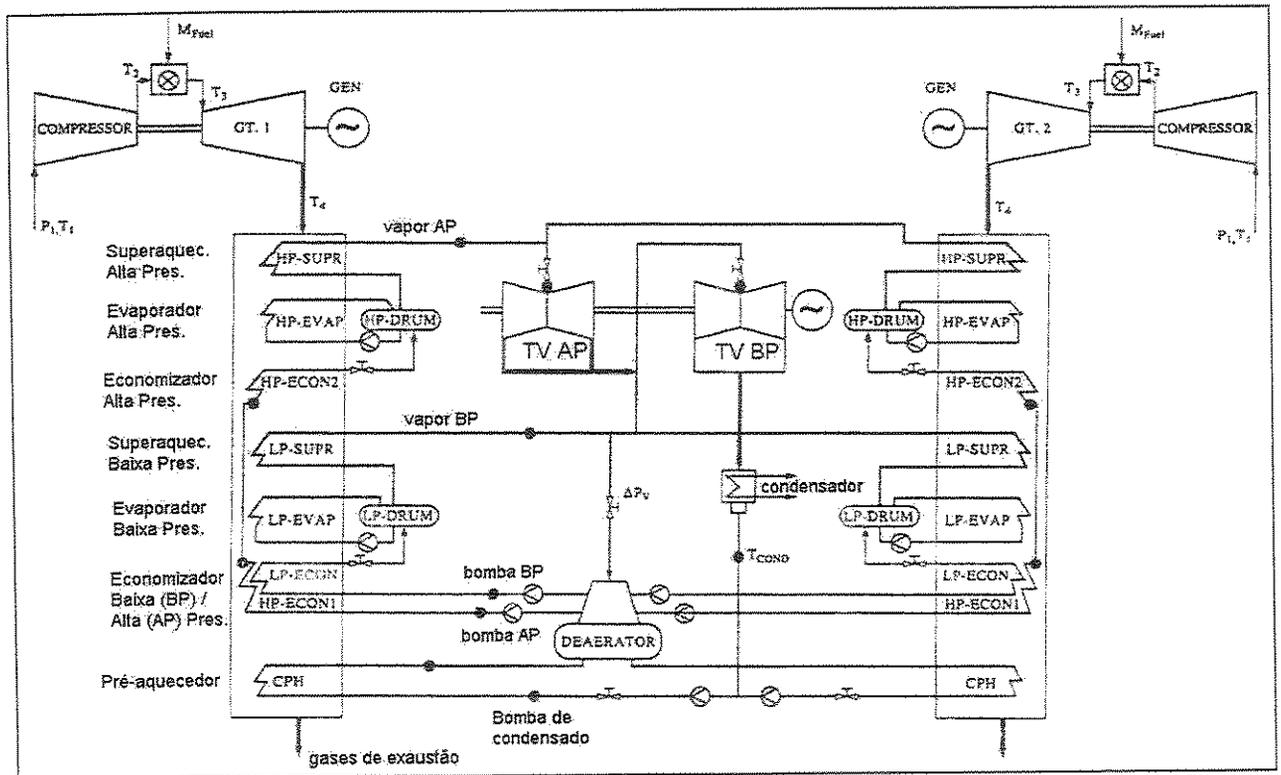


Figura 4.5: Configuração de ciclo combinado de dois níveis de pressão.

Os dados apresentados por Seyedan foram aqui utilizados como variáveis de entrada para a modelagem dos equipamentos, conforme descrito neste capítulo. Diversos parâmetros característicos foram ajustados para se reproduzirem os valores de desempenho e fluxos de combustível e de vapor: eficiências isentrópicas, perdas de carga e efetividade ou diferenças de temperaturas nos trocadores de calor.

A tabela 4.3 contém os dados retirados do artigo de Seyedan, fornecidos ao programa desenvolvido para esta representação. Os parâmetros de potência e fluxos mássicos calculados pelo programa são apresentados na tabela 4.4, juntamente com os valores aferidos na instalação.

Tabela 4.3: Valores de referência da configuração de ciclo combinado.

<i>Ciclo a gás</i>	
Temperatura de entrada no compressor (°C)	27
Razão de pressão no compressor	10,39
Fluxo de ar no compressor (kg/s)	462,16
Perda de carga no combustor	2,5%
Temperatura de entrada na turbina (°C)	1090
<i>Ciclo a vapor</i>	
Pressão do vapor da linha alta (bar)	70,73
Pressão do vapor da linha baixa (bar)	5,491
Pressão de condensação (bar)	0,116

Tabela 4.4: Valores calculados e aferidos da configuração de ciclo combinado.

	Calculado	Aferido
Fluxo de combustível (gás natural – kg/s)	10,2	10,0
Fluxo mássico de vapor – linha de alta pressão (kg/s)	135,84	135,87
Fluxo mássico de vapor – linha de baixa pressão (kg/s)	157,80	159,15
Potência da Turbina a Gás (MW)	278,7	279,0
Potência do Ciclo a Vapor	163,6	162,4
Potência do Ciclo Combinado	442,3	441,4

Pode ser observado que o modelo desenvolvido para representação deste ciclo combinado apresenta boa concordância em relação aos valores aferidos na operação da central de potência. Os resultados mostrados na tabela acima foram obtidos com os valores de referência mostrados na tabela 4.3 e com os dados admitidos para as características de operação dos equipamentos, das condições ambiente e do combustível, conforme apresentados na tabela 4.5.

Tabela 4.5: Condições de operação consideradas no modelo computacional.

<i>Ciclo a gás</i>	
Eficiência isentrópica de compressão	0,92
Eficiência mecânica do compressor	0,99
Eficiência de combustão	0,89
Perda de carga no combustor (<i>calculada - %</i>)	2,6
Eficiência isentrópica de expansão	0,86
Eficiência mecânica do gerador da TG	0,99
Dif. de Temp. no duto de conexão com o HRSG (°C)	2
Perda de carga no duto de conexão com o HRSG (%)	1,0
Perda de carga total do gás de exaustão no HRSG (%)	3,4
Temperatura de exaustão do HRSG (°C)	105
<i>Ciclo a vapor</i>	
Eficiência isentrópica das bombas (condensado, pressões alta e baixa)	0,85
Eficiência isentrópica das turbinas a vapor de alta e baixa pressão	0,84/0,83
Pressão do desaerador (bar)	1,50
<i>Approach</i> do superaquecedor de alta pressão (°C)	28
<i>Approach</i> do superaquecedor de baixa pressão (°C)	20
<i>Pinch-point</i> do evaporador de alta / baixa pressão (°C)	12
Sub-resfriamento na saída dos economizadores (°C)	6
Perda de carga da linha de baixa no HRSG (%)	4,0
Perda de carga da linha de alta no HRSG (%)	7,3
Perda de carga do condensado no pré-aquecedor (%)	2,0
Perda de carga no condensador (%)	2,0
Sub-resfriamento na saída do condensador (°C)	2
Dif. de Temp. no tubo da bomba de condensado ao HRSG (°C)	2
Perda de carga no tubo da bomba de condensado ao HRSG (%)	1,0
Eficiência mecânica do gerador acoplado às TV	0,99
<i>Condições ambientes</i>	
Temperatura (°C)	27
Pressão (bar)	1,01325
Umidade Relativa (%)	60
<i>Combustível (Gás Natural¹) - Composição</i>	
Metano - CH_4	88,56
Etano - C_2H_6	9,17
Butano - C_3H_8	0,42
Gás carbônico - CO_2	0,65
Nitrogênio - N_2	1,20
Poder Calorífico Inferior (calculado pelo modelo em kJ/kg)	47.862,86

¹ Fonte: CONPET – Gás Natural: Informações técnicas, Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados de Petróleo e Gás Natural – Outubro de 2000.

Os dados dos ciclos a gás e a vapor apresentados na tabela 4.5 são resultados de um ajuste dos parâmetros do modelo aos valores de potências e fluxos mássicos aferidos na instalação (tabela 4.4). Procurou-se manter os valores de eficiências isentrópicas e diferenças terminais de temperaturas dos trocadores de calor dentro das faixas usuais indicadas na literatura (Cohen et al., 1996; Consonni, 1992; Gas Turbine World 1999 – 2000). Dois pontos a serem observados neste ajuste são a elevada eficiência isentrópica de compressão (0,92) e o reduzido valor da eficiência de combustão (0,89). Deve ser comentado que outras combinações de parâmetros poderiam ser obtidas com menores valores de eficiência isentrópica de compressão e maiores eficiências de combustão, de forma que o fluxo de combustível e a temperatura de entrada na turbina ainda assim apresentassem boa concordância com os valores aferidos.

Os fluxos de energia e de exergia ao longo de todos os processos podem ser expressos em função do total de energia e de exergia fornecidos ao volume de controle que envolve toda a planta. Como a central térmica avaliada não possui reaquecimento dos gases entre os estágios de expansão da turbina a gás e antes da entrada no HRSG, a energia total fornecida ao ciclo corresponde ao produto entre a massa de combustível que entra no combustor da turbina a gás e seu poder calorífico inferior. A exergia total corresponde à exergia química desta massa de combustível. As tabelas 4.6, 4.7 e 4.8 apresentam estas frações de energia e exergia para o ciclo da turbina a gás, do ciclo a vapor e do ciclo combinado. As eficiências de Primeira e Segunda Lei para os ciclos separados e para o conjunto da central térmica podem ser observadas nas tabelas pelas frações de energia e de exergia total que correspondem ao trabalho líquido.

Tabela 4.6: Fluxos de calor e potência dos ciclos da turbina a gás e da turbina a vapor

<i>Ciclo TG</i>	(MW)	(% energia total)	<i>Ciclo TV</i>	(MW)	(% energia total)
Combustível	489,40	100,00	HRSG	257,10	100,00
Compressor Ar	146,21	29,87	Condensador	174,45	67,86
Compressor comb.	4,74	0,97	Potência bombeam.	0,63	0,24
Calor combustão	49,94	10,20	Potência líquida	81,81	31,82
Potência líquida	139,33	28,47	Calor ef. mec. ger.	0,83	0,32
Calor ef. mec. comp.	1,51	0,31			
Calor ef. mec. ger.	1,41	0,29			
Energia de exaustão	297,22	60,73			

Tabela 4.7: Fluxos de calor e potência do ciclo combinado

<i>Ciclo Combinado</i>	(MW)	(% energia total)
Combustível	489,40	100,00
Potência líquida	221,14	45,19
Calor combustão	49,94	10,20
Condensador	174,45	35,65
Conexão TG - HRSG	1,12	0,23
Calor ef. mec. comp.	1,51	0,31
Calor ef. mec. ger.	2,23	0,46
Energia de exaustão	39,01	7,97

Nota: Os valores de potência referem-se a uma única turbina a gás e a um HRSG.

Tabela 4.8: Fluxos de exergia, potência e irreversibilidade do ciclo combinado

<i>Ciclo Combinado</i>	(MW)	(% exergia total)	Efic. racional (%)
Exergia do Combustível	508,47	100,00	43,49
Potência líquida TG	139,33	27,40	27,40
Potência líquida TV	81,81	16,09	56,97
Potência Ciclo Combinado	221,14	43,49	43,49
Irreversibilidades			
Compressor Ar	7,31	1,44	95
Compressor Comb.	0,28	0,05	94,13
Cam. Combustão	200,57	39,45	69,23
Turbina Gerad. Gás	6,46	1,27	95,77
Turbina Livre	8,36	1,64	94,56
Gerador TG	1,41	0,28	99
Conexão TG - HRSG	1,15	0,23	99,21
HRSG	20,70	4,07	83,97
Bomba Condensado	0,00	0,00	86
Bomba baixa pressão	0,00	0,00	88,37
Bomba alta pressão	0,07	0,01	88,39
TV alta pressão	4,75	0,93	89,66
Desaerador	0,00	0,00	99,97
Condensador	12,89	2,53	1,78
TV baixa pressão	7,98	1,57	84,06
Misturador de vapor	0,03	0,01	99,95
Válvula de expansão	0,05	0,01	77,05
Gerador TV	0,83	0,16	99
Exergia dos gases de exaustão	14,48	2,85	

A eficiências de Primeira Lei para os ciclos a gás e a vapor são 28,47 % e 31,82% respectivamente. Uma análise energética destes ciclos isolados revela que as principais causas destas baixas eficiências são o trabalho de compressão e a elevada temperatura dos gases de exaustão, no caso da turbina a gás, e a elevada taxa de calor rejeitado no condensador do ciclo a

vapor, 67,86%. A análise exergética identifica, entretanto, que a grande degradação de energia ocorre no combustor da turbina a gás e que pequena parcela da exergia total encontra-se associada ao calor rejeitado no condensador, já que a transferência de calor ocorre entre um reservatório térmico próximo da temperatura ambiente, 48,7 °C, não apresentando portanto um potencial elevado para produção de trabalho a partir do calor rejeitado. Os gases de exaustão da turbina a gás possuem elevado percentual de exergia térmica do combustível, 28,47%, o que torna possível seu aproveitamento para gerar trabalho no ciclo a vapor, elevando as eficiências de Primeira e Segunda Lei do ciclo combinado para 45,19% e 43,49%, respectivamente.

É interessante observar que o valor da eficiência de Segunda Lei para o ciclo a vapor, 56,97%, é superior à eficiência de Primeira Lei. Isto ocorre porque não existem processos de elevada irreversibilidade, como por exemplo a combustão, e os processos de mistura são realizados entre substâncias da mesma espécie. Esta eficiência de Segunda Lei é avaliada em relação à exergia total do gás de exaustão da turbina, na secção antes da entrada do HRSG, 143,60 MW.

Os gráficos das figuras 4.6 e 4.7 mostram os fluxos energéticos e exergéticos da instalação completa.

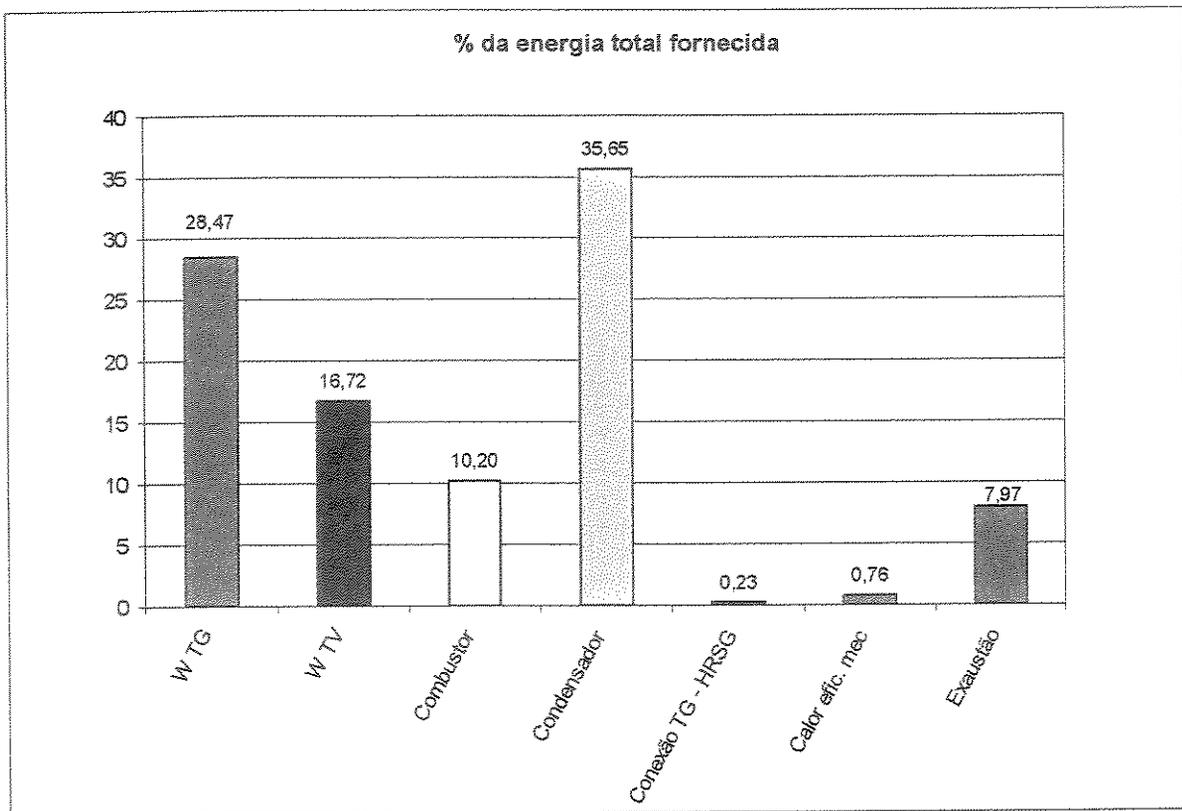


Figura 4.6: Fluxo de energia: fluxo de calor e potência do ciclo combinado

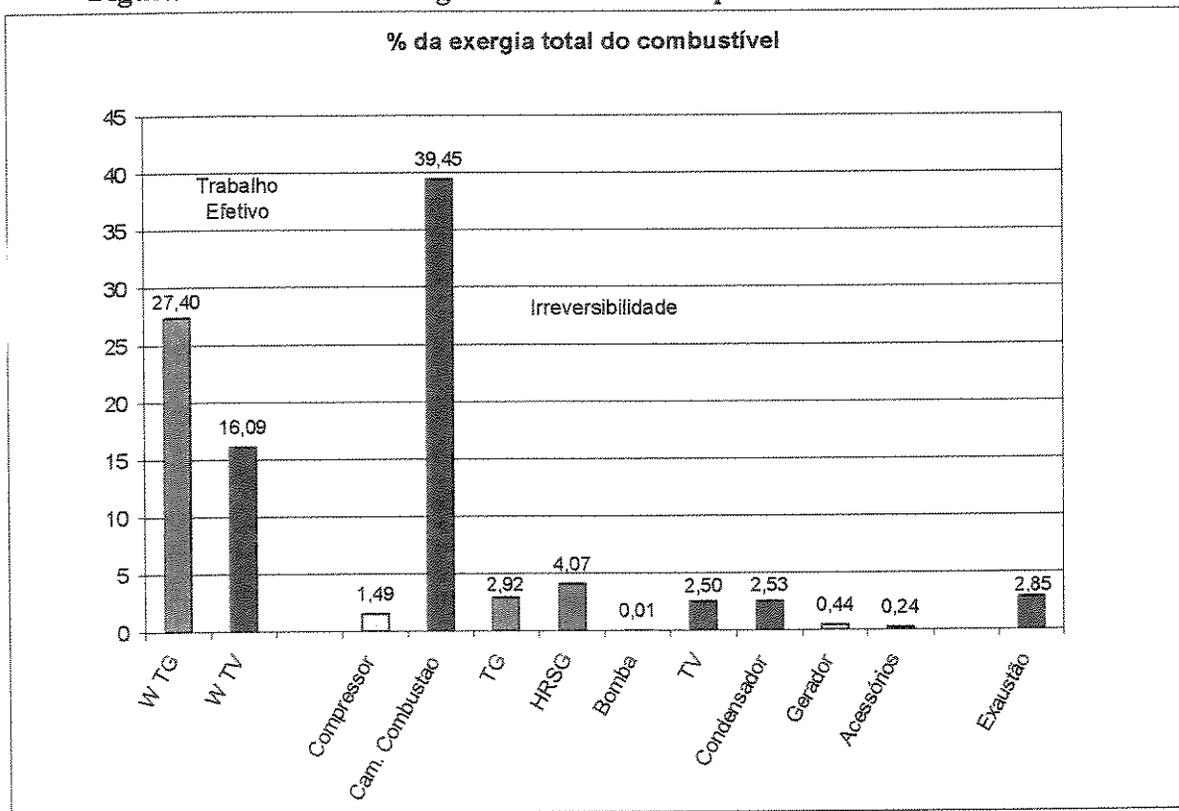


Figura 4.7: Fluxo de exergia: potência e taxa de irreversibilidade do ciclo combinado

Capítulo 5

Modelo Adicional para Avaliação de Turbina a Gás

Uma extensão da modelagem dos equipamentos descrita no capítulo anterior foi desenvolvida para a turbina a gás, visando aprofundar a abordagem dos fenômenos termodinâmicos que influenciam suas características de desempenho. Para tanto, foi necessário incluir na modelagem elementos importantes na determinação da eficiência e potência de turbinas a gás, como o resfriamento dos estágios de expansão e os parâmetros que caracterizam as eficiências dos estágios de compressão e expansão. A modelagem dos processos nos componentes da turbina a gás foi desenvolvida tomando-se como base a estratégia adotada por Consonni (1992) em sua tese de doutorado.

5.1 Evolução da Temperatura de Entrada da Turbina

Desde o início dos estudos de turbina a gás no começo do século XX, como uma nova alternativa de máquina térmica em relação aos motores de pistão existentes¹ e à turbina a vapor, a elevação da temperatura máxima do gás no ciclo de potência sempre foi um importante objetivo a ser perseguido para o aumento de eficiência térmica e viabilização operacional da máquina. As primeiras turbinas a gás apresentavam estágios de compressão e expansão com eficiências muito baixas, de forma que dificilmente havia trabalho útil disponível, após ser subtraído o trabalho requerido para acionamento do compressor (Wilson e Korakianitis, 1998).

¹ motores alternativos de combustão interna, que operavam com base no ciclo OTTO e Diesel e motores de combustão externa e expansão do vapor sobre o pistão, com base no ciclo Rankine.

A figura 5.1 mostra a evolução das temperaturas do gás de entrada da turbina, do material utilizado e do efeito do resfriamento, observada nas últimas quatro décadas e a projeção destas tendências até 2010.

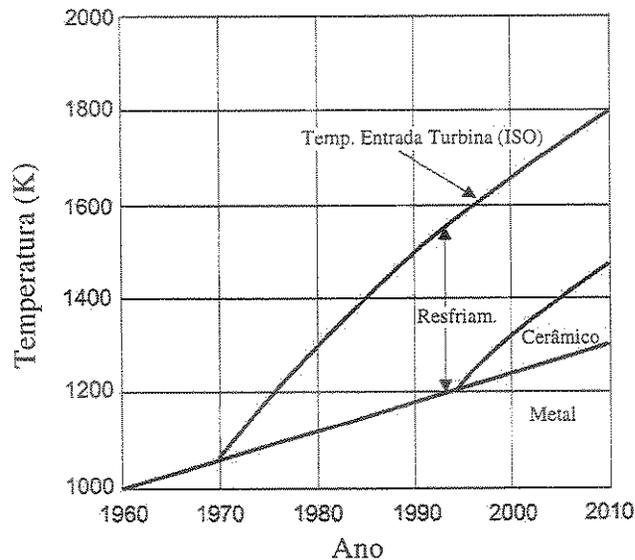


Figura 5.1: Evolução da temperatura de entrada da turbina e aspectos tecnológicos associados. Fonte: Jordal, K. (2001), Tese de doutorado, pág. 8.

De forma geral, pode-se dizer que a temperatura máxima em turbinas modernas tem sido elevada a uma taxa de 20°C por ano (Jordal, 2001). Considera-se que metade desta elevação ocorre devido ao aumento da resistência à temperatura, à fadiga termo-mecânica e à corrosão dos novos materiais desenvolvidos para a fabricação das pás² da turbina. A outra metade é causada por novas técnicas de resfriamento das partes quentes da turbina (camisa dos combustores, rotores e pás das linhas estacionárias, discos e estruturas), a fim de manter a temperatura de superfície do material abaixo de sua temperatura limite. Estes materiais constituem-se de superligas metálicas a base de níquel ou de cobalto. Técnicas avançadas de fabricação de pás das turbinas incluem processos de fundição a vácuo e solidificação direcionada, para melhor alinhamento dos cristais do material e redução do número total de grãos da pá (Khartchenko, 1998). As turbinas aeronáuticas modernas utilizam superligas monocristalinas na construção das

² Os textos técnicos de turbinas a gás em inglês utilizam *vane* para designar as pás do primeiro bocal e dos estágios estacionários e *blade* para os estágios rotativos. Neste trabalho, as pás estacionárias e rotativas são tratadas indistintamente por *pá* ou *palheta*.

pás dos rotores (Aoki, 2000), isto é, todo o material da pá é constituído por um único grão, evitando assim os efeitos indesejáveis de concentração de tensão e fragilização da peça associados aos contornos de grão. Esta técnica está sendo estendida às turbinas modernas utilizadas para geração de energia, conforme reportado nos estudos da ATS do Departamento de Energia dos EUA (*Advanced Turbine System Brochure*, 2000).

5.2 Técnicas de Resfriamento das Pás da Turbina

O resfriamento convencional das partes quentes da turbina a gás ocorre com o ar extraído dos estágios de compressão, o qual é conduzido aos canais internos das pás rotativas e estacionárias. Geometrias de elevada complexidade são desenvolvidas para aumentar a taxa de transferência de calor por convecção interna das pás e assim, diminuir o fluxo de resfriamento necessário, já que este fluido contribui para redução da eficiência térmica pois provoca redução da temperatura e da pressão de estagnação do gás em expansão. Alguns esquemas das técnicas utilizadas para resfriamento das pás da turbina são mostrados na figura 5.2.

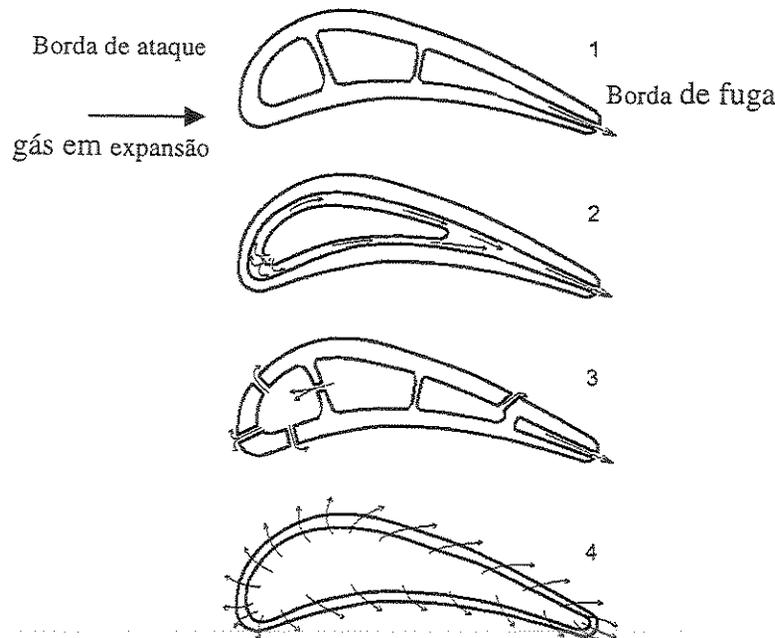


Figura 5.2: Técnicas de Resfriamento das pás de turbinas a gás. 1: Convecção; 2: Resfriamento local por jato de ar (estagnação) – *Impingement*; 3: Por película; 4: Por transpiração. Fonte: Jordal, K. (2001)

O esquema número 1 mostra o resfriamento por convecção pura, reconhecido como o primeiro método aplicado em pás de turbinas a gás. O escoamento inicial do fluxo de ar ocorre no sentido radial pelos canais internos, percorrendo toda a altura da pá da turbina. Após remover calor da superfície interna das pás, o ar sai pela borda de fuga e se mistura com o gás em expansão.

O esquema número 2 denomina-se convecção por estagnação local (*Impingement*) e corresponde a uma variação da convecção pura para o resfriamento de regiões específicas de elevada temperatura e elevado coeficiente de transferência de calor, como ocorre nas porções próximas ao bordo de ataque da pá, no ponto de estagnação da corrente de gás. Após o escoamento do ar no sentido radial, o fluxo é direcionado para ser lançado axialmente através de orifícios contra a superfície onde está ocorrendo elevada transferência de calor dos gases à superfície externa da pá, de forma que também seja criado um coeficiente interno elevado de transferência de calor da superfície interna das pás à corrente de resfriamento.

O resfriamento por película é mostrado no esquema número 3. Esta técnica, como poderá ser visto mais adiante (parágrafo 5.6.2.2), é bastante eficaz para proteção do material da turbina e redução do fluxo de ar necessário, sendo que seu desenvolvimento consistiu num importante passo para o aumento da temperatura máxima de turbinas a gás modernas. Após remover calor das superfícies internas da pá, o fluxo de ar é lançado sobre a superfície externa, de forma a compor uma camada de proteção térmica sobre a mesma, reduzindo assim a transferência de calor total dos gases à pá. O escoamento do ar sobre a pá deve ser cuidadosamente projetado para que a velocidade e o ângulo de injeção não sejam excessivos a ponto de provocar aumento na camada limite, com conseqüente redução no coeficiente de expansão politrópica do estágio sendo resfriado (Wilson e Korakianits, 1988). A figura 5.3 mostra uma pá utilizada na turbina aeronáutica Rolls Royce RB-211, onde podem ser observadas as linhas de orifícios onde o fluxo de ar é injetado tangencialmente à superfície da pá e a linha de injeção de ar pela borda de fuga.

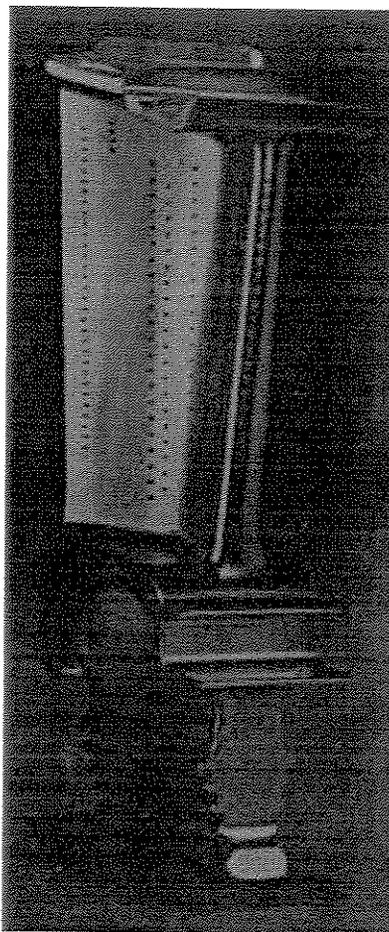


Figura 5.3: Palheta da turbina aeronáutica Rolls Royce RB-211, onde podem ser vistos os orifícios de injeção de ar para a formação de uma película sobre a superfície externa da mesma.

O esquema número 4 da figura 5.2 apresenta o método de resfriamento por transpiração, o qual consiste no escoamento de ar através da superfície porosa da pá da turbina, formando uma película contínua ao longo de toda sua extensão. Esta técnica é reconhecida como a mais eficiente para remoção do calor da pá e para redução do fluxo de resfriamento necessário. Entretanto, não há muitas informações disponíveis na literatura sobre sua utilização devido às dificuldades de fabricação e obtenção de materiais porosos resistentes, bem como devido às perdas que a superfície porosa impõe na expansão dos gases (Cohen et al., 1996).

Os desenvolvimentos mais recentes na área de resfriamento das partes quentes da turbina a gás consideram a utilização do vapor em circuito fechado para a remoção do calor do primeiro bocal e dos estágios iniciais de expansão. O vapor apresenta como vantagens o calor específico

elevado e o peso molecular reduzido, resultando em baixos valores de fluxos de resfriamento e números de Mach, quando comparados ao resfriamento convencional por fluxo de ar.

A figura 5.4 apresenta uma comparação entre os resfriamentos por fluxo de ar em circuito aberto e por vapor em circuito fechado para o primeiro bocal de expansão, que antecede a entrada do primeiro rotor, secção onde é definida a temperatura de entrada da turbina (*TIT*) neste trabalho. Para uma mesma temperatura de saída da câmara de combustão e fluxos de resfriamento que asseguram a mesma temperatura da superfície do metal, demonstra-se que a queda de temperatura do gás na passagem pelo bocal é maior quando se utiliza o ar como fluido de resfriamento, já que o ar se mistura com o gás em expansão após trocar calor por convecção com a superfície interna da pá, reduzindo sua temperatura. Na figura, verifica-se que a temperatura de entrada do primeiro rotor é elevada em mais de 100°C, para o caso de resfriamento por vapor. É importante observar que não há neste caso alteração da temperatura máxima de queima do combustor e, portanto, as emissões de óxidos de nitrogênio se mantêm no mesmo nível obtido para o resfriamento da pá por fluxo de ar (Brooks, 2000).

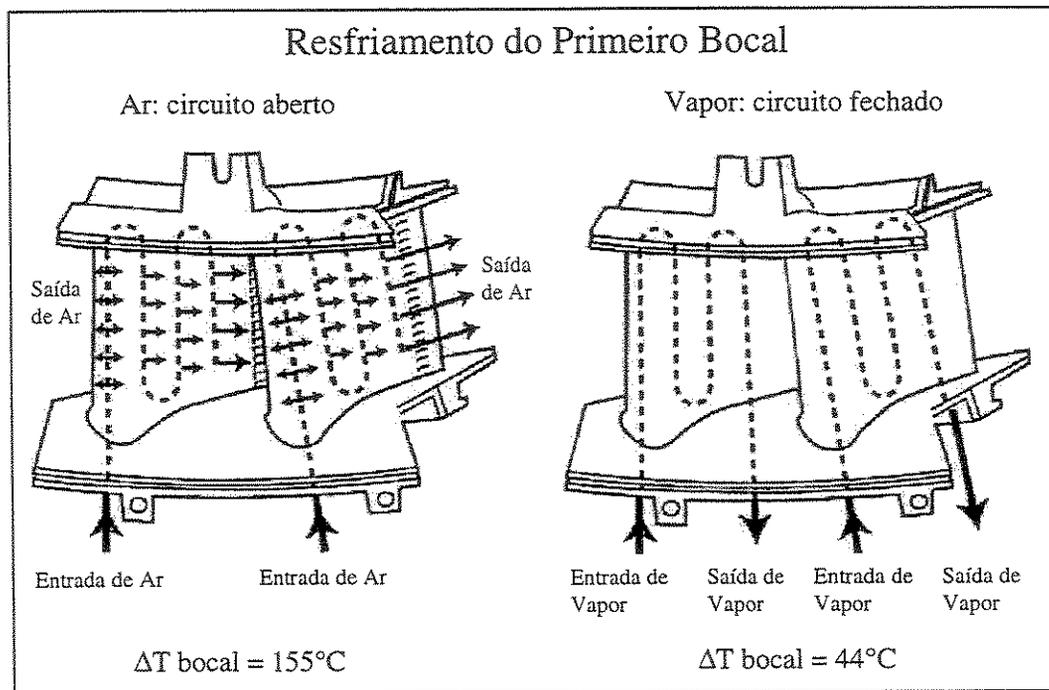


Figura 5.4: Comparação entre resfriamento por ar e vapor no bocal do primeiro estágio de expansão.

Fonte: Nota técnica GER-3935B, Matta et al. (2000).

5.3 Fatores para a Inclusão de um Modelo de Resfriamento dos Estágios de Expansão

Os motivos que estimularam a implementação de um novo código computacional para avaliação do processo de expansão da turbina a gás são citados abaixo:

- a) Possibilidade de se considerarem os efeitos da elevação da temperatura máxima da turbina a gás com a aplicação de resfriamento para as palhetas dos bocais e dos estágios estacionários e rotativos da turbina, a fim de manter a temperatura das palhetas abaixo do limite especificado;
- b) Inclusão no modelo de elementos que representem o nível tecnológico dos materiais empregados e de produção de palhetas com geometria interna de elevada complexidade, para o aumento da transferência de calor por convecção entre o fluxo de resfriamento e a superfície interna da palheta. Os parâmetros de temperatura do material, fatores de Biot da palheta e do revestimento cerâmico, coeficiente de resfriamento por película e parâmetro de convecção (parágrafo 5.6.2) permitem o ajuste do modelo à evolução tecnológica recente na área de resfriamento de palhetas e de materiais, resultando em análises mais precisas das configurações de novos ciclos propostos;
- c) Capacidade de expandir o modelo proposto por Consonni (1992) para incluir o resfriamento das palhetas por vapor em circuito fechado, buscando-se representar adequadamente as modernas técnicas de resfriamento propostas para turbinas a gás de centrais termelétricas de ciclo combinado, com eficiências na faixa de 58 a 60%. A previsão do início de operação destas termelétricas é a partir de meados de 2002 (Aoki, 2000; ATS nota técnica, 2000);
- d) Utilização de um modelo de expansão que permita representar turbinas de diferentes configurações e dimensões através de uma análise termodinâmica consistente, cuja metodologia tenha sido previamente validada. O modelo de expansão dos estágios com resfriamento desenvolvido por Consonni foi aplicado em sua tese aos dados característicos de diversas turbinas a gás de diferentes níveis tecnológicos, mostrando-se adequado para a previsão dos fluxos de resfriamento e parâmetros característicos como rendimento térmico, potência e temperatura dos gases de exaustão.

No capítulo anterior, todos os equipamentos descritos foram modelados pela categoria puramente termodinâmica (Zero-Dimensional), já que não foram utilizados parâmetros

geométricos para determinação das características de escoamento dos fluidos de trabalho e das eficiências de compressão e de expansão. A modelagem da turbina a gás descrita aqui situa-se numa categoria intermediária entre a puramente termodinâmica e a unidimensional (1-D), na qual o escoamento é avaliado ao longo do diâmetro médio da máquina. O processo de expansão é dividido em várias etapas e inclui a aceleração do fluido de resfriamento e a mistura dos produtos de combustão com este fluido, o que implica a necessidade da utilização de termos cinéticos para se considerar a variação total de entalpia entre a entrada e saída do bocal e dos estágios da turbina com resfriamento. Como o objetivo principal foi a criação de um modelo de turbina a gás para investigação termodinâmica de sistemas térmicos complexos, envolvendo ciclos a gás e a vapor, maior prioridade foi dada aos fenômenos que afetam o desempenho de turbinas a gás, o qual é determinado pela eficiência de seus componentes e pela temperatura máxima do ciclo, que por sua vez, depende da tecnologia dos materiais empregados e das características de resfriamento da turbina. Seguindo este objetivo, Consonni (1992) buscou uma melhor representação da expansão dos gases através da implementação de algumas características de modelagem 1-D, sendo que a expansão completa foi subdividida em: bocal, estágios com resfriamento, estágios sem resfriamento e difusor.

5.4 Teoria da Similaridade e Parâmetros Adimensionais

Um programa computacional para análise termodinâmica de fácil utilização e ampla aplicação, objetivando a avaliação de configurações distintas de ciclos de potência, não pode depender de dados geométricos e operacionais específicos de um determinado componente, dados confidenciais de acesso restrito aos fabricantes. O nível de detalhes de especificações e a quantidade de dados que são fornecidos como entrada para um modelo computacional depende do objetivo da análise e do nível de detalhes que se requer como resultado. Os fabricantes de turbina a gás possuem códigos exclusivos para cada máquina em desenvolvimento, nos quais são utilizados modelos *CFD (Computational Fluid Dynamics)* para a caracterização do escoamento 3D entre as pás e dos perfis de temperatura e pressão dos gases. Estes resultados são importantes nos estágios de projeto da turbina a gás, pois indicam as tendências adequadas de geometria dos estágios de compressão e de expansão.

Um modelo termodinâmico, com o objetivo de investigar o efeito do resfriamento das pás nas características de desempenho da turbina a gás, requer um conjunto mínimo de dados de geometria dos estágios de expansão e das velocidades dos fluxos de gás e do ar de resfriamento, a fim de equacionar os processos de expansão dos gases, de transferência de calor e de mistura dos gases com o fluxo de resfriamento.

O equacionamento desenvolvido por Consonni (1992) envolve uma quantidade muito grande de dados, o que tornaria complicada sua aplicação a diferentes configurações de turbinas a gás, não fossem a utilização da teoria da similaridade e o estudo de sensibilidade descritos abaixo.

Utilizando a teoria da similaridade para a seleção dos parâmetros importantes de turbinas a gás que deveriam ser considerados em seu modelo de expansão com resfriamento e, posteriormente, realizando um estudo de sensibilidade de aplicação do modelo a 32 turbinas existentes, Consonni identificou valores médios de parâmetros geométricos e de coeficientes de transferência de calor característicos que pudessem reproduzir com bastante precisão os dados de desempenho dessas turbinas a gás. Dois grupos de parâmetros foram determinados: i) turbinas convencionais , ii) turbinas consideradas “estado da arte”. Estes grupos de dados foram determinados pelo método dos mínimos quadrados e foram mantidos constantes para que se pudesse, a partir dos dados normalmente disponíveis na literatura, como:

- Fluxo mássico de ar na entrada do compressor
- Razão de compressão
- Temperatura máxima da turbina (TIT)
- Número de estágios de compressão e expansão
- Número de estágios com resfriamento,

gerar os valores de desempenho também disponíveis, como:

- Eficiência térmica
- Potência (de eixo ou do gerador)
- Temperatura de exaustão.

Com este grupo de dados determinados, o modelo se torna versátil, com aplicação simplificada e ampliada e ainda com a vantagem de que a manutenção do extenso equacionamento original permite investigações mais detalhadas, quando as informações necessárias estiverem disponíveis.

A teoria da similaridade estabelece que máquinas de fluxos geometricamente similares (relações entre as dimensões de todos os componentes são constantes) e que operam nas mesmas condições possuem a mesma eficiência. Efeitos de compressibilidade, viscosidade, efeitos de escala e das propriedades dos fluidos podem provocar desvios entre o comportamento previsto pela teoria da similaridade e o observado em máquinas reais. Abaixo são descritas as principais grandezas consideradas na avaliação de turbinas a gás:

a) Velocidade Específica (n_s):

A velocidade específica é definida por:

$$\text{Estágios de compressão:} \quad n_s = \frac{w \cdot V_e^{0,5}}{\Delta h_{is}^{0,75}} \quad (5.1)$$

$$\text{Estágios de expansão:} \quad n_s = \frac{w \cdot V_s^{0,5}}{\Delta h_{is}^{0,75}}$$

com

e, s = índices de entrada e saída, respectivamente;

w = velocidade angular (rad/s);

V = vazão (m³/s);

Δh_{is} = variação de entalpia para o processo isentrópico correspondente entre as pressões inicial e final.

A experiência dos fabricantes de turbinas a gás demonstra que as máquinas de fluxo pertencentes a uma determinada classe devem ser projetadas de forma a operar com valores típicos de n_s para se atingir as máximas eficiências:

$n_s = 1,5$ a 5 para compressores axiais;

$n_s = 0,3$ a 2 para turbinas (gás e vapor) axiais.

b) Diâmetro Específico (D_s):

Este parâmetro estabelece uma relação com o diâmetro médio (D_m) do estágio da turbina através de:

Estágios de compressão:

$$D_s = \frac{D_m \cdot \Delta h_{is}^{0,25}}{V_e^{0,5}} \quad (5.2)$$

Estágios de expansão:

$$D_s = \frac{D_m \cdot \Delta h_{is}^{0,25}}{V_s^{0,5}}$$

c) Parâmetro de Dimensão (SP):

Como para cada classe de turbina a gás, o diâmetro específico D_s otimizado situa-se numa faixa estreita, utiliza-se o parâmetro de dimensão como um indicativo do tamanho real do estágio, considerando-se portanto o efeito de escala no estudo comparativo entre diferentes turbinas a gás. O parâmetro de dimensão consiste na relação entre os diâmetros médio e específico:

Estágios de compressão:

$$SP = \frac{D_m}{D_s} = \frac{V_e^{0,5}}{\Delta h_{is}^{0,25}} \quad (5.3)$$

Estágios de expansão:

$$SP = \frac{D_m}{D_s} = \frac{V_s^{0,5}}{\Delta h_{is}^{0,25}}$$

Deve ser observado que o parâmetro de dimensão SP não é uma grandeza adimensional, sendo avaliado em unidade de comprimento.

d) Fator de Carga (K_{is}):

Este parâmetro estabelece uma relação entre o trabalho específico do estágio e as grandezas cinemáticas:

$$K_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{(u^2 / 2)} \quad (5.4)$$

com

u = velocidade tangencial periférica das pás = $(w \cdot D/2)$;

w = velocidade angular do rotor;

D = Diâmetro máximo do rotor.

e) Grau de Reação (r_{is}):

Consiste na relação entre a variação de entalpia no rotor e a variação total de entalpia no estágio, para os processos isentrópicos correspondentes entre os estados inicial e final.

$$r_{is} = \frac{\Delta h_{is,r}}{\Delta h_{is}} \quad (5.5)$$

f) Fator de Vazão (φ):

Este parâmetro indica a capacidade de fluxo através da máquina. Para um estágio axial, é definido por:

$$\varphi = \frac{v_a}{u} \quad (5.6)$$

com

v_a = componente axial da velocidade absoluta.

Quando a teoria da similaridade é aplicada, a eficiência de uma determinada classe de máquinas de fluxo pode ser expressa em função da velocidade específica e do diâmetro específico: $\eta = f(n_s, D_s)$. A máxima eficiência corresponde neste caso à seleção de uma combinação ótima de n_s e D_s . Quando a teoria da similaridade não pode ser totalmente aplicada, como por exemplo, nos casos em que os efeitos de compressibilidade e das limitações de construção de peças de reduzidas dimensões (diferenças entre tolerâncias, rugosidade dos materiais) são importantes, a eficiência de um determinado estágio em que D_s já tenha sido otimizado para eficiência máxima, depende também de: i) parâmetro de dimensão SP , para se considerar o efeito de escala e ii) razão de vazão entre a saída e a entrada, V_s/V_e , para se considerar os efeitos de compressibilidade. Consonni demonstra, entretanto, que os efeitos de compressibilidade na determinação da máxima eficiência dos estágios das turbinas a gás são desprezíveis, já que a relação de vazão V_s/V_e é pequena (1,5 a 2) e que para $V_s/V_e < 2,0$, a velocidade específica ótima n_s e a máxima eficiência atingível dependem somente do parâmetro de dimensão SP .

Um dos estudos do trabalho de Consonni foi o de expressar a eficiência politrópica da turbina (η_{pt}) em função de uma única variável. Numa avaliação de n_s e SP do primeiro e do último estágios de diversas turbinas comerciais, verificou-se que a variação de SP é bem maior que a variação de n_s , indicando que o efeito de escala é mais importante para a determinação da eficiência da turbina do que a velocidade específica, já que esta se situa numa faixa restrita de projeto. Para confirmação desta tendência, utilizou-se um procedimento para maximização de eficiência através da seleção de nove variáveis de projeto (n_s , SP , K_{is} , r_{is} , etc.). Os resultados deste estudo de otimização foram representados em gráfico para os valores típicos de n_s e SP encontrados em turbinas comerciais. Verificou-se que a não consideração da velocidade específica conduz a um erro máximo de 1% na previsão da eficiência politrópica da turbina, enquanto que, se o efeito de escala for desprezado, o erro pode chegar a 5%. Tendo concluído que o efeito de SP é bem maior que o de n_s , na determinação da eficiência politrópica da turbina, ajustou-se uma função $\eta_{pt} = f(SP)$, considerando-se o valor médio de n_s observado nas turbinas avaliadas.

$$\begin{aligned} \eta_{pt} &= \eta_{pt,\infty} \cdot \left\{ 1 - a_t \cdot [b_t - \log(SP)]^2 \right\} && \text{Para } SP \leq 10^{b_t} \\ \eta_{pt} &= \eta_{pt,\infty} && \text{Para } SP \geq 10^{b_t} \end{aligned} \quad (5.7)$$

com

$\eta_{pt,\infty}$ = eficiência politrópica para turbinas “grandes”, com valores elevados de SP ; limite superior da eficiência politrópica ;

a_t, b_t = coeficientes para ajuste às eficiências politrópicas das turbinas reais.

Esta técnica de representar a eficiência politrópica dos estágios de expansão por uma única variável foi estendida ao compressor, já que a eficiência de compressores de turbinas comerciais também apresenta uma maior dependência de SP do que de n_s . Verificou-se que os valores de velocidade específica destas turbinas apresentam pequena variação, enquanto que o parâmetro de dimensão apresenta variação de uma ordem de grandeza. Isto indica que os efeitos de escala não são totalmente determinantes na seleção da velocidade angular.

$$\begin{aligned} \eta_{pc} &= \eta_{pc,\infty} \cdot \left\{ 1 - a_c \cdot [b_c - \log(SP)]^2 \right\} && \text{Para } SP \leq 10^{b_c} \\ \eta_{pc} &= \eta_{pc,\infty} && \text{Para } SP \geq 10^{b_c} \end{aligned} \quad (5.8)$$

com

$\eta_{pc,\infty}$ = eficiência politrópica para compressores com valores elevados de SP ; limite superior de eficiência politrópica dos estágios de expansão;

a_c, b_c = coeficientes para ajuste às eficiências politrópicas das turbinas reais.

5.5 Modelagem dos Processos na Turbina a Gás

A figura 5.5 apresenta um esquema do ciclo simples da turbina a gás tomado como base para o desenvolvimento do modelo de expansão com resfriamento.

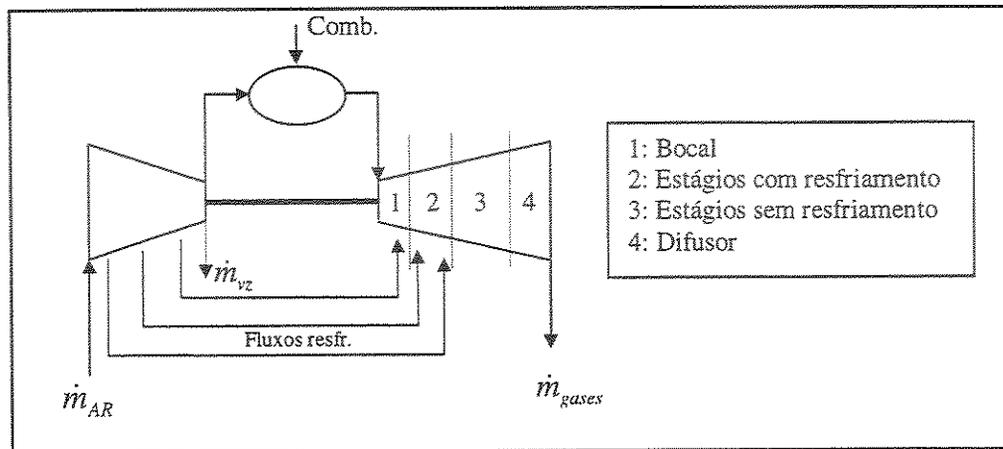


Figura 5.5: Ciclo simples da TG para o modelo de expansão com resfriamento.

A expansão dos gases pela turbina é subdividida em bocal, estágios com resfriamento, estágios sem resfriamento e difusor. Será apresentada a seguir a metodologia utilizada para o tratamento dos fenômenos ocorridos em cada um destes componentes.

5.5.1 Bocal

Os gases provenientes da câmara de combustão passam inicialmente pelo bocal da turbina, onde são acelerados até que se atinja o valor de Mach especificado como dado de entrada, Ma_{nz} .

Até a saída do combustor, os processos são avaliados pelas temperaturas e pressões de estagnação, já que os termos cinéticos não são considerados. Na secção entre a saída do combustor e o bocal, as condições estáticas e a velocidade devem ser calculadas (a partir do processo isentrópico) para o início do processo de expansão. Na primeira iteração, assume-se

velocidade nula do gás, com as condições estáticas equivalentes às totais. Nas iterações seguintes, a velocidade é calculada com base na secção transversal de escoamento do gás, a qual é avaliada ao final do processo no bocal. Admite-se que esta secção transversal é constante ao longo de todo o bocal. O processo total de expansão no bocal é dividido em etapas, sendo que cada etapa é composta por dois passos:

- a) Expansão politrópica com eficiência constante, $\eta_{p,nz}$. A variação de entalpia é convertida em variação de energia cinética, sendo que a entalpia total se mantém constante (processo $1i - 2i$);
- b) Aceleração do fluxo de resfriamento e mistura com o gás em expansão, com velocidade constante, $V_{g_{nz(i)}}$. A entalpia total diminui devido à diluição dos gases com o fluxo de resfriamento (processo $2i - 3i$).

A figura 5.6 mostra o caminho percorrido pelo gás da entrada à saída do bocal.

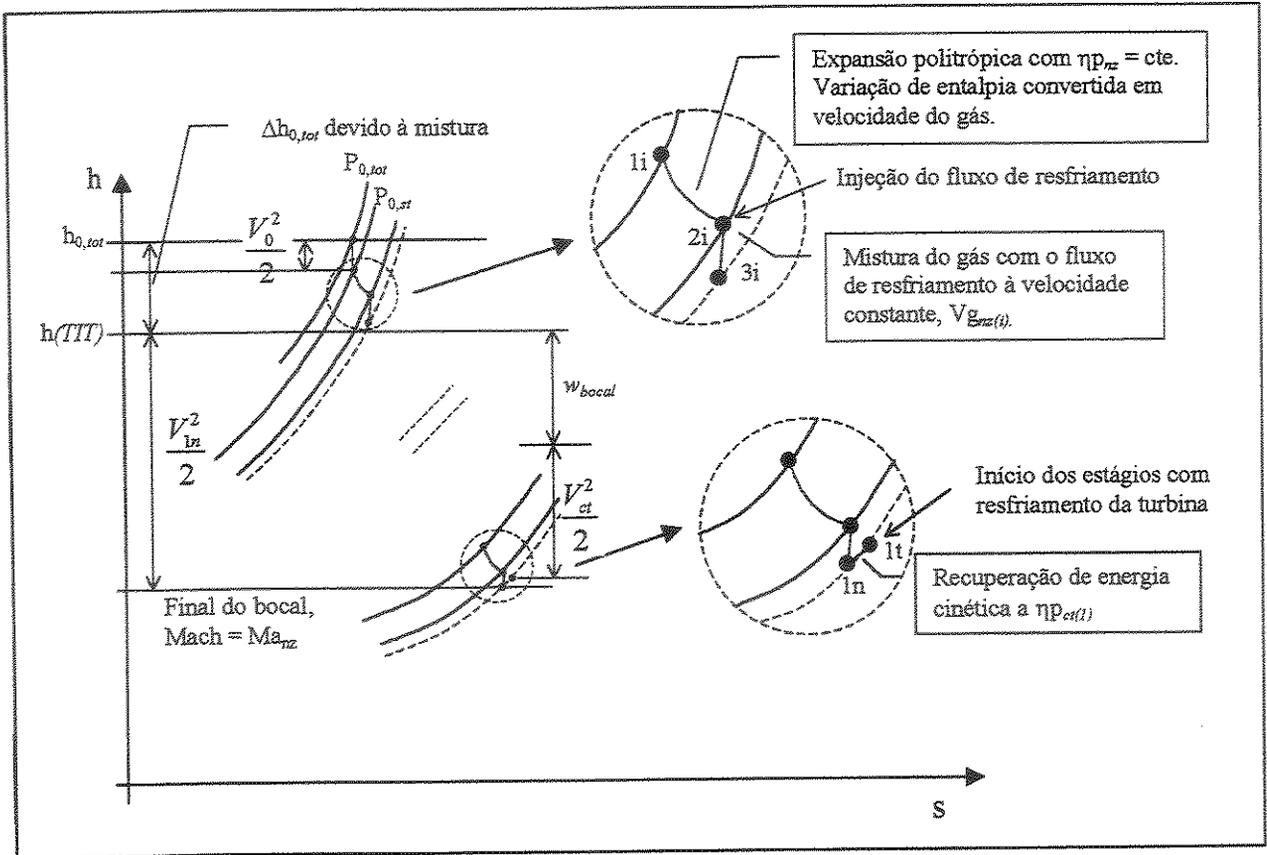


Figura 5.6: Diagrama entalpia – entropia para o processo de aceleração no bocal. Os índices 0, 1t e 1n representam a entrada do bocal, saída do bocal e entrada do primeiro rotor, respectivamente.

A expansão politrópica de P_{1i} a P_{2i} ocorre à razão de pressão $\beta_{nz} = P_{1i}/P_{2i}$ constante, calculada conforme o número de etapas do bocal. A pressão estática de saída do bocal, $P_{1n,st}$, e a razão de pressão total do bocal, $\beta_{nz,tot}$, que leva o fluxo de saída a Mach = Ma_{nz} são estimados inicialmente a partir das relações de escoamento de fluidos compressíveis (Shapiro, 1954).

$$\frac{P_{1n,st}}{P_{0,st}} = \left[\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_0^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{nz}^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{1}{\eta_{p,nc}}} \quad (5.9)$$

$$\beta_{nz,tot} = \frac{P_{0,st}}{P_{1n,st}} \quad (5.10)$$

Sendo que

os índices 0 e 1n referem-se à entrada e à saída do bocal, respectivamente.

A queda de pressão ($P_{2i} - P_{3i}$) corresponde à perda de carga necessária para acelerar o fluxo de resfriamento de sua velocidade inicial à velocidade do fluxo de gás, $V_{g,nz(i)}$. Deve ser observado que o bocal sempre termina no final do processo de mistura e que a estimativa da pressão de saída fornecida pela equação 5.9 não considera a perda de carga ($P_{2i} - P_{3i}$). Para o último estágio do bocal, é calculada uma nova razão de pressão $\beta_{nz(i)}$, inferior à dos outros estágios, utilizando-se os valores de pressão e velocidade do gás da etapa anterior. O valor de Mach na saída do bocal é ligeiramente superior a Ma_{nz} devido à redução da temperatura do gás entre $2i$ e $3i$.

A diferença de energia cinética entre a saída do bocal e a entrada do primeiro rotor é avaliada admitindo-se um processo isobárico de desaceleração. Esta diferença é convertida em trabalho conforme o coeficiente politrópico de expansão do primeiro estágio da turbina.

$$w_{bocal} = \eta_{p,ct(1)} \left(\frac{V_{g,1n}^2 - V_{g,ct}^2}{2} \right) \quad (5.11)$$

sendo que

$V_{g,ct}$ é a velocidade do gás (admitida constante) na passagem pela turbina, calculada de acordo com o valor de Mach = Ma_{ct} , especificado como dado de entrada. Deve ser observado que Ma_{ct} não corresponde exatamente ao valor de Mach na entrada da turbina, já que é avaliado com a temperatura de saída do bocal, T_{1n} .

$$V_{g,ct} = Ma_{ct} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{1n}} \quad (5.12)$$

A entalpia e temperatura de entrada na turbina são calculadas a partir da equação da energia aplicada à interface saída do bocal – primeiro rotor, onde acontece a recuperação de energia cinética.

$$h_{1r,st} = h_{1n,st} + (1 - \eta_{p,ct(1)}) \left(\frac{V_{g,1n}^2 - V_{g,ct}^2}{2} \right) \quad (5.13)$$

sendo que

o índice $1t$ refere-se à entrada do primeiro estágio rotativo com resfriamento.

A temperatura de entrada da turbina ($TIT = turbine\ inlet\ temperature$) é definida como sendo a temperatura de estagnação do gás na saída do bocal.

5.5.2 Estágios com Resfriamento

Considera-se que a expansão do gás pelos estágios com e sem resfriamento é realizada com velocidade constante $V_{g.ct}$. Assim como no bocal, cada etapa do processo de expansão na turbina com resfriamento também é dividida em dois passos e o resfriamento ocorre até que a temperatura do gás seja inferior à máxima temperatura admissível para as palhetas da turbina, T_{bmx} :

- a) Expansão politrópica com eficiência constante, $\eta_{p.ct} = f(SP)$. Neste passo, a variação de entalpia é totalmente convertida em trabalho, sendo que uma parcela deste trabalho é utilizada para o bombeamento do fluxo de resfriamento (item 5.5.5);
- b) Aceleração do fluxo de resfriamento e mistura com o gás em expansão, com velocidade constante, $V_{g.ct}$. A entalpia total diminui devido à diluição dos gases com o fluxo de resfriamento.

A figura 5.7 ilustra a variação do estado dos gases no diagrama entalpia – entropia.

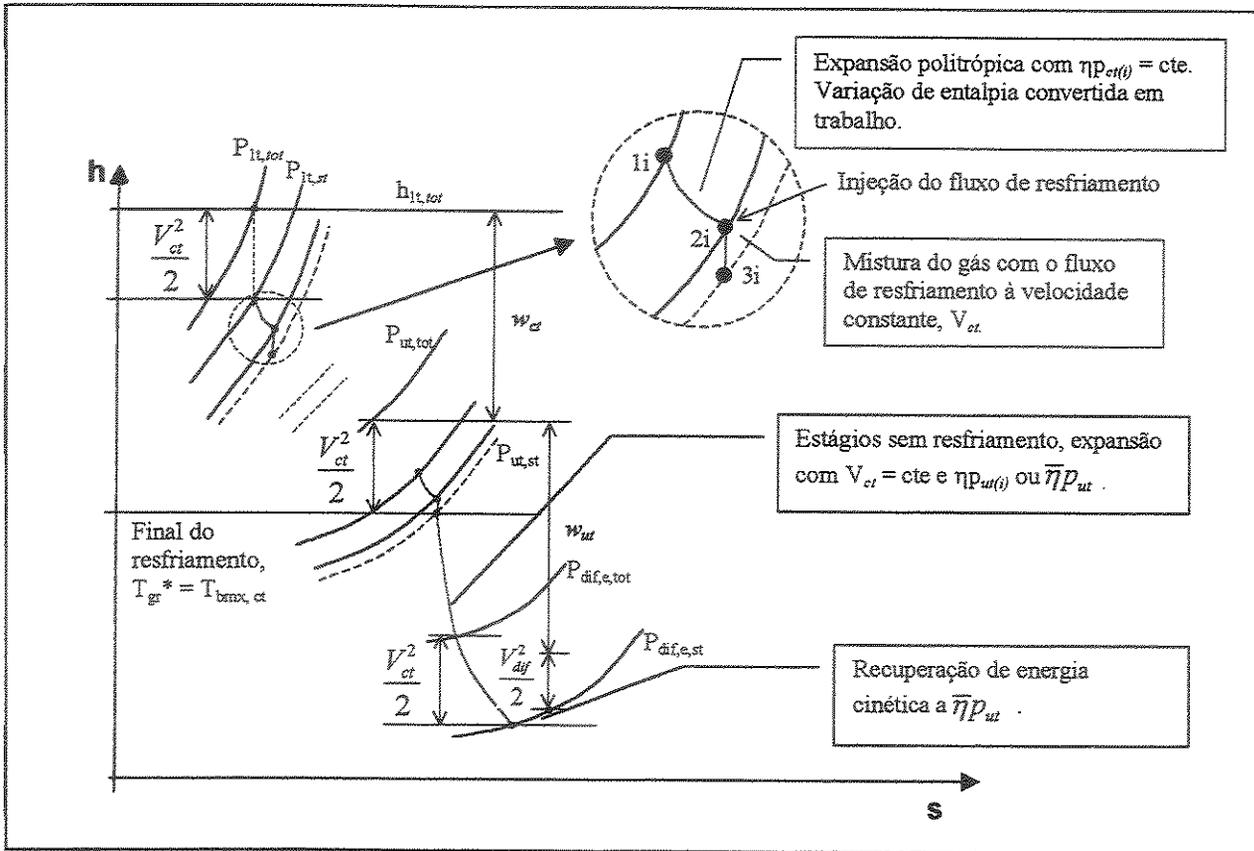


Figura 5.7: Diagrama entalpia – entropia para o processo de expansão nos estágios com e sem resfriamento da turbina. Os índices *1t*, *ct*, *ut* e *dif* referem-se à entrada do primeiro rotor, estágios com resfriamento, estágios sem resfriamento e difusor, respectivamente.

Admite-se que a expansão politrópica de P_{1t} a P_{2t} ocorre à razão de pressão $\beta_{ct} = P_{1t}/P_{2t}$ constante, calculada conforme o valor máximo de queda isentrópica de entalpia $\Delta h_{is, mx}$, considerado para os estágios da turbina. Para β_{ct} constante, verifica-se que a máxima queda isentrópica de entalpia ocorre para o primeiro estágio de expansão e por isso, β_{ct} é calculado com a aplicação de $\Delta h_{is, mx}$ para o primeiro estágio. A hipótese de β_{ct} constante para dado $\Delta h_{is, mx}$ é coerente com as características de projeto de turbinas, onde as quedas de entalpia são maiores nos estágios iniciais.

O programa computacional pode ser utilizado para ajuste dos parâmetros da modelagem aos dados disponíveis de turbinas a gás. Neste caso, a razão de pressão β_{ct} (e $\Delta h_{is, mx}$) é calculada iterativamente, ajustando-se a temperatura do gás na saída (T_{bmx}) ao número de estágios com resfriamento, fornecido como dado de entrada. Quando o programa é utilizado para avaliação

termodinâmica de novas propostas de ciclos de potência, independente do modelo da turbina a gás, os parâmetros característicos da TG podem ser variados e, neste caso, o número de estágios de resfriamento é calculado para dado $\Delta h_{is, mx}$.

Em cada passo do processo de expansão, a eficiência politrópica $\eta_{p, ct}$ deve ser avaliada em função de SP (equação 5.7), que por sua vez é calculado pela equação 5.3 aplicada localmente, isto é, com a vazão local e a queda de entalpia Δh_{is} do estágio em análise.

Deve ser observado que esta metodologia de expansão não diferencia as linhas rotativas das estacionárias da turbina, sendo que o fluxo de resfriamento e o trabalho de bombeamento são calculados da mesma forma para todos os estágios. A fim de assegurar maior continuidade na evolução da temperatura e pressão ao longo da expansão, Consonni sugere que cada linha de expansão seja subdividida em 3 a 4 etapas, conforme mostrado na figura 5.7.

5.5.3 Estágios sem Resfriamento

Em turbinas reais, a expansão nos estágios sem resfriamento é projetada com menor fator de carga K_{is} e portanto, menor queda de entalpia Δh_{is} . Este fato levou à opção pela modelagem do processo de expansão para dado Δh_{is} constante em todos os estágios. Assim, a partir do estado do gás no início do estágio e do valor admitido para Δh_{is} , é possível determinar a pressão de saída. A entropia de saída é calculada pela equação II.4b (anexo II), conforme coeficiente politrópico de expansão. Todas as outras propriedades são determinadas a partir do par pressão e entropia.

Quando o número de estágios sem resfriamento é um valor admitido como dado de entrada, Δh_{is} é calculado fazendo-se o ajuste da pressão de saída ($P_{dif, e}$) ao número de estágios. A avaliação da eficiência politrópica $\eta_{p, ut}$ entre os estágios é efetuada da mesma forma que para os estágios com resfriamento, sendo que a variação de SP deve-se unicamente à expansão politrópica do gás. A eficiência politrópica do primeiro estágio é determinada a partir de um processo iterativo para a convergência dos valores de vazão na saída, parâmetro de dimensão SP (equação 5.3) e eficiência politrópica, avaliada pela equação 5.7. As eficiências dos estágios

seguintes são obtidas a partir da estimativa do valor da vazão na saída e cálculo de SP , utilizando-se como primeira aproximação a eficiência politrópica do estágio anterior.

$$\frac{SP_{i+1}}{SP_i} = \left(\frac{V_{s,i+1}}{V_{s,i}} \right)^{0.5} = \left(\frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{0.5 \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{p,i}^{-1} \right)} \quad 5.14$$

Uma alternativa para os estágios sem resfriamento, quando não se conhece o número de estágios e por conseqüência, a queda de entalpia isentrópica de cada estágio, consiste em realizar a expansão em uma única etapa, utilizando um valor médio do coeficiente politrópico de expansão, obtido a partir do teorema do valor médio aplicado entre a entrada e a saída dos estágios sem resfriamento:

$$\bar{\eta}_{p,ut} = \frac{\int_{SP_e}^{SP_s} \eta_{p,ut} dSP}{SP_s - SP_e} \quad 5.15$$

No programa, esta opção está disponível e o cálculo numérico da integral foi implementado utilizando-se o algoritmo composto de Simpson's (Burden e Faires, 1989).

O processo de expansão se estende até a pressão de saída da turbina ($P_{dif,e}$), a qual é calculada com os valores Mach da entrada no difusor (Ma_{dif}), pressão de saída ($P_{dif,s}$) e eficiência do difusor η_{dif} . A diferença de entalpia entre a entrada e saída dos estágios sem resfriamento é totalmente convertida em trabalho, já que não há mais a parcela perdida por bombeamento do fluxo de resfriamento pelo rotor. A diferença de energia cinética entre a saída do último estágio e a entrada do difusor é recuperada de acordo com a eficiência $\eta_{p,ut}$, do último estágio de expansão, somando-se ao trabalho total extraído:

$$w_{ur} = hg_{ut,e} - hg_{ut,s} + \eta_{p,ut} \left(\frac{Vg_{cr}^2 - Vg_{dif}^2}{2} \right) \quad (5.16)$$

5.5.4 Difusor

O processo de recuperação de pressão no difusor ocorre com eficiência η_{dif} e entalpia total constantes. A figura 5.8 apresenta o processo no difusor, o qual corresponde a uma desaceleração com eficiência isentrópica η_{dif} da pressão de entrada à pressão total de saída, $P_{dif,s}$. A pressão de saída é um dado fornecido ao programa e deve considerar as perdas de carga a jusante da turbina, no caso de acoplamento com dutos de exaustão ou recuperadores de calor.

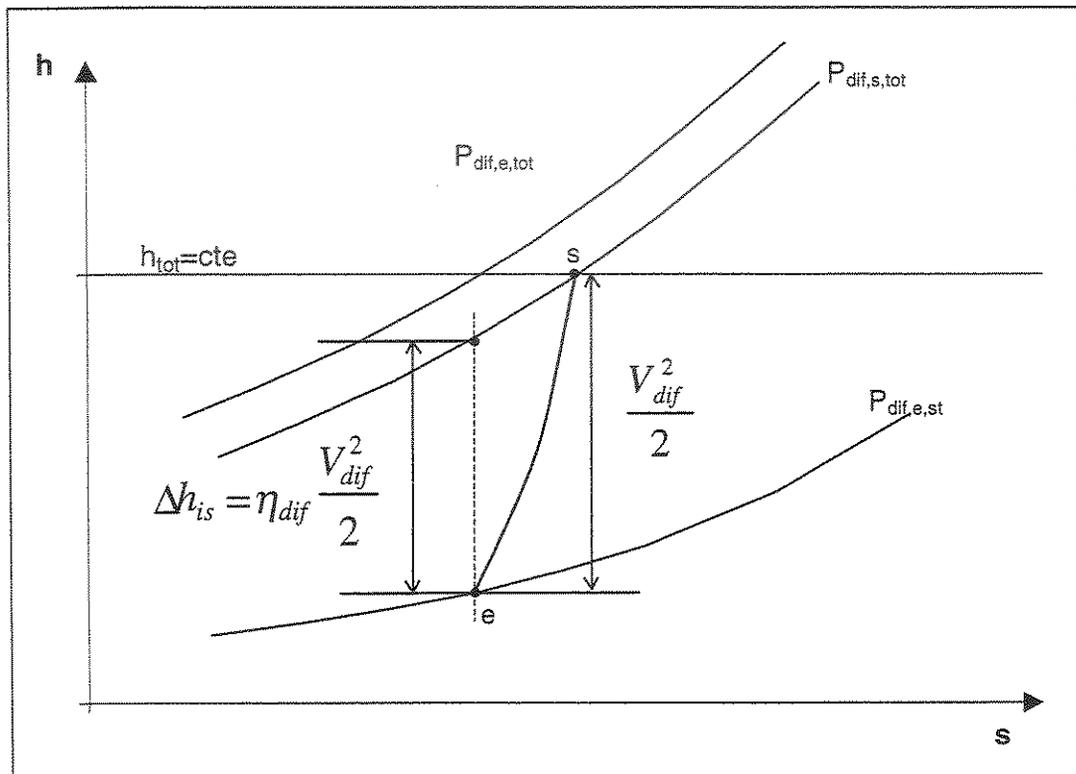


Figura 5.8: Processo no difusor.

5.5.5 Aceleração do Fluxo de Resfriamento e Mistura

A avaliação precisa do processo de mistura do fluxo de resfriamento com o gás em expansão é importante para a determinação das reduções de pressão total e de temperatura do gás, efeitos que contribuem para a diminuição do trabalho e do rendimento da turbina a gás, em oposição ao objetivo principal da utilização de resfriamento nos estágios de expansão, que é o de

se atingir maiores eficiências e potências devido à maior temperatura máxima da turbina a gás (Jordal, 2001).

A avaliação do processo de aceleração do fluxo de resfriamento e mistura, que ocorre no bocal e nos primeiros estágios da turbina, é efetuada através das equações de continuidade, de conservação de quantidade de movimento e de conservação de energia aplicadas ao volume de controle mostrado na figura 5.9.

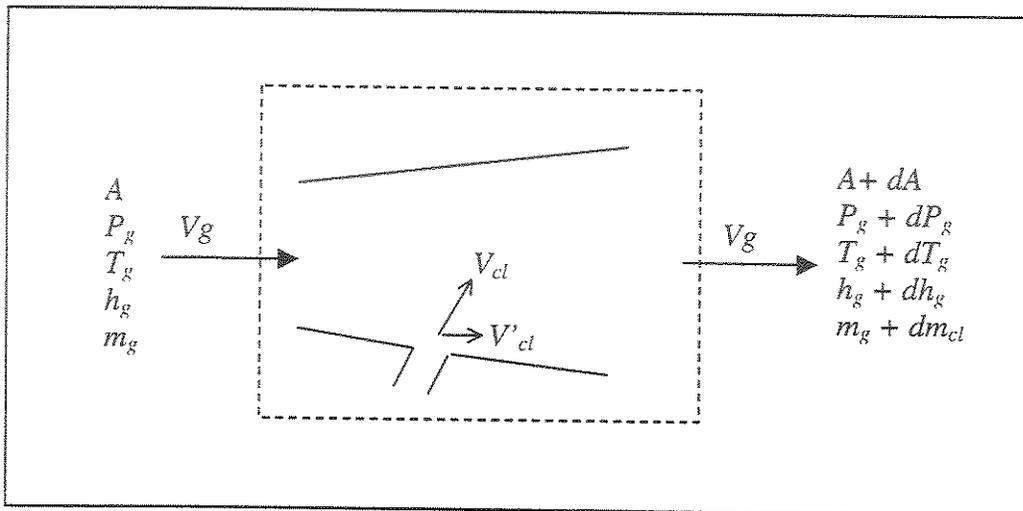


Figura 5.9: Volume de controle para avaliação da aceleração do fluxo de resfriamento e mistura com os gases em expansão.

sendo que

V_{cl} = velocidade “ideal” de entrada do ar de resfriamento, correspondente à aceleração isentrópica da pressão inicial do fluxo de ar à pressão da corrente de gás (P_{2i} das figuras 5.6 e 5.7, P_4 da figura 5.10);

V'_{cl} = componente da velocidade de injeção do fluxo de resfriamento na direção da velocidade do gás.

$$V'_{cl} = r_{vel} \cdot V_{cl} \quad (5.17)$$

r_{vel} = fator de projeção da velocidade do fluxo de resfriamento na direção da corrente da velocidade média do gás, parâmetro fornecido como dado de entrada.

Para uma massa finita de fluxo de arrefecimento, Δm_{cl} , que é injetada no volume de controle, pode-se escrever:

Continuidade:

$$\frac{\Delta A}{A_e} = \frac{\Delta \rho_g}{\rho_{g,e} + \Delta \rho_g} \quad (5.18)$$

Quantidade de movimento:

$$\frac{\Delta P_{g,e}}{P_{g,e}} = \left[-\gamma_g Ma_{g,e}^2 \left(1 - \frac{V_{cl}}{V_g} \right) \frac{\Delta m_{cl}}{m_g} \right] \frac{\rho_{g,e}}{\bar{\rho}_g} \quad (5.19)$$

Energia:

$$\Delta h_g = - \left(h_{g,tot} - h_{cl,tot} \right) \left(\frac{\Delta m_{cl}}{m_g + \Delta m_{cl}} \right) \quad (5.20)$$

Deve ser observado que a equação 5.19 é proveniente da integral da equação de momento, com a aproximação:

$$\int_{A_e}^{A_s} P_g \cdot dA = \left(P_{g,e} + \frac{\Delta P_{g,e}}{2} \right) \Delta A \quad (5.21)$$

$\bar{\rho}_g = \frac{\rho_{g,e} + \rho_{g,s}}{2}$; densidade média do gás entre as secções de entrada e de saída do volume de controle.

Os fluxos de ar disponíveis para o resfriamento dos estágios de expansão podem ser especificados de duas formas: pressão fixa e pressão flutuante de extração do compressor. No primeiro caso, os pontos de extração do compressor são fixos e a perda de carga do ar de resfriamento, durante o percurso até ser injetado à corrente de gás, é calculada pela equação 5.22.

$$\frac{\Delta P_{cl}}{P_{cl}} = \frac{(P_1 - P_2) + (P_3 - P_4)}{P_1} \quad (5.22)$$

Na segunda opção, a perda de carga é um dado de entrada e a pressão de extração do compressor é calculada iterativamente. A figura 5.10 apresenta os estados do fluxo de resfriamento entre o ponto de extração e o ponto de injeção na corrente de gás. Para a determinação do estado do fluxo de resfriamento a ser considerado nas relações de transferência de calor (ponto 3 da figura 5.10), são admitidas as seguintes hipóteses:

- a) A perda de carga P_1-P_2 representa todas as irreversibilidades do percurso, como escoamento com transferência de calor e atrito viscoso, bombeamento 2-3 não isentrópico (para os estágios de expansão rotativos da turbina) e aceleração 3-4 a V_{cl} não isentrópica;
- b) A perda de carga P_1-P_2 equivale-se à diferença P_3-P_4 .

Para fluxos de resfriamento de extração fixa, o programa seleciona o ponto de extração do compressor que apresenta a pressão imediatamente superior à pressão da corrente de gás, objetivando minimizar as perdas por estrangulamento do fluxo de resfriamento. No caso do ar de resfriamento a ser injetado nos estágios da turbina, a determinação do estado do fluxo deve considerar o trabalho de bombeamento realizado pelo rotor, que é aproximado por:

$$W_{bumb} = \Delta m_{cl} \frac{u^2}{2} = \Delta m_{cl} (h_3 - h_2) \quad (5.23)$$

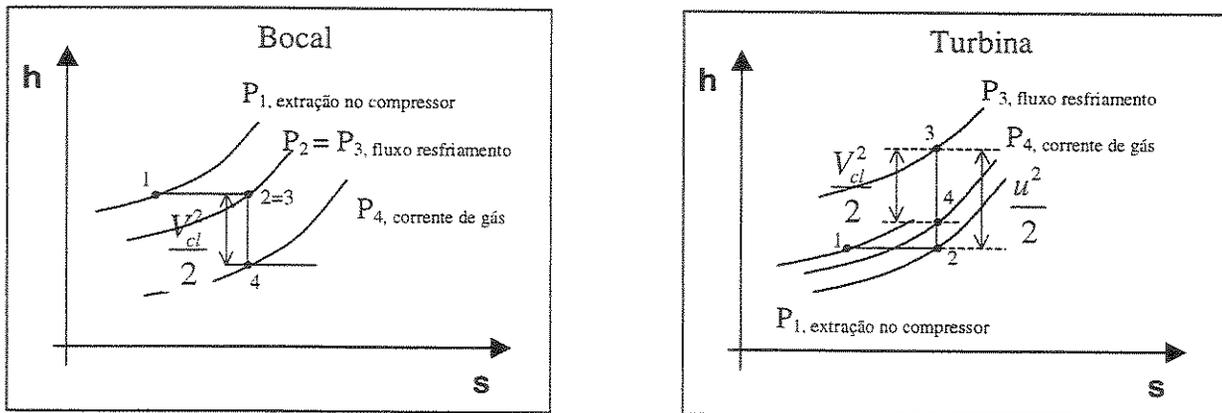


Figura 5.10: Diagrama entalpia – entropia para os fluxos de resfriamento.

Considera-se que a mistura de gases é perfeita e que não há reações de recombinação química, sendo que a composição resultante é avaliada pela soma do número de moles de cada componente dos fluxos de resfriamento e do gás em expansão. A massa molecular após a mistura é dada por:

$$M_{g,s} = \frac{m_g + \Delta m_{cl}}{\frac{m_g}{M_{g,e}} + \frac{\Delta m_{cl}}{M_{cl}}} \quad (5.24)$$

5.6 Resfriamento da Turbina a Gás: Cálculo da Transferência de Calor

A determinação do fluxo de resfriamento de cada etapa do processo de expansão é realizada a partir do cálculo da transferência de calor entre os gases e a palheta, de forma que a temperatura da palheta seja inferior ao limite admissível do material empregado. A avaliação da transferência de calor entre os gases e a palheta requer a solução simultânea das equações que governam a:

- Transferência de calor por convecção entre os gases em expansão e a superfície externa das palhetas da turbina,
- Transferência de calor por condução através da parede da palheta e
- Transferência de calor por convecção entre a superfície interna da palheta e o fluxo de resfriamento que passa pelos canais internos, antes de ser injetado na corrente de gás.

Todas as equações de transferência de calor apresentadas nos itens 5.6.2, 5.6.2.1 e 5.6.2, as quais foram implementadas no modelo de expansão com resfriamento descrito neste capítulo, foram extraídas do trabalho de Consonni (1992).

5.6.1 Cálculo de Viscosidade e Condutividade Térmica

Para a modelagem da convecção, é necessária a avaliação da viscosidade e da condutividade térmica do gás e do fluido de resfriamento, além das outras propriedades já discutidas no capítulo 3. No anexo III encontram-se as correlações utilizadas neste trabalho e comparações com valores disponíveis na literatura.

5.6.2 Transferência de Calor na Turbina - Determinação do Fluxo de Resfriamento

Para o cálculo do fluxo mássico de resfriamento necessário, considera-se que a temperatura dos gases e o coeficiente de película h_g são constantes em cada passo do estágio de expansão. A taxa de calor transferido dos gases à superfície externa das palhetas é dada por:

$$\dot{q} = \bar{h}_g \cdot (T_{gr} - T_{bg}) \quad (5.25)$$

sendo que

T_{gr} = temperatura de recuperação adiabática, que para escoamentos turbulentos é calculada por (Holman, 1983):

$$\frac{T_{gr} - T_g}{T_{g,tot} - T_g} = Pr_g^{1/3} \quad (5.26)$$

T_{bg} = temperatura de superfície da palheta banhada pelo gás em expansão.

O valor de T_{gr} pode ser corrigido para se considerar a uniformidade de distribuição de temperatura do gás na secção em análise, para que o fluxo de resfriamento seja calculado pelo valor de pico de temperatura, garantindo assim, uma margem de segurança na proteção das pás.

$$T'_{gr} = T_{gr} + \lambda \cdot \Delta T_{cmb} \quad (5.27)$$

sendo que

$\lambda = (T_{g,pico} - T_{g,médio})/\Delta T_{cmb}$, fator de distribuição de temperatura,

ΔT_{cmb} = elevação de temperatura na câmara de combustão, sob a hipótese de mistura completa.

Embora a equação 5.25 utilize valores constantes de h_g e T_{gr} , ela deve ser avaliada para cada secção de escoamento do fluxo de resfriamento, já que T_{bg} varia conforme a temperatura e o coeficiente de película do fluxo de ar que passa internamente aos canais da palheta.

Para o desenvolvimento das equações que governam a transferência de calor, assumiu-se que a palheta da turbina opera como um trocador de calor, sendo que os gases quentes correspondem a um fluido de capacidade térmica infinita. A palheta é modelada como uma placa plana de espessura média t_{bw} (figura 5.11).

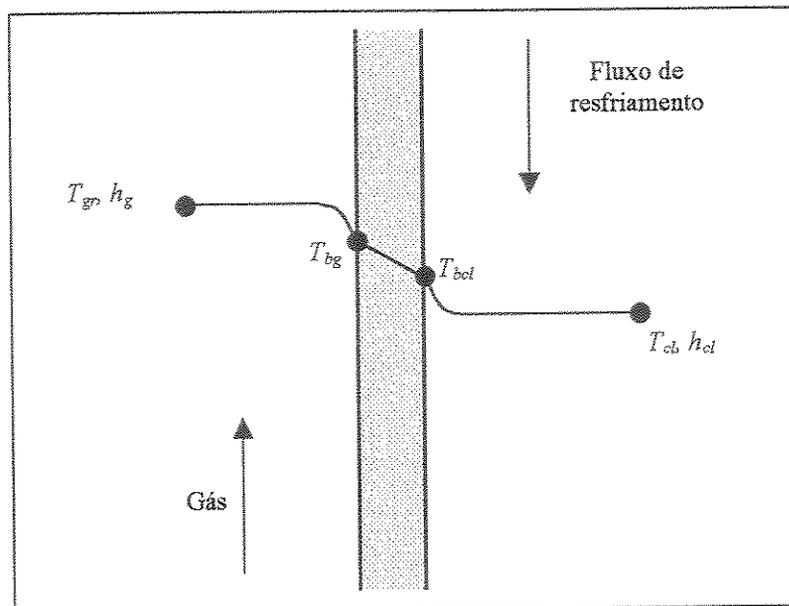


Figura 5.11: Esquema da Palheta da Turbina como um Trocador de Calor.

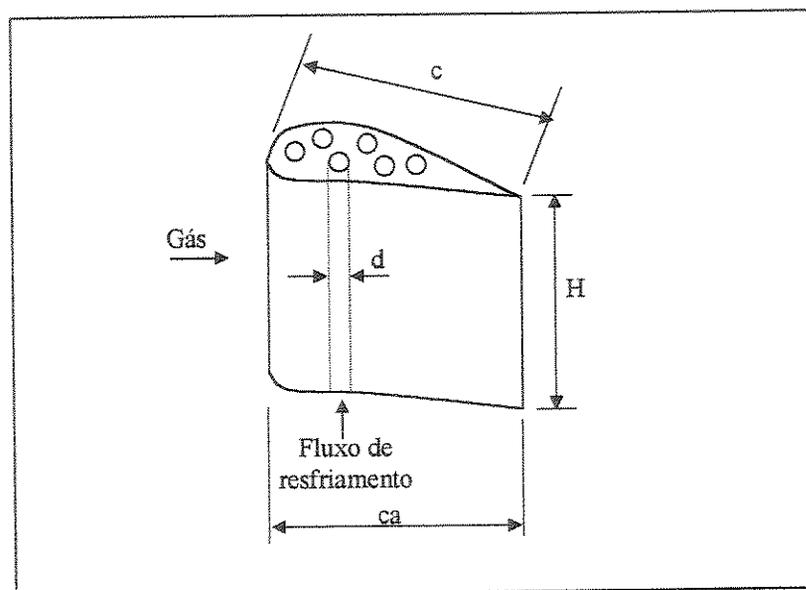


Figura 5.12: Esquema da Geometria da Palheta da Turbina e dos Canais de Resfriamento.

Estão descritas a seguir as quatro equações que devem ser resolvidas simultaneamente para a determinação do fluxo de resfriamento de cada estágio de expansão. Os detalhes da dedução destas equações, que incluem relações dos números de Stanton do gás e do fluxo de resfriamento e dos parâmetros geométricos dos estágios da turbina, são apresentados no capítulo 5 do trabalho de Consonni (1992).

Efetividade do TC:

$$\varepsilon = \frac{T_{cl,s} - T_{cl,e}}{T_{gr} - T_{cl,e}} = 1 - e^{-NUT} \quad (5.28)$$

Número de Unidades de Transferência de Calor (NUT):

$$NUT = \frac{U_h \cdot A}{C_{cl}} = \frac{0,092 \left[(H/c) \cdot 1 / (C_{g1}^{0,2} \cdot C_{f1}) \right] \cdot Z \cdot \left(\frac{m_g}{\bar{m}_{clb}} \right)^{0,2}}{\left[1 + \left(\frac{a_c \cdot h_{cl}}{h_g} \right) (1 + Bi_{bw}) \right]} \quad (5.29)$$

Temperatura da palheta na secção de saída do fluxo de resfriamento (equação de taxa de calor):

$$\tau_{bg,s} = \frac{\tau_{cl,e} (1 - \varepsilon) + \tau_{gr} \left[\varepsilon + Bi_{bw} + \left(\frac{h_g}{a_c \cdot h_{cl}} \right) \right]}{\left[1 + Bi_{bw} + \left(\frac{h_g}{a_c \cdot h_{cl}} \right) \right]} \quad (5.30)$$

sendo que τ = temperatura adimensionalizada pela temperatura máxima da palheta: $\tau = \frac{T}{T_{bmx}}$

Relação dos coeficientes de transferência de calor por convecção (deduzida a partir de relações do número de Stanton para escoamentos turbulentos):

$$\frac{a_c \cdot h_{cl}}{h_g} = 0,184 \cdot \left(\frac{C_{g1}^{0,8}}{\phi} \right) \cdot C_{f2} \cdot Z \cdot \left(\frac{\bar{m}_{clb}}{m_g} \right)^{0,8} \quad (5.31)$$

A temperatura máxima da palheta ocorre na superfície banhada pelo gás em expansão, na secção de saída do fluxo de resfriamento (quando a temperatura do fluxo de resfriamento é máxima) e deve satisfazer a condição $T_{bg} \leq T_{bmx}$. Esta condição é assegurada forçando-se $\tau_{bg,s} = 1$ na equação 5.30. Dessa forma, a solução do sistema formado pelas quatro equações não-lineares resulta no mínimo fluxo mássico de resfriamento que assegura $T_{bg} = T_{bmx}$, sendo que para um valor maior de fluxo de resfriamento, a temperatura de palheta será inferior à sua temperatura limite.

5.6.2.1 Revestimento Cerâmico

A aplicação de uma camada de material cerâmico sobre a superfície da palheta em contato com o gás consiste numa alternativa para a melhoria de eficiência da turbina a gás, já que permite a elevação da temperatura máxima do gás, mantendo-se constante a temperatura da palheta. O revestimento cerâmico atua como uma barreira térmica para a transferência de calor dos gases à palheta (*TBC: thermal barrier coatings*), já que é composto por zircônia (ZrO_2) com 7% de ítrio, material de reduzida condutividade térmica (Khartchenko, 1998). A utilização de revestimento cerâmico permite a elevação da temperatura máxima do gás em cerca de $100^\circ C$, ou a redução do fluxo de resfriamento requerido, no caso de se manter as condições do gás e do fluxo de resfriamento. No modelo adotado de TC por uma placa plana, a inclusão de camada de revestimento da palheta consiste numa resistência adicional à transferência de calor (figura 5.13), caracterizada pelo número de Biot do revestimento (Bi_{TBC}). As equações de NUT (equação 5.29) e da taxa de calor (equação 5.30) devem ser alteradas para se considerar esta nova resistência térmica:

$$NUT = \frac{U_h \cdot A}{C_{cl}} = \frac{0,092 \left[(H/c) \cdot 1 / (C_{g1}^{0,2} \cdot C_{f1}) \right] \cdot Z \cdot \left(\frac{m_g}{\dot{m}_{clb}} \right)^{0,2}}{\left[1 + \left(\frac{a_c \cdot h_{cl}}{h_g} \right) (1 + Bi_{bw} + Bi_{TBC}) \right]} \quad (5.32)$$

$$\tau_{hg,s} = \frac{\tau_{cl,\varepsilon} (1 - \varepsilon) (1 + Bi_{TBC}) + \tau_{gr} \left[\varepsilon (1 + Bi_{TBC}) + Bi_{bw} + \left(\frac{h_g}{a_c \cdot h_{cl}} \right) \right]}{\left[1 + Bi_{TBC} + Bi_{bw} + \left(\frac{h_g}{a_c \cdot h_{cl}} \right) \right]} \quad (5.33)$$

Para os estágios do bocal e turbina sem revestimento, $Bi_{TBC} = 0$ e as equações 5.32 e 5.33 se reduzem às equações 5.29 e 5.30.

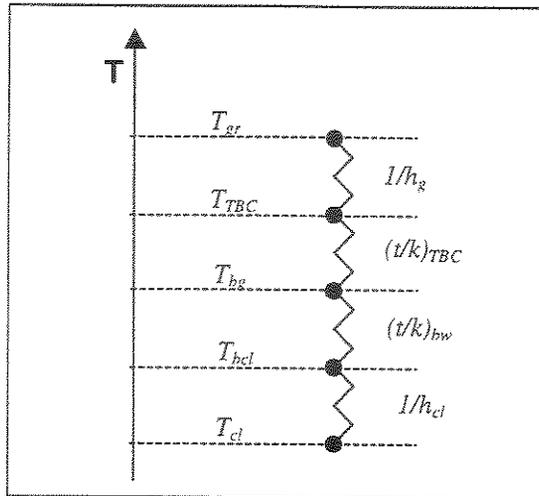


Figura 5.13: Resistências Térmicas para a Transferência de Calor com Revestimento Cerâmico da Palheta.

Os parâmetros das equações 5.25 a 5.33 são descritos na tabela 5.1:

Tabela 5.1: Parâmetros utilizados nas equações de cálculo de TC por convecção nas palhetas da turbina a gás

ϵ	Efetividade de transferência de calor na palheta
NUT	Número de Unidades de Transferência de Calor: $NUT = \frac{U_h \cdot A}{C_{cl}}$
U_h	Coefficiente global de transferência de calor entre o gás e o fluxo de resfriamento [W/m ² .K]
A	Área efetiva de transferência de calor [m ²]
C_{cl}	Capacidade térmica do fluxo de resfriamento [W/K]
H	Altura da palheta
c	Corda da palheta
C_{g1}	Parâmetro característico da geometria do estágio: $C_{g1} = \frac{\psi_g \cdot (H/c)}{a_t \cdot \sigma}$
ψ_g	Fator de redução de área de escoamento do gás devido à espessura da palheta: $\psi_g = 1 - \sigma \cdot \frac{t_b}{c}$
σ	Fator de "solidez" do estágio: $\sigma = \frac{c}{s} = c \cdot \frac{z}{\pi \cdot D_m}$
s	"pitch", espaçamento entre as palhetas.
z	Número de palhetas do estágio
D_m	Diâmetro médio do estágio
t_b	Espessura da palheta
t_{hw}	Espessura média da placa plana que representa a TC na palheta
a_t	Razão entre a área total em contato com o gás (palheta + "capas") e a superfície externa das

	palhetas: $a_t = 1 + 2 \cdot \psi_a \cdot \frac{c_a / D_m}{\phi \cdot \sigma \cdot (H / D_m)}$
ψ_a	Fator de redução da superfície das “capas das palhetas” banhados pelo gás devido à secção transversal da palheta: $\psi_a = 1 - \frac{z \cdot t_b \cdot c}{c_a \cdot \pi \cdot D_m} = 1 - \sigma \cdot \frac{t_b}{c_a}$
c_a	Projeção da corda da palheta no eixo da turbina: $c_a = c \cdot \cos(\gamma)$
γ	Ângulo formado entre a corda da palheta e o eixo da turbina
ϕ	Relação entre o perímetro e a corda da palheta
Z	Fator de “tecnologia” da TC por convecção: $Z = \psi_i \cdot \alpha_h^{0,2} \cdot n_p^{0,8} \cdot (c/d)^{1,2} \cdot E_h$
ψ_i	Fator de redução da área efetiva de TC dos canais de resfriamento devido à proximidade entre eles
α_h	Fator de proporcionalidade da secção transversal do fluxo de resfriamento na palheta: $n_{ch} \cdot n_p \cdot \left(\psi_d \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = \alpha_h \cdot c^2$
n_{ch}	Número de canais de resfriamento da palheta
n_p	Número de passes de cada canal de resfriamento na palheta
ψ_d	Relação entre perímetro real e o perímetro calculado pelo diâmetro hidráulico do canal de resfriamento: $\psi_d = \frac{\text{perímetro}}{\pi \cdot d}$
d	Diâmetro hidráulico do canal de resfriamento
E_h	Fator de incremento da TC por convecção da palheta causada por detalhes construtivos como: adição de aletas nos canais de resfriamento, adição de turbilhonadores no escoamento do fluxo de resfriamento, efeito da rugosidade dos canais, efeito das curvas de 180° nos canais com mais de um passe
C_{f1}	Parâmetro característico do escoamento do estágio: $C_{f1} = Pr_{cl}^{2/3} \cdot \left(Re_g \cdot \frac{\mu_g}{\mu_{cl}} \right)^{0,2}$
C_{f2}	Parâmetro característico do gás e fluido de resfriamento: $C_{f2} = Re_g^{0,17} \cdot \frac{c_{p,cl}}{c_{p,g}} \cdot \left(\frac{Pr_g}{Pr_{cl}} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\mu_{cl}}{\mu_g} \right)^{0,2}$
Pr	Número de Prandtl: $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}$
μ	Viscosidade [Pa.s]
c_p	Calor específico à pressão constante [kJ/kg.K]
k	Condutividade térmica: [kW/m.K]
Re_g	Número de Reynolds do fluxo de gás: $Re_g = \frac{\rho_g \cdot V_g \cdot c}{\mu_g} = \frac{\dot{m}_g \cdot c}{A_g \cdot \mu_g}$
A_g	Secção transversal de escoamento do gás: $A_g = \psi_g \cdot \pi \cdot D_m \cdot H$
a_c	Relação entre a área efetiva de TC dos canais de resfriamento e a superfície externa da palheta (em contato com o gás): $a_c = \frac{\psi_i \cdot (n_{ch} \cdot n_p \cdot \psi_d \cdot \pi \cdot d)}{\phi \cdot c \cdot H} = \psi_i \cdot \frac{4 \cdot \alpha_h \cdot c}{\phi \cdot H}$
h	Coefficiente de TC por convecção [kW/m ² .K]. Para o gás, é calculado a partir de $St_g = 0,45 Re^{-0,37} \cdot Pr^{-2/3}$

St	Número de Stanton: $St = \frac{h}{c_p \cdot \rho \cdot V}$
Bi_{bw}	Número de Biot da palheta, que considera a resistência térmica da palheta: $Bi_{bw} = h_g \cdot \frac{t_{bw}}{k_b}$
Bi_{TBC}	Número de Biot do revestimento cerâmico: $Bi_{TBC} = h_g \cdot \frac{t_{TBC}}{k_{TBC}}$
g, cl, b	Índices de fluxo de gás, de resfriamento e da palheta, respectivamente
Capa da palheta	Corresponde às superfícies cilíndricas de espessura c_a que envolvem as palhetas na raiz e no topo. Normalmente são evitadas no bocal, para reduzir a exposição de material aos gases quentes, e utilizadas nos estágios a jusante, para reduzir a fuga entre estágios sucessivos.

A efetividade de TC pode ser definida, tomando-se como base para o cálculo da máxima transferência de calor possível, as restrições tecnológicas da turbina (T_{bmx}) ao invés da temperatura máxima do gás (T_{gr}). Os valores de efetividade de TC das avaliações efetuadas no item 5.7 são apresentados conforme esta definição alternativa:

$$\epsilon_1 = \frac{T_{cl,s} - T_{cl,e}}{T_{bmx} - T_{cl,e}} \quad (5.34)$$

5.6.2.2 Resfriamento por Película de Ar

O ar atmosférico que passa pelos canais de resfriamento pode ser injetado através de orifícios para formar uma camada de proteção térmica da palheta. Esta técnica de resfriamento é utilizada principalmente nos bocais e no primeiro estágio de expansão da turbina, com o objetivo de se reduzir a elevada taxa de transferência de calor do gás à palheta, onde as diferenças de temperaturas são máximas (Aoki, 2000). Consonni desenvolveu um modelo para considerar esta técnica de resfriamento no cálculo da expansão da turbina a gás, o qual foi implementado neste trabalho.

Para equacionar a taxa de transferência de calor do gás à superfície da palheta com resfriamento por película, a temperatura de recuperação T_{gr} da equação 5.25, é substituída pela temperatura adiabática da parede, T_{aw} .

$$\dot{q} = \bar{h}_g \cdot (T_{aw} - T_{bg}) \quad (5.35)$$

A temperatura adiabática de parede é avaliada a partir da definição de efetividade adiabática para uma placa plana, com a hipótese de que o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do gás não se altera com a camada de ar revestindo a palheta:

$$\eta_{ad} = \frac{T_{gr} - T_{aw}}{T_{gr} - T_{cl,s}} \quad (5.36)$$

Consonni (1992) adota uma correlação empírica para o cálculo da efetividade adiabática média em cada passo da expansão, em função dos estados dos fluidos e da geometria do estágio, incluindo o ângulo de injeção do fluxo de resfriamento que formará a película sobre a palheta.

$$\bar{\eta}_{ad} = \frac{1,9 \cdot \text{Pr}_g^{2/3}}{1 + 0,329 \cdot \left(\frac{c_{p,g}}{c_{p,cl}} \right) \cdot \text{Re}_g^{-0,2} \cdot \left(\frac{\bar{x}}{c} \right)^{0,8} \left[\left(\frac{2 \cdot a_t \cdot \sigma}{\psi_g} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_g}{\Delta \dot{m}_{clb} \cdot r_{fc}} \right) + 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot \text{sen} \alpha \cdot \text{Re}_g \cdot \frac{M_g}{M_{cl}} \right]} \quad (5.37)$$

sendo que

\bar{x} = distância média do ponto de injeção = Δc ;

$\Delta c / c$ = fração da corda da palheta considerada em cada passo do processo de expansão;

\dot{m}_{clb} = fluxo total de resfriamento da palheta;

$\Delta \dot{m}_{clb} / \dot{m}_{clb}$ = fração do fluxo total de resfriamento da palheta, utilizado em cada passo =

$\Delta c / c$;

r_{fc} = fração do fluxo de resfriamento em cada passo de expansão que, após trocar calor por convecção nos canais internos da palheta, é injetado para formar a película de ar;

α = ângulo de injeção do fluxo de resfriamento em relação à superfície da palheta.

5.7 Avaliação da Implementação do Modelo de Expansão com Resfriamento

A fim de estudar o efeito dos parâmetros das relações de transferência de calor do modelo de Consonni (1992) e atestar a implementação efetuada neste trabalho, adotou-se como referência a turbina aeroderivativa LM2500+. Objetivou-se analisar a expansão com resfriamento que ocorre no primeiro bocal, entre a saída da câmara de combustão e a entrada do primeiro rotor. A tabela 5.2 apresenta os dados característicos de operação da turbina LM2500 + (Gas Turbine World 1999 – 2000 Handbook). Os parâmetros geométricos assumidos para o primeiro bocal, os números de Mach e de Reynolds na secção de saída também são mostrados na tabela e foram estimados com base em valores médios identificados por Consonni (1992).

Tabela 5.2: Dados da Turbina LM2500 + e geometria assumida para o primeiro bocal

GE LM 2500 +		Parâmetros Geométricos	
\dot{m}_a (kg/s)	84,4	a_t	1,3
β	22,1	σ	1,15
TIT (°C)	1257	ψ_k	0,85
T_{gr} (°C)	1306	ϕ	2,6
$T_{ar\ resfr.}$ (°C)	425	H/c	0,80
T_{bmx} (°C)	830		
$Mach$	0,5		
Re	$1,9 \cdot 10^6$		

A figura 5.14 mostra o efeito da variação do parâmetro de convecção Z sobre o fluxo de ar requerido para resfriamento e a efetividade de TC, calculados para diferentes valores de número de Biot da palheta.

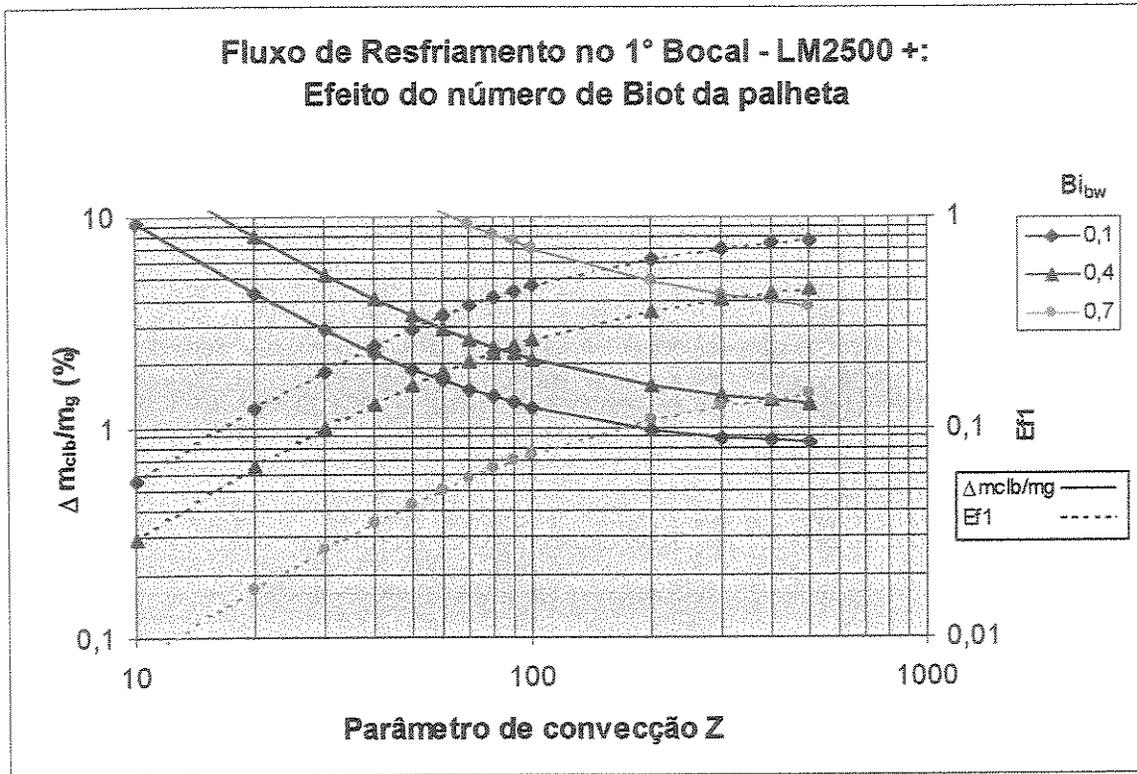


Figura 5.14: Fluxo de Resfriamento e Efetividade de TC no 1º Bocal da TG LM2500+ para diferentes valores de Bi_{bw}

Deve ser observado que a fração de fluxo de resfriamento da figura 5.14 corresponde a aproximadamente 25% do fluxo total de resfriamento do bocal, já que o cálculo foi realizado para uma etapa apenas da expansão total, a qual foi dividida em quatro passos. À medida que Z aumenta, o fluxo de ar de resfriamento necessário diminui, como consequência do aumento da efetividade de TC, devido à maior área de superfície dos canais de resfriamento ($> a_c$). O aumento do parâmetro de convecção Z implica uma maior complexidade de projeto da palheta, objetivando um aumento da transferência de calor com o fluxo de resfriamento, sem impor uma perda de carga muito elevada. A figura 5.14 mostra que para valores de $Z > 100$, a redução de fluxo de resfriamento não é tão significativa, não justificando, portanto, a utilização de valores maiores de parâmetro de convecção. De fato, o valor de $Z=100$ corresponde ao identificado por Consonni (1992) como sendo representativo de turbinas a gás modernas.

A redução do fator de Biot da palheta (Bi_{bw}) pode se dar pela utilização de menor espessura de parede, o que aumenta a efetividade de TC, reduzindo assim o fluxo de resfriamento necessário.

A fim de se avaliar o efeito da utilização do revestimento cerâmico da palheta, foram representados graficamente na figura 5.15 o fluxo de ar de resfriamento e a efetividade de TC em função do parâmetro de convecção Z , para três valores do número de Biot do revestimento (Bi_{TBC}). Todos os cálculos realizados consideram o fluxo de resfriamento requerido para manter a temperatura máxima da palheta = T_{bmx} .

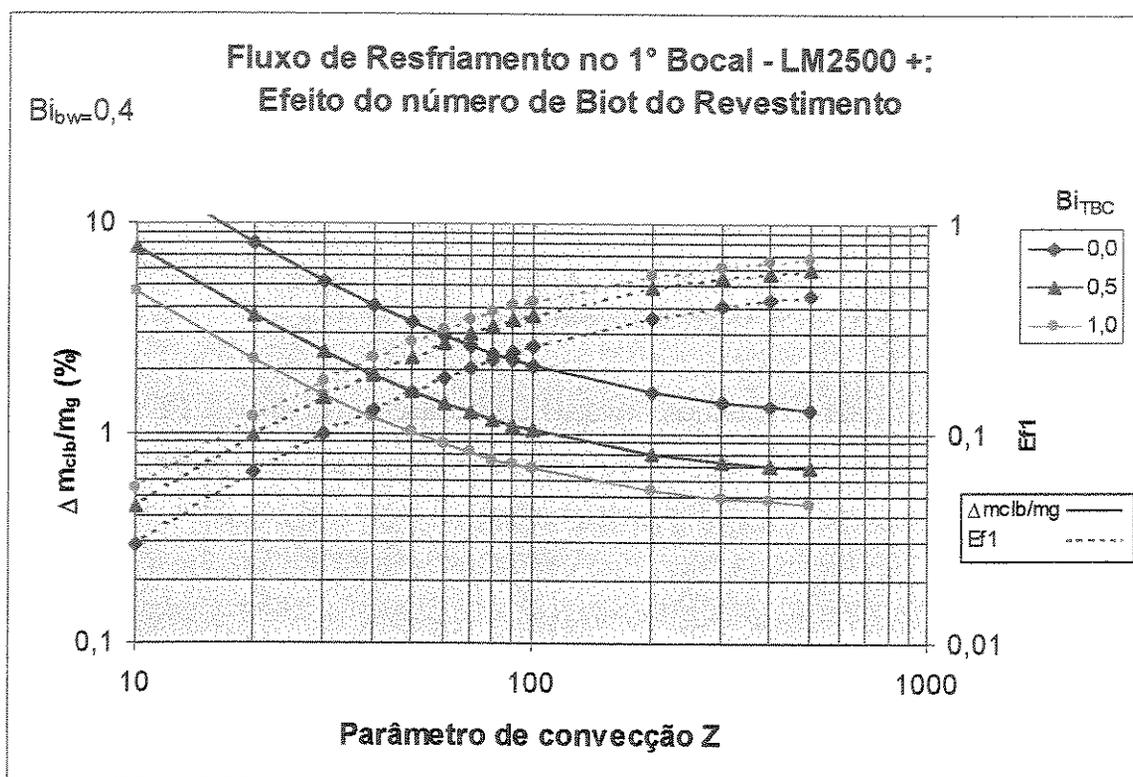


Figura 5.15: Fluxo de Resfriamento e Efetividade de TC no 1º Bocal da TG LM2500+ para diferentes valores de Bi_{TBC}

Pode-se observar que o revestimento causa grande redução no fluxo de resfriamento. Para $Z = 100$, a aplicação de pequena espessura (0,2 – 0,3 mm: $Bi_{TBC} \approx 0,5$) de revestimento cerâmico reduz o fluxo de resfriamento em 50%. A elevação do número de Biot do revestimento reduz a

transferência de calor através da palheta e aumenta a efetividade de TC, efeito contrário ao observado na figura 5.14, com o aumento de Bi_{bw} .

A figura 5.16 mostra o efeito da variação de Bi_{TBC} sobre as temperaturas da superfície do canal de resfriamento (T_{bcl}) e do fluxo de resfriamento (T_{cl}) na secção de saída, sobre os valores relativos de taxa de calor, o coeficiente de transferência de calor por convecção nos canais internos da palheta (h_{cl}^*) e o fluxo de resfriamento. A taxa de transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor nos canais internos e o fluxo de ar de resfriamento são reduzidos com o aumento de Bi_{TBC} . Entretanto, as temperaturas da superfície do canal de resfriamento e do fluxo de ar na saída são elevadas, como consequência do reduzido gradiente de temperatura na palheta e do aumento da efetividade de transferência de calor.

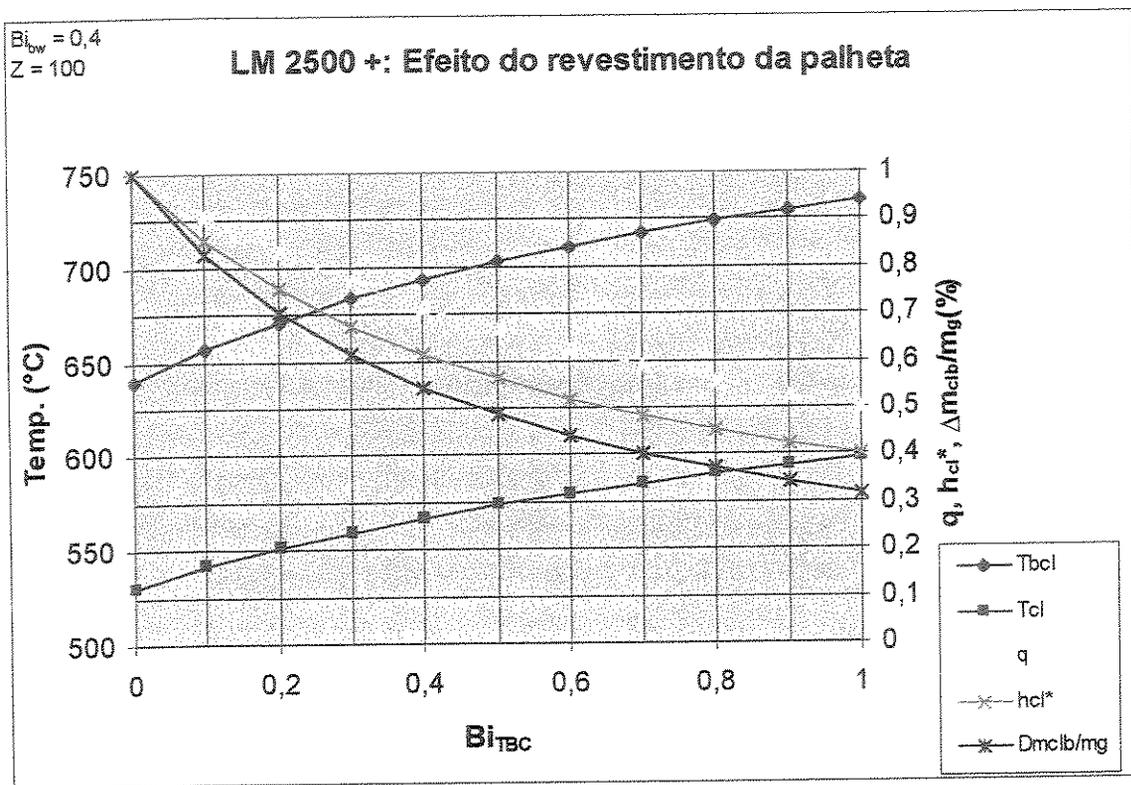


Figura 5.16: Efeito de Bi_{TBC} no fluxo de resfriamento do 1º Bocal da TG LM2500+

O efeito do revestimento por película sobre o fluxo de resfriamento requerido e a efetividade de transferência de calor pode ser observado na figura 5.17. Tomando-se como referência o valor de $Z = 100$, refletindo a tecnologia de transferência de calor por convecção em

turbinas modernas (Consonni, 1992), verifica-se que a utilização de $r_{fc} = 0,5$ provoca uma redução superior a 50% no fluxo de resfriamento, enquanto que a eficiência de transferência de calor é elevada em 80%, em relação à utilização de $r_{fc} = 0,0$. O gráfico demonstra que a técnica de resfriamento por película é bastante eficaz e seu efeito é tanto maior quanto menor for o parâmetro de convecção Z .

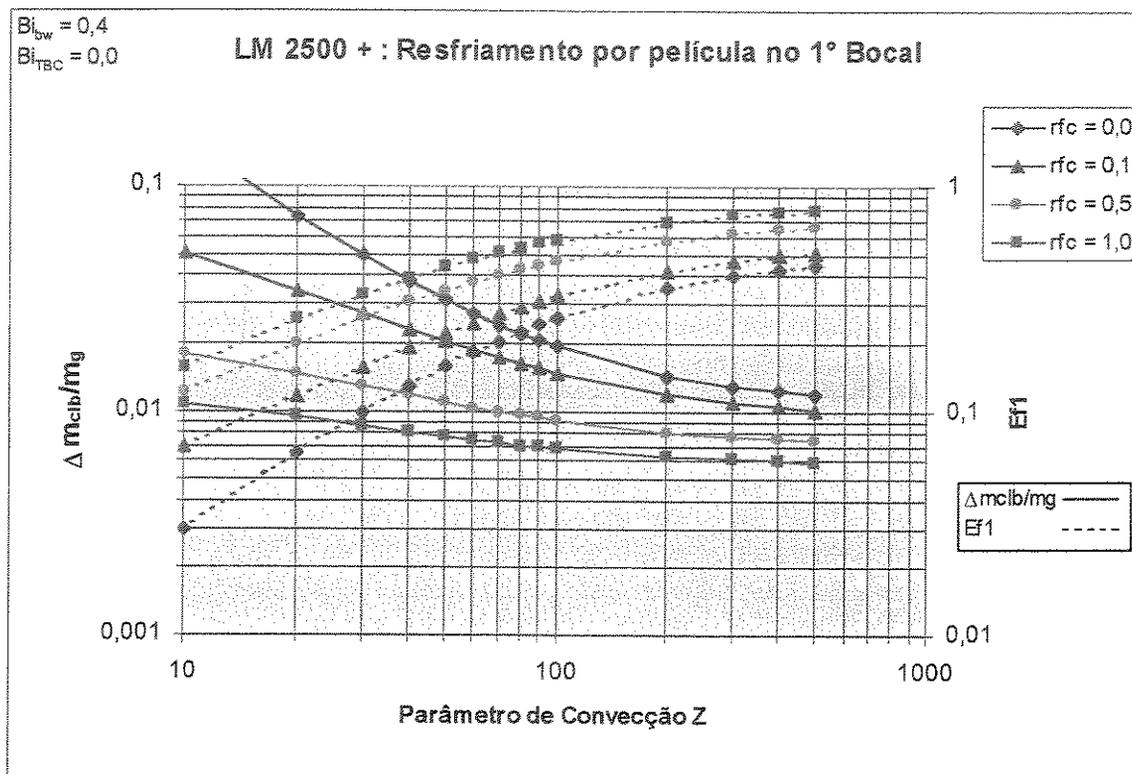


Figura 5.17: Efeito do resfriamento por película no fluxo requerido e efetividade de transferência de calor no 1º Bocal da TG LM2500+

A figura 5.18 apresenta o fluxo de resfriamento requerido e a efetividade de transferência de calor para o primeiro bocal da turbina, considerando a combinação das técnicas de revestimento cerâmico e resfriamento por película. Estas duas técnicas de resfriamento agem visando diminuir o fluxo de calor através da palheta pela aplicação de uma camada isolante sobre a mesma e produzem efeitos semelhantes: aumentando-se o fator de Biot do revestimento cerâmico (Bi_{TBC}) de 0 a 1, para um fator nulo de resfriamento por película ($r_{fc} = 0$), verifica-se uma redução na taxa de calor de aproximadamente 50% e redução do fluxo de resfriamento de cerca de 68%. Este mesmo efeito pode ser observado mantendo-se nula a espessura da camada de

revestimento cerâmico enquanto se varia o fator de resfriamento de película de 0 a 1. A aplicação adicional de revestimento cerâmico de forma que $Bi_{TBC} = 1$ produz uma redução de mais 13% no fluxo de resfriamento e de mais 15% na taxa de calor. Na verdade, as turbinas com tecnologia avançada de arrefecimento utilizam uma combinação dessas duas técnicas para poderem suportar temperaturas máximas do gás próximas a 1500°C e minimizar as perdas provenientes da extração do ar de resfriamento do compressor e da diluição deste fluxo com o gás em expansão (Aoki, 2000). Nessas turbinas, utiliza-se $r_{fc} \cong 1$ para o primeiro bocal e valores decrescentes de r_{fc} ao longo dos estágios iniciais de expansão.

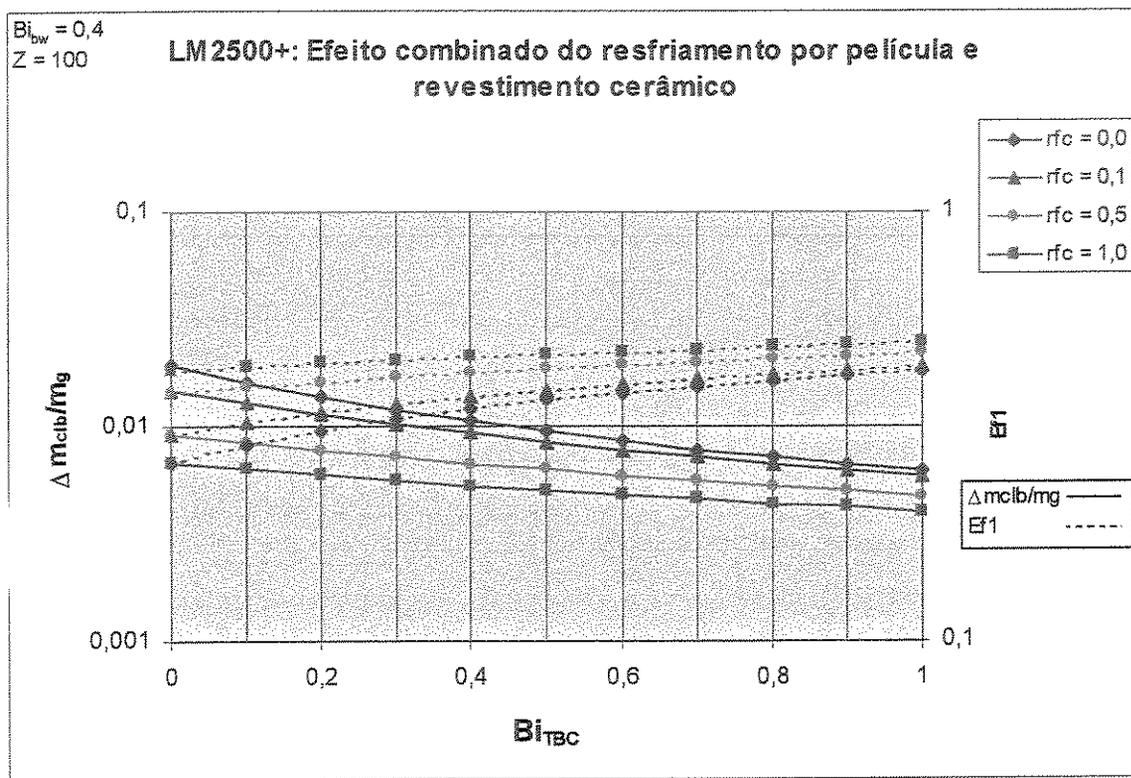


Figura 5.18: Combinação de revestimento cerâmico da palheta e resfriamento por película de ar do primeiro bocal da turbina LM2500 +.

5.8 Sequência de Cálculo e Convergência dos Processos na Turbina a Gás

A figura 5.19 apresenta o fluxograma global da implementação do modelo da turbina a gás com resfriamento, para o caso em que o número de estágios de expansão com resfriamento é um dado fornecido ao programa. A convergência dos dois *loopings* internos é obtida pelo método de Newton-Raphson e a convergência dos fluxos de resfriamento é feita por substituição sucessiva: após a primeira iteração, os fluxos de ar dos estágios de compressão são calculados subtraindo-se os fluxos de resfriamento calculados na iteração anterior.

As abreviações utilizadas nas etapas do fluxograma são listadas abaixo:

Tg = Temperatura total do gás;

TIT = Temperatura de entrada do primeiro rotor;

NR = Método de Newton-Raphson;

fca = Relação combustível-ar em base mássica;

ncs = Número de estágios com resfriamento;

Beta, stg = Razão de expansão de um estágio completo;

dhis,mx = Máxima queda de entalpia isentrópica dos estágios de expansão.

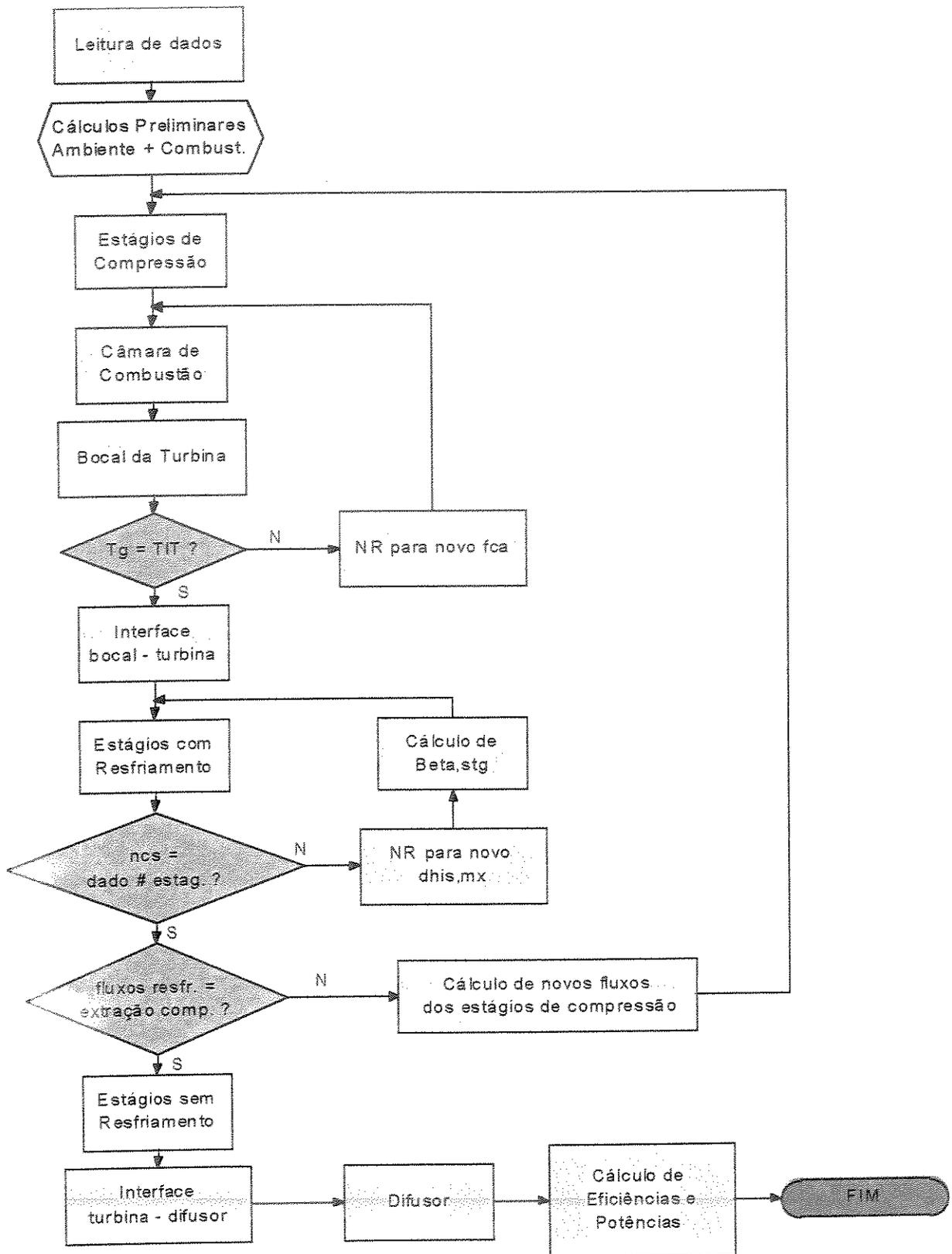


Figura 5.19: Fluxograma Global da TG com o modelo de expansão com resfriamento.

Os dados de entrada requeridos pelo programa são:

Tabela 5.3: Dados de entrada para o modelo de expansão com resfriamento.

Condições ambientes	$T_{amb}, P_{amb}, \text{Umidade relativa}$
Combustível	<i>Especificação conforme opções do parágrafo 3.2.3</i>
Compressor	$m_{ar}, \eta_{p,comp}, a_c, b_c, r_{comp}, \Delta h_{is,comp}$ ou número de estágios n_{comp}, m_{vz}
Câmara de Combustão	$\eta_{cb}, TIT, \text{perda de carga } (\Delta P_{cmb}(\%))$ ou $k1, k2$ e Am – Eq. 4.9), T_{comb}
<u>Turbina</u>	$\eta_{p,t}, a_t, b_t$
Bocal	$Ma_{nz}, \eta_{p,nz}, T_{bmx, nz}$
Estágios c/ resfriamento	$Ma_{cb}, \Delta h_{is,mx}$ ou número de estágios $n_{cs}, u, T_{bmx, cb}$
Estágios s/ resfriamento	$\Delta h_{is,ut}$ ou número de estágios n_{ut}
Difusor	$P_{dif,s}, Ma_{dif}, \eta_{dif}$
Fluxos de resfriamento	<i>Informação se a pressão de extração é fixa ou flutuante</i>
Geometria do Estágio	<i>Vide tabelas 5.6 e 5.7</i>
Características de TC	

As etapas de cálculo até a convergência total são listadas a seguir:

- a) Cálculo do estado do ar atmosférico à condição ambiente e das propriedades do combustível;
- b) Estágios de compressão, modelados com $\Delta h_{is,stag}$ constante. Quando o número de estágios é um dado disponível, calcula-se $\Delta h_{is,comp}$ para se ajustar à razão de pressão total r_{comp} . Caso contrário, utiliza-se um valor típico de $\Delta h_{is,comp}$ e o número de estágios é calculado. Há extração de ar conforme o requerido para resfriamento da turbina. Um fator de vazamento m_{vz} é aplicado ao fluxo de ar após o último estágio de compressão, para considerar as perdas desta natureza;
- c) Combustão, para dado fluxo de ar e relação combustível-ar;
- d) Determinação das condições estáticas e velocidade de entrada do bocal;
- e) Expansão no bocal até Mach = Ma_{nz} . Cálculo de fluxo de resfriamento. Verificação de TIT e cálculo de nova relação combustível-ar. Iteração sobre item c (primeiro *loop*);

- f) Interface bocal – 1º estágio com resfriamento. Cálculo de secção transversal média de saída do bocal, cálculo de $V_{g,ct}$, recuperação de energia cinética e determinação das condições de entrada do primeiro rotor;
- g) Expansão nos estágios com resfriamento a β_{stg} constante, até $T_{gr} = T_{bmx,ct}$. Cálculo do fluxo de resfriamento, trabalho total, de bombeamento e líquido. Verificação de n_{cs} , recálculo de $\Delta h_{is,mx}$ e β_{stg} . Iteração sobre item g (segundo *loop*).
- h) Verificação de fluxo de resfriamento total (bocal + estágios da turbina) com o fluxo extraído dos estágios de compressão. Cálculo de fluxos mássicos dos estágios de compressão e iteração sobre item b (terceiro *loop*).
- i) Expansão nos estágios sem resfriamento a $\Delta h_{is,ut}$ constante, até a pressão de entrada do difusor. Determinação do número de estágios e trabalho total;
- j) Interface turbina – difusor. Recuperação de energia cinética. Cálculo do estado de entrada do difusor. Verificação da pressão de entrada utilizada para cálculo no item i.
- k) Recuperação de pressão no difusor, conforme η_{dif} e pressão de saída $P_{dif,s}$. Cálculo das condições de saída da turbina;
- l) Cálculo de potência total e eficiências.

Para efeito do cálculo da transferência de calor entre os gases e a palheta e do fluxo de resfriamento necessário, cada passo do processo de expansão dos itens *e* e *g* corresponde a uma fração da palheta ($\Delta c / c$). Assume-se que o fluxo de resfriamento calculado em cada passo ($\Delta \dot{m}_{clb}$) é proporcional à fração da palheta sendo varrida. O fluxo total é a soma de $\Delta \dot{m}_{clb}$ de todos os passos.

$$\frac{\Delta \dot{m}_{clb}}{\dot{m}_{clb}} = \frac{\Delta c}{c} \quad (5.38)$$

A fração da palheta $\Delta c / c$ associa-se ao número de passos para o bocal e estágios da turbina conforme as relações seguintes. Para o bocal, o número de passos é dado por:

$$n_{step,nz} = \frac{1}{(\Delta c / c)_{nz}} \quad (5.39)$$

Para os estágios com resfriamento:

$$n_{step,ct} = \frac{2n_{cs} - 1}{(\Delta c / c)_{ct}} \quad (5.40)$$

Sendo que

$2n_{cs} - 1$ = número de linhas resfriadas da turbina.

A equação acima pressupõe que, para um valor inteiro do número de estágios com resfriamento n_{cs} , o resfriamento da turbina termina ao final da expansão de uma linha rotativa, comportamento típico observado em turbinas a gás. Por exemplo, para $n_{cs} = 2$, o número total de de linhas resfriadas = 4, correspondendo ao bocal, 1º rotor, uma linha estacionária e o 2º rotor.

O modelo de expansão ajusta o número de passos do bocal e da turbina de forma que as frações de corda varridas nestes componentes sejam equivalentes, isto é: $(\Delta c / c)_{nz} \cong (\Delta c / c)_{ct}$. Assim, em cada iteração, o número de passos e as frações $\Delta c / c$ são recalculadas usando como base os valores de n_{cs} , $n_{step,ct}$ e $n_{step,nz}$ da iteração anterior.

As perdas de eficiência térmica da turbina a gás, além das já consideradas nos processos de compressão e expansão e da perda de carga do combustor, ocorrem devido a vazamentos, perda de calor ao ambiente, trabalho de eixo dissipado nos mancais do compressor e da turbina, perdas de carga na admissão e na exaustão. Todas estas perdas são importantes para se fechar o balanço energético global da turbina a gás. O programa desenvolvido contém parâmetros cujos valores devem ser especificados para que estas perdas sejam consideradas.

- Vazamentos: considera-se que todo o fluxo de vazamento (um valor típico de 1% do fluxo de entrada é adotado por modelos termodinâmicos de TG) ocorre na saída do último estágio do compressor de alta pressão, parâmetro de vazamento m_{vz} ;
- Perda de calor ao ambiente: calculado conforme o parâmetro de eficiência de combustão η_{cmb} (parágrafo 4.1.3);
- Trabalho dissipado: calculado com o parâmetro de eficiência mecânica η_m (parágrafo 4.1.9);
- Perdas de carga na admissão e exaustão: especificado em percentual da pressão total de entrada e saída da turbina a gás.

5.9 Validação do Modelo de Expansão com Resfriamento

O modelo descrito neste capítulo foi testado para 12 diferentes turbinas a gás, para verificar se a implementação é capaz de reproduzir os dados divulgados de eficiência, de potência, de fluxos de resfriamento e de temperatura de exaustão. Valores de fluxos e número de estágios de resfriamento são difíceis de serem obtidos em catálogos de fabricantes e, por isso, os resultados do modelo desenvolvido são comparados também aos resultados de outros modelos, já divulgados na literatura técnica.

A temperatura máxima do gás é usualmente apresentada de três formas:

- TIT (*turbine inlet temperature*): temperatura de entrada do primeiro rotor, corresponde ao parâmetro considerado neste modelo;
- CET (*combustor exit temperature*): temperatura de saída da câmara de combustão, corresponde à temperatura máxima real do ciclo da TG;
- TIT_{med}: temperatura que ocorre para um balanço energético na câmara de combustão, considerando o fluxo total de ar na entrada do compressor. Seria equivalente à temperatura obtida pela mistura dos produtos de combustão com o fluxo total de resfriamento extraído do último estágio de compressão.

Conforme as definições acima, TIT_{med} < TIT < CET.

A tabela 5.4 apresenta os dados de TG obtidos por diferentes fontes. É importante identificar a forma como a temperatura máxima é apresentada para correlacionar com o valor de TIT definido neste trabalho.

Tabela 5.4: Dados coletados de turbinas a gás existentes.

TG	\dot{m}_{AR}	r_{comp}	TIT (°C)	\dot{m}_{cl} (%)	W_{eixo} (MW)	η_{th} (%)	$T_{g,exh}$ (°C)	Fonte
TG1	125,63	29,8	1240	19,6	42,47	41,27	448,5	Consonni
TG2	80,42	14,0	1185 ¹	19,9	25,43	35,10	543	GTW/Jordal
TG3	31,39	20,5	1201 ¹	18,3	9,78	34,96	521	GTW/Jordal
TG4	39,69	16,0	1250	16,2	13,42	33,90	570	GTW/Jordal
TG5	19,50	12,7	1156	---	5,896	33,90	554	Consonni
TG6	15,60	9,3	1035	---	3,927	30,1	538	Consonni
TG7	121,11	20,0	1276 ¹	21	44,33 ²	38,18 ²	546	GTW/Jordal
TG8	85,32	22,8	1230	16,7	29,38 ²	38,4 ²	505	GTW/Jordal
TG9	66,7	18,7	1212	---	22,0	37,0	513	Consonni
TG10	136,38	11,5	1104	---	39,77	33,0	541	Consonni
TG11	597,8	15,0	1288	14,2	226,5	35,7	589	GTW/Jordal
TG12	390,0	16,0	1168 ¹	17,1	125,97	36,3	512,1	Facchini et al.

Notas:

¹ Os valores de TIT (1185°C, 1201°C, 1276°C e 1168°C) foram calculados para dado: TIT_{med} = 1112°C; CET = 1272°C, TIT_{med} = 1207°C e CET = 1235°C, respectivamente;

² Valores de potência de eixo e de eficiência térmica estimados a partir dos valores disponíveis nos terminais do gerador elétrico, utilizando eficiência do gerador = 0,97.

Tabela 5.5: Resultados gerados pelo modelo de expansão com resfriamento.

TG	\dot{m}_{cl} (%)	W_{eixo} (MW)	η_{th} (%)	$T_{g,exh}$ (°C)
TG1	18,23	42,20	41,06	447,8
TG2	21,36	25,24	34,24	551,7
TG3	15,19	9,68	35,00	511,5
TG4	17,65	13,19	34,14	567,6
TG5	15,16	5,82	32,99	555,7
TG6	13,80	3,88	29,67	544,4
TG7	17,36	44,10	37,54	536,1
TG8	14,88	29,18	37,80	501,2
TG9	24,67	21,47	36,51	515,1
TG10	15,88	38,82	32,81	538,2
TG11	14,25	227,87	35,84	598,3
TG12	15,90	125,55	36,31	506,3

Notas:

- os valores de potência e eficiência referem-se ao eixo da turbina;
- gás natural foi utilizado como combustível, representado pelo CH_4 com PCI = 50,04 MJ/kg;
- as perdas de carga na admissão e exaustão não foram consideradas;
- os resultados foram gerados com os parâmetros médios identificados por Consonni (tabela 5.6) para representar as características de turbinas convencionais ou modernas e turbinas aeroderivativas ou industriais. Os parâmetros geométricos dos estágios de expansão (tabela 5.7) também correspondem aos valores médios considerados no trabalho de Consonni (1992).
- os fluxos de resfriamento foram calculados com a hipótese de pressão flutuante de extração do compressor para $\Delta P_{cl}/P_{cl} = 0,4$ (item 5.5.5);
- o número de passos de expansão no bocal e nos estágios da turbina foram calculados para que $(\Delta c/c)_{nz} \cong (\Delta c/c)_{ct} \cong 0,25$.

Tabela 5.6: Parâmetros médios característicos das turbinas a gás utilizados para geração de resultados da tabela 5.5.

Parâmetro	Convencional		Moderna	
	aeroderivativa	industrial	aeroderivativa	industrial
<i>Transferência de calor</i>				
Z	36		100	
Bi_{bw}	0,5			
Bi_{TBC}	0,0			
r_{fc}	0,194		0,25	
α (ângulo p/ filme de ar)	30 °			
λ_{nz} (vide equação 5.27)	0,10			
λ_{ct}	0,03			
$T_{bmx,nz}$ (°C)	800		830	
$T_{bmx,ct}$ (°C)	770		800	
<i>Coefficientes das funções de eficiência politrópica do compressor e da turbina</i>				
a_c	0,02688			
b_c	0,0			
$\eta_{p,c\infty}$	0,902	0,896	0,902	0,896
a_t	0,07108			
b_t	0,0			
$\eta_{p,t\infty}$	0,912		0,921	
<i>Parâmetros de projeto e operação</i>				
ΔP_{cmb}	0,03	0,04	0,03	0,04
$\Delta h_{is,comp}$ (kJ/kg)	30	20	30	20
$\Delta h_{is,ut}$ (kJ/kg)	100	200	100	200
Ma_{nz}	0,90			
Ma_{ct}	0,70			
Ma_{dif}	0,45			
$\eta_{p,nz}$	0,95			
η_{dif}	0,50			
U (m/s)	400			
$\Delta P_{ci}/P_{cl}$	0,40			
r_{vcl}	0,50			
η_{cmb}	0,996			
m_{vz}	0,01			
η_m	0,997			

Tabela 5.7: Parâmetros geométricos dos estágios de expansão do bocal e da turbina, utilizados para geração de resultados da tabela 5.5.

$(H/D_m)_0$, relação altura/diâmetro médio da pá no bocal	0,08
$(Ds)_0$, Diâmetro específico do bocal	3,25
$(ca/D_m)_{nz}$, relação entre projeção da corda e D_m no bocal	0,06
$(ca/D_m)_{cb}$, relação entre projeção da corda e D_m no rotor	0,045
γ_{nz} , ângulo entre a corda e o eixo da turbina na pá do bocal	65°
γ_{cb} , ângulo entre a corda e o eixo da turbina na pá do rotor	55°
t_b/c , relação entre espessura média e corda da palheta	0,125
φ , relação entre perímetro e corda da palheta	2,6
ϕ , relação entre corda e espaçamento entre as pás	1,25

A figura 5.20 apresenta os resultados gerados pelo modelo descrito neste capítulo, comparados aos dados encontrados na literatura. As duas linhas retas em cada gráfico delimitam as regiões em que os desvios são menores que: 5% do trabalho específico, 1% na eficiência térmica, 10°C na temperatura de exaustão e 10% do fluxo de ar de resfriamento, que encontra-se expresso como fração do fluxo de ar na entrada do compressor.

Cada uma das 12 turbinas foi modelada com a utilização dos parâmetros característicos da tabela 5.6, conforme sua classificação: aeroderivativa ou industrial, convencional ou moderna. Quando o número de estágios com resfriamento não estava disponível, este foi ajustado objetivando minimizar o desvio em relação ao trabalho específico, eficiência e temperatura de exaustão. Pode-se observar que os parâmetros característicos são suficientes para gerar valores com previsão aceitável para análise termodinâmica de sistemas térmicos.

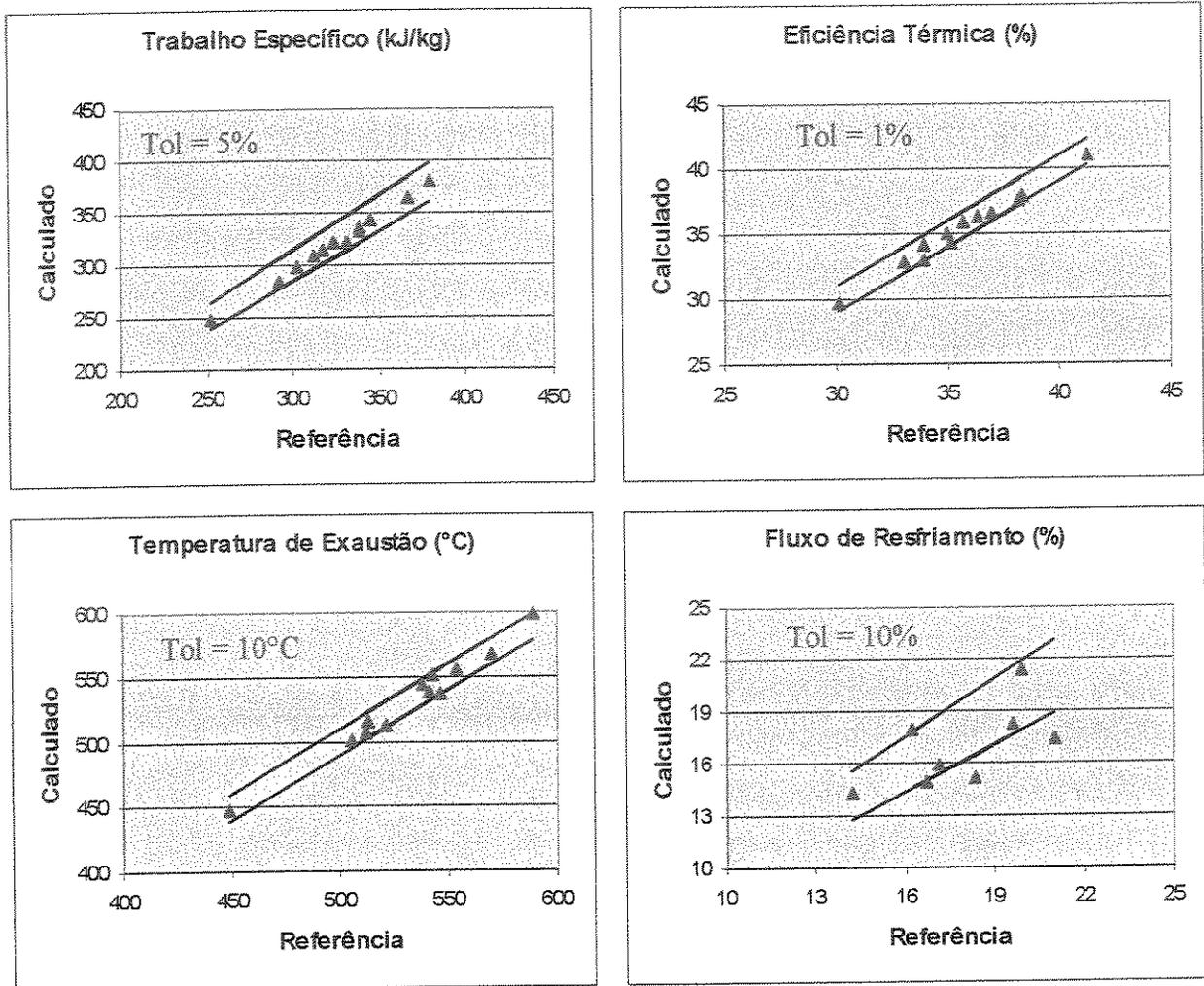


Figura 5.20: Comparativo entre os resultados do modelo de expansão com resfriamento e os dados de turbinas da tabela 5.4.

O maior desvio foi observado no gráfico do fluxo de resfriamento. Deve ser lembrado que os valores de referência foram extraídos de publicações com os resultados de três diferentes modelagens e não do real valor de fluxo mássico medido em cada turbina e, portanto, podem estar sujeitos ao mesmo grau de incerteza do modelo aqui avaliado. Dados mais precisos de temperatura máxima admitida para os materiais das pás, número de estágios com resfriamento ou queda de entalpia entre estágios, pressões de extração do fluxo de ar do compressor e características da tecnologia de resfriamento, como: parâmetro de convecção Z , fator do coeficiente de película r_{fc} , número de Biot do material da pá e do revestimento cerâmico (quando utilizado) seriam mais valiosos se os valores de referência de fluxo de resfriamento tivessem também o mesmo nível de precisão.

Admitindo-se que as expressões de eficiências politrópicas de compressão e expansão adotadas no modelo (equações 5.7 e 5.8) sejam representativas das turbinas aqui modeladas, é interessante observar que, sob estas condições, mesmo com dados mais precisos das características de transferência de calor, os novos valores de fluxo de resfriamento não seriam muito diferentes dos apresentados, já que houve muito boa concordância na previsão da eficiência térmica, da potência e da temperatura de exaustão.

Capítulo 6

Estudo de Ciclos com Resfriamento da Turbina a Gás

Objetivando estudar o efeito do resfriamento das partes quentes da turbina a gás sobre suas características de desempenho, vários ciclos de potência foram analisados, utilizando o modelo de expansão com resfriamento apresentado no capítulo 5. Os dados da turbina TG4 foram tomados como base para a análise da variação de parâmetros desenvolvida neste capítulo.

6.1 Análise do Efeito da Pressão de Extração do Fluxo de Ar

O estudo inicial investiga o efeito da variação da pressão de extração no compressor, do fluxo de ar de resfriamento, para o ciclo simples da turbina a gás. Os gráficos da figura 6.1 mostram o comportamento do fluxo de resfriamento, da eficiência térmica, do trabalho específico e da redução da pressão de estagnação do gás em função da variação do número de pontos de extração. Para um ponto de extração apenas, considera-se que todo o ar de resfriamento é proveniente da saída do último estágio do compressor. Para mais de um ponto de extração, admite-se que os fluxos estejam disponíveis em valores fixos de pressão, correspondentes a múltiplos da mesma razão de pressão. Ao valor 6 no eixo das abscissas estão associados os resultados para o fluxo de extração flutuante com $\Delta P_{cl}/P_{cl} = 0,4$ (item 5.5.5).

À medida que o número de pontos fixos de extração do compressor aumenta, o fluxo de resfriamento total necessário diminui devido à menor temperatura do ar utilizado nos estágios de expansão a jusante do primeiro bocal, onde as pressões são mais reduzidas. A redução do fluxo de resfriamento aumenta a eficiência da turbina a gás devido à maior quantidade de ar disponível

para a combustão e maior fluxo de gás para o processo de expansão. Além disso, o trabalho total de compressão é reduzido, já que os fluxos de resfriamento são comprimidos apenas até as respectivas pressões de extração. Passando-se de um para quatro pontos de extração, observa-se uma redução de 12,8% no fluxo de resfriamento, causando uma elevação superior a 1,5% na eficiência térmica.

Um pequeno efeito negativo decorrente do aumento do número de pontos de extração ocorre no processo de mistura do fluxo de ar com os gases em expansão: com a menor pressão do ar antes de ser injetado na corrente de gás, menor será sua velocidade inicial e, portanto, maior a perda de carga total necessária para acelerar o fluxo à velocidade da corrente de gás. O trabalho perdido por esta maior queda na pressão de estagnação do gás é mais do que superado, entretanto, pelo trabalho adicional de expansão devido à maior quantidade de fluxo de gás.

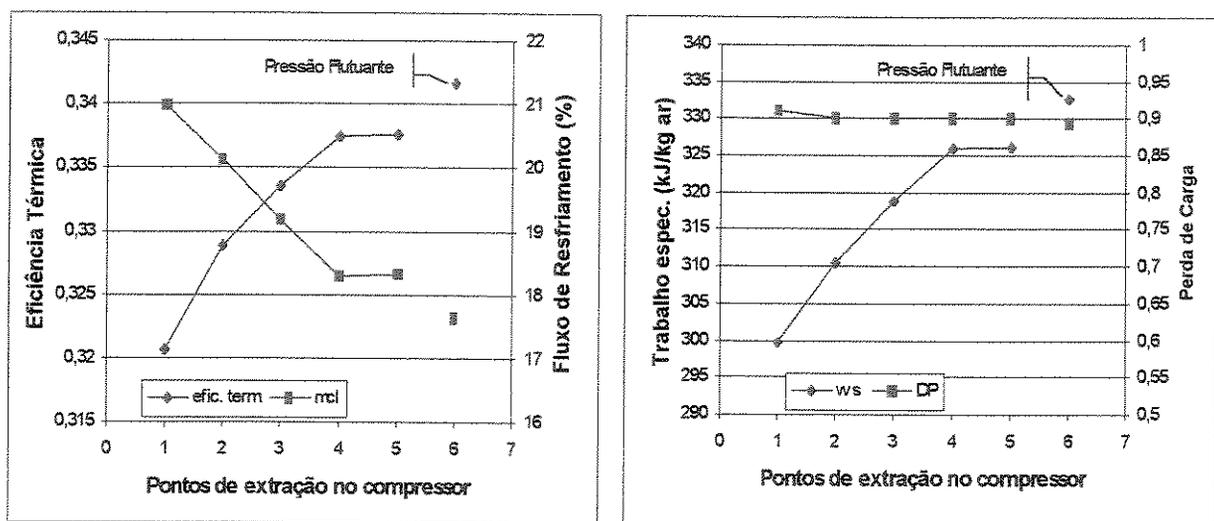


Figura 6.1: Efeito da pressão de extração do fluxo de ar para o resfriamento dos estágios de expansão.

Quando se passa de quatro para cinco pontos de extração, observa-se que o fluxo de resfriamento, a eficiência térmica e o trabalho específico mantêm-se praticamente inalterados. Isto ocorre devido ao critério estabelecido para definição dos pontos de extração: com cinco pontos, a pressão do fluxo de resfriamento disponível para o início dos estágios de expansão após o primeiro bocal (9,31 bar) é superior à pressão disponível quando se tem quatro pontos (8,11 bar).

Para um número maior de pontos de extração, as pressões dos fluxos de resfriamento devem ser otimizadas em função do perfil de temperatura e de pressão dos gases ao longo da expansão.

6.2 Análise do Efeito da Temperatura Máxima das Palhetas

As pesquisas na área de materiais aplicados à fabricação de componentes da parte quente da turbina a gás resultam no desenvolvimento de novas ligas metálicas e revestimentos cerâmicos com maior resistência mecânica e que suportam maiores temperaturas. Sob o ponto de vista termodinâmico, a elevação da temperatura do material é desejável por dois motivos principais:

- a) Redução do fluxo de resfriamento necessário;
- b) Elevação da temperatura máxima do ciclo.

A fim de investigar o efeito da temperatura limite das pás dos estágios de expansão da turbina, variou-se este limite em até 50°C em relação ao caso considerado como base ($T_{bmx,nz} = 830^{\circ}\text{C}$ e $T_{bmx,ct} = 800^{\circ}\text{C}$), mantendo-se constante a diferença de 30°C entre as pás do 1° bocal e da turbina para todos os casos avaliados.

Inicialmente, procurou-se avaliar os benefícios decorrentes somente da redução do fluxo de resfriamento (item *a* acima), sendo que a temperatura de entrada do 1° rotor foi mantida constante ($TIT = 1250^{\circ}\text{C}$), enquanto que os parâmetros característicos da turbina a gás, como eficiência térmica, trabalho específico, temperatura de exaustão, fluxo de resfriamento e temperatura máxima foram calculados. Os resultados estão mostrados nos gráficos da figura 6.2. À medida que se aumenta a temperatura limite do material, o fluxo de resfriamento é reduzido, aumentando a eficiência térmica, o trabalho específico e a temperatura de exaustão. Com a redução do fluxo de resfriamento do 1° bocal, a temperatura de saída da câmara de combustão, *CET*, também se reduz para dado valor de *TIT* constante. Esta redução da temperatura máxima contribui negativamente, sob a ótica termodinâmica, embora seja um fator positivo para a durabilidade do equipamento. Na figura 6.2 pode ser observado que um aumento de 100°C na

temperatura do material causa uma elevação de 4,9% na potência específica, aumenta a eficiência térmica em 0,8% e a temperatura de exaustão em 5,7°C, enquanto que o fluxo de resfriamento é reduzido em 30%.

Numa segunda análise, investigou-se o efeito combinado da redução do fluxo de resfriamento e elevação da temperatura dos gases na entrada do 1º rotor (*TIT*), mantendo-se constante a mesma relação combustível-ar aplicada no combustor e, portanto, a mesma temperatura máxima do ciclo do caso base ($CET = 1327^{\circ}\text{C}$). A manutenção da temperatura máxima do ciclo pode ser desejável para evitar o aumento da formação de óxidos de nitrogênio (Khartchenko, 1998). Neste caso, como a temperatura máxima do ciclo permanece constante, a redução do fluxo de resfriamento para uma elevação de temperatura do material de 100°C é inferior à do primeiro caso (25%), enquanto que a potência específica, eficiência térmica e temperatura de exaustão apresentam variações positivas superiores (9,4%, 0,9% e $23,4^{\circ}\text{C}$).

Para a avaliação isolada do aumento da temperatura máxima do ciclo, o fluxo total de resfriamento do caso base foi mantido constante ($\dot{m}_{cl} = 17,65\%$), simulando uma situação em que a geometria das pás e de seus canais de resfriamento e o parâmetro de tecnologia de convecção *Z* não se alteram, mas somente o material das pás. Neste caso, uma elevação de 100°C na temperatura limite das pás permite uma elevação de 177°C na temperatura máxima do ciclo e de 166°C em *TIT*, causando um aumento mais expressivo na potência específica (30%), na eficiência térmica (1,4%) e na temperatura dos gases de exaustão (100°C). Esta elevação na temperatura de exaustão representa um importante fator para o acoplamento com um gerador de vapor, evidenciando assim, o efeito da elevação da temperatura limite do material das pás sobre as características de desempenho do ciclo combinado.

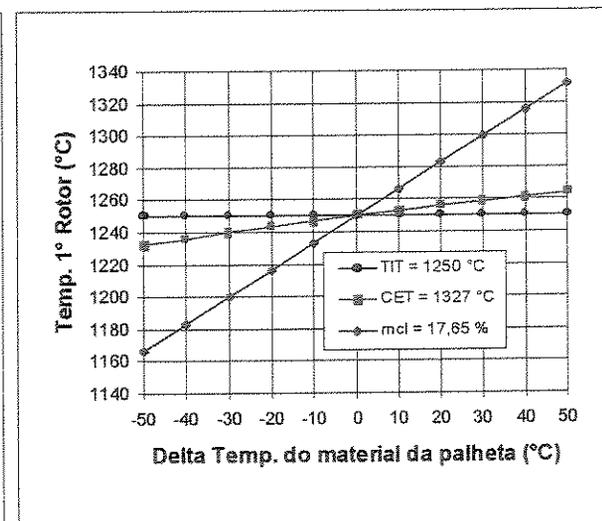
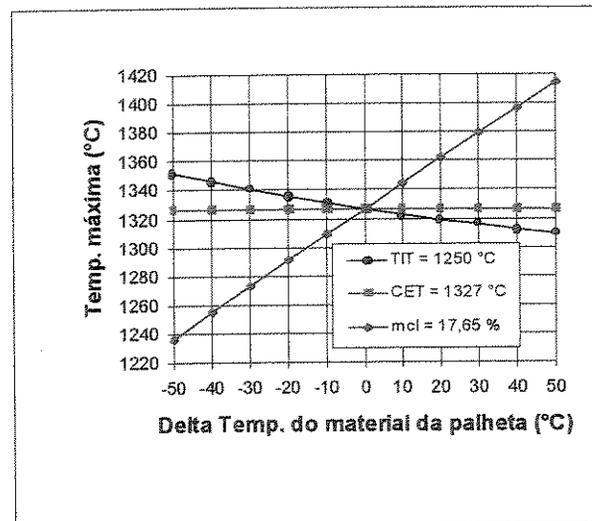
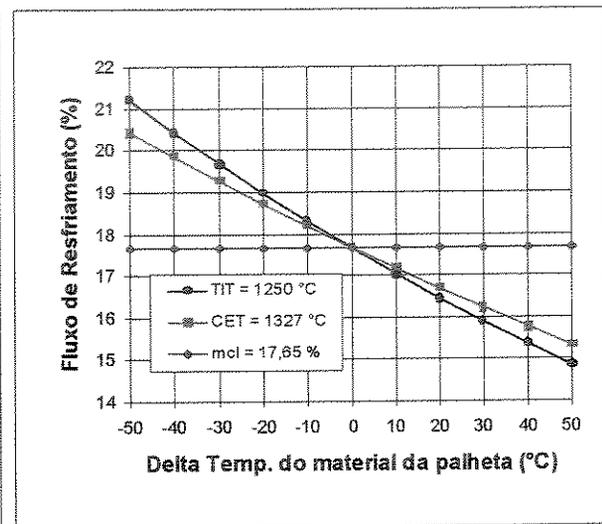
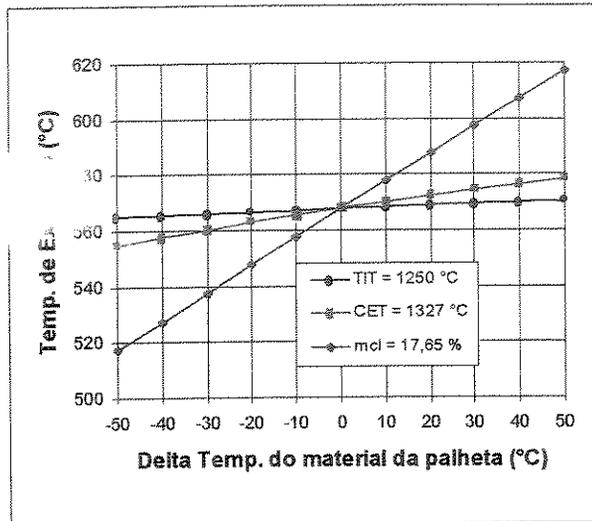
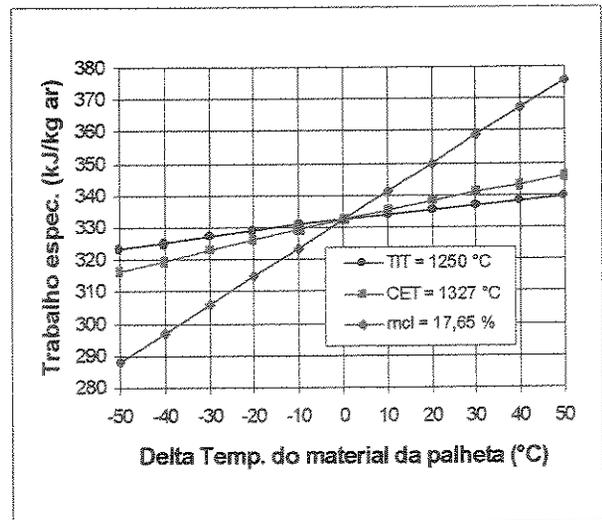
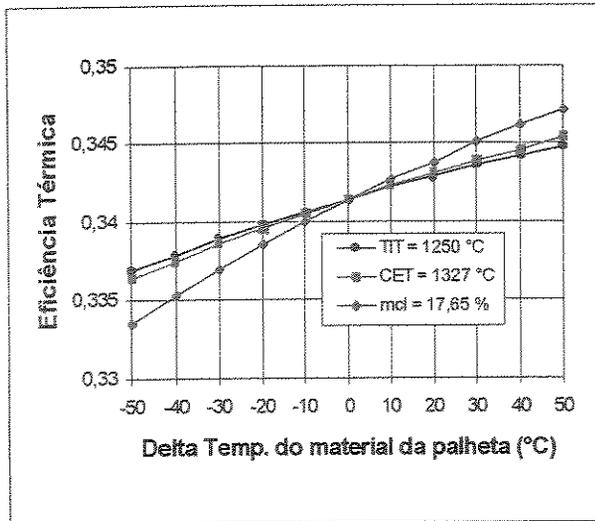


Figura 6.2: Efeito da temperatura máxima da palheta.

6.3 Análise da Temperatura do Fluxo de Resfriamento

Neste item, investigou-se o efeito da variação da temperatura do fluxo de ar de resfriamento através da utilização de trocadores de calor para reduzir a temperatura do ar extraído após o último estágio de compressão. O caso admitido como base corresponde a um único ponto de extração do fluxo de resfriamento, cujos valores de referência estão apresentados na tabela 6.1. A variação da temperatura do ar de resfriamento foi avaliada mantendo-se as mesmas temperaturas limites das pás do caso base e o valor de $TIT = 1250^{\circ}\text{C}$.

Tabela 6.1: Valores característicos da TG com um ponto de extração do fluxo de resfriamento.

Eficiência Térmica (%)	32,03
Trabalho específico (kJ/kg ar)	298,94
Temperatura de exaustão ($^{\circ}\text{C}$)	563,8
Fluxo de resfriamento (%)	21,07
Temp. ar de resfriamento ($^{\circ}\text{C}$)	414,2
CET ($^{\circ}\text{C}$)	1327,1
TIT ($^{\circ}\text{C}$)	1250,0

Dois tipos de trocadores de calor foram analisados:

- trocador de calor de superfície;
- trocador de calor evaporativo.

6.3.1 Trocador de calor de superfície

O fluxo de ar de resfriamento extraído do último estágio de compressão passa por um trocador de calor de superfície Ar-Água. A água encontra-se inicialmente à mesma temperatura e pressão do ar atmosférico na entrada do compressor (15°C e $101,325\text{ kPa}$). O fluxo de água deve ser bombeado para vencer a perda de carga durante sua passagem pelo trocador de calor. A figura 6.3 mostra o esquema implementado para análise da redução da temperatura do fluxo de resfriamento e a tabela 6.2 contém os valores considerados constantes durante a modelagem.

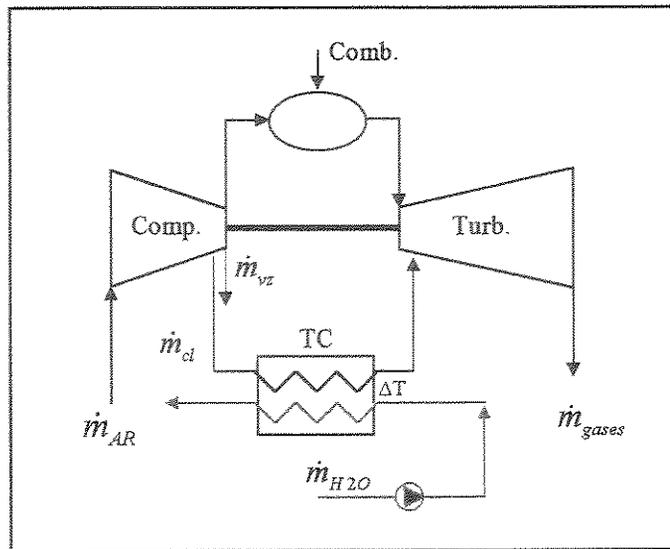


Figura 6.3: Esquema de resfriamento do fluxo de ar utilizado para manter a temperatura das pás da turbina abaixo do limite do material.

Tabela 6.2: Parâmetros de transferência de calor e da bomba para o TC Ar-Água.

Fluxo de água pelo TC (kg/s)	5,0
Perda de carga da água no TC (%)	2,00
Perda de carga do fluxo de resfriamento da turbina (%)	1,00
Eficiência isentrópica de bombeamento (%)	85,0

O trocador de calor foi modelado com os dados da tabela 6.2 e com o valor da diferença de temperatura na secção de saída do fluxo de resfriamento, parâmetro que foi variado para se obter diferentes temperaturas e fluxos requeridos. O trabalho de bombeamento da água é muito reduzido e pode ser desprezado, entretanto, foi calculado e descontado do trabalho total da turbina para fechar o balanço energético do volume de controle da figura 6.3.

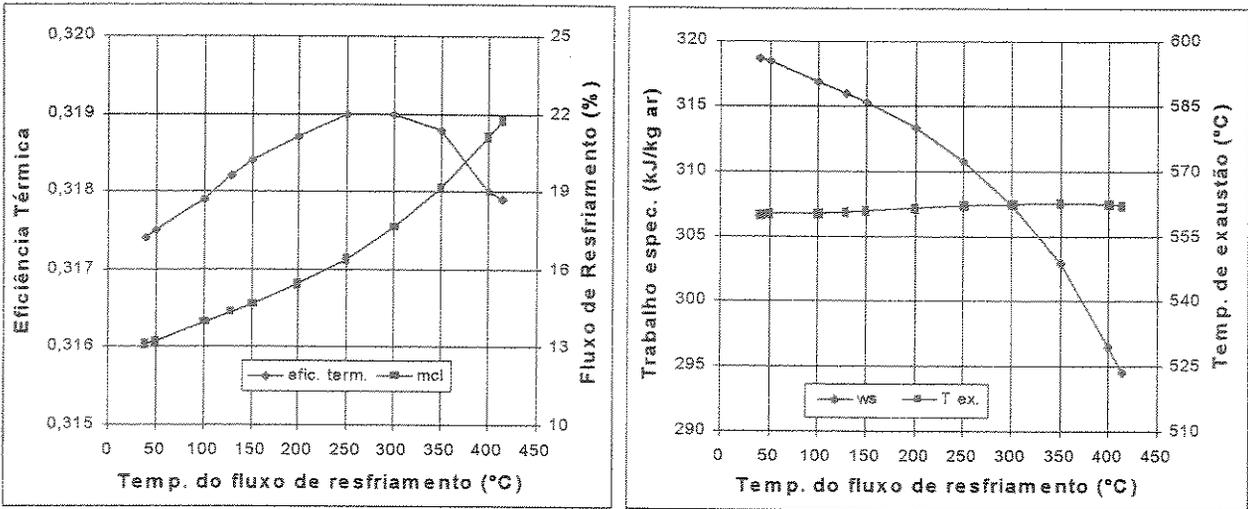


Figura 6.4: Efeito da temperatura do ar de resfriamento com TC de superfície.

Os gráficos da figura 6.4 mostram que a redução da temperatura do fluxo de ar de resfriamento de 414,2 a 40°C provoca diminuição do fluxo total requerido em 39,7%, aumento do trabalho específico em 8,2% e não altera a temperatura dos gases de exaustão. Com a redução de temperatura do fluxo de resfriamento das partes quentes da turbina, uma parcela da energia química do combustível fornecida ao ciclo é perdida junto com o fluxo d'água que deixa o trocador de calor. Apesar disso, o pré-resfriamento do fluxo de resfriamento até 250°C provoca uma pequena elevação na eficiência térmica, indicando que a eficiência de conversão da energia do combustível adicional, devido à redução do fluxo de resfriamento extraído do compressor, é superior à do caso base. Para menores temperaturas do fluxo de resfriamento, o calor removido do ciclo apresenta uma variação superior ao trabalho adicional da turbina e portanto a eficiência térmica diminui.

É interessante observar que as inclinações das curvas do fluxo de resfriamento e de trabalho específico são mais pronunciadas na região próxima do caso base, para o qual uma pequena redução na temperatura do fluxo de resfriamento eleva a potência da turbina sem prejuízo da eficiência térmica.

O objetivo da inclusão de um trocador de calor para redução da temperatura do fluxo de resfriamento das pás da turbina foi investigar o efeito provocado apenas por esta variável no modelo de resfriamento desenvolvido, sendo que os efeitos seriam mais pronunciados se o

trocador de calor fosse utilizado para resfriar todo o fluxo de ar do compressor entre os estágios de compressão.

6.3.2 Trocador de calor evaporativo

O ar utilizado para resfriamento das pás do bocal e dos estágios iniciais de expansão passa por um trocador de calor evaporativo para reduzir sua temperatura conforme o esquema da figura 6.5. A umidade relativa do ar úmido na saída do TC foi variada para se obterem diferentes temperaturas do fluxo de resfriamento. O programa calcula iterativamente a temperatura de saída do ar úmido e a quantidade de água necessária para a umidade relativa especificada nesta temperatura. O processo de umidificação do ar é calculado em duas etapas:

- equilíbrio térmico com avaliação da variação de entalpia da água para levá-la à condição de vapor saturado na temperatura final do ar úmido e redução da temperatura do ar seco correspondente à mesma variação de entalpia;
- mistura do vapor saturado e ar seco à temperatura de equilíbrio encontrada. Após a mistura, o ar úmido é tratado como uma mistura ideal de gases.

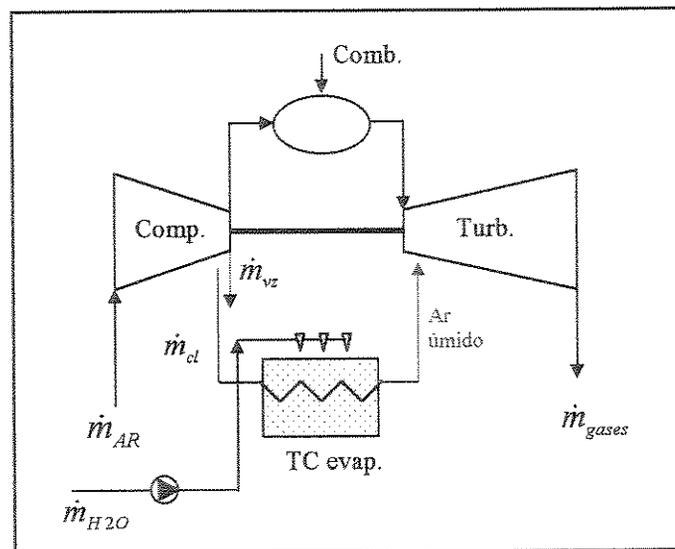


Figura 6.5: Esquema de TG com trocador de calor evaporativo para o fluxo de resfriamento.

Na figura 6.6 encontram-se representados graficamente a temperatura final do ar úmido e a quantidade de água adicionada em função da umidade relativa. A quantidade de água está expressa em percentagem do fluxo mássico de ar “seco” extraído do compressor para resfriamento. Deve-se observar que o conceito de umidade relativa pode ser aplicado apenas até a temperatura crítica da água = 374,14°C, para que o estado termodinâmico do vapor saturado, na pressão parcial em que este se encontra, possa ser determinado.

É interessante notar que uma pequena umidificação (até ~ 20%) provoca grande redução de temperatura do ar seco. Este efeito é explicado pela elevada temperatura inicial do ar seco e elevada pressão de saturação do vapor a esta temperatura, requerendo grande variação de entalpia da água para levá-la à condição de vapor saturado. Com a redução de temperatura da corrente de ar, a pressão de saturação do vapor também diminui e, portanto, o incremento de água necessário para causar uma elevação adicional na umidade relativa é menor.

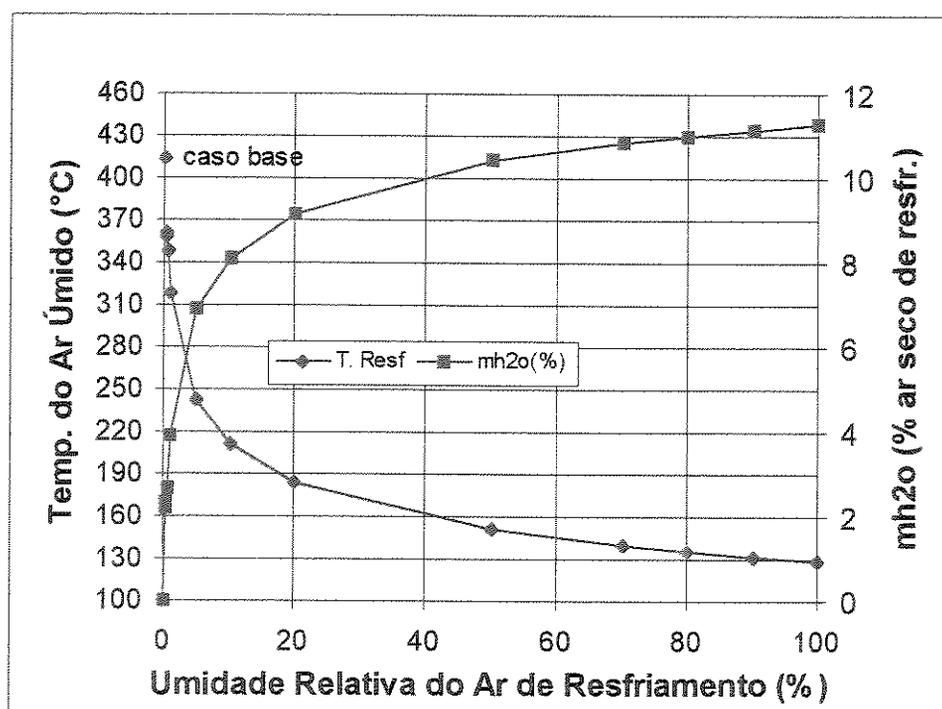


Figura 6.6: Temperatura do fluxo de resfriamento com TC evaporativo.

A tabela 6.3 mostra os valores considerados constantes nesta modelagem, bem como os resultados obtidos para o caso de ar saturado na saída do TC.

Tabela 6.3: Parâmetros de modelagem para o trocador de calor evaporativo.

Temperatura do ar na saída do compressor (“ar seco” - °C)	414,2
Temperatura do ar saturado na saída do TC (°C)	128,6
Fluxo de “ar seco” extraído do compressor (kg/s)	5,1236
Quantidade de água adicionada ao “ar seco” (kg/s)	0,5779
Perda de carga do fluxo de resfriamento da turbina (%)	1,0
Pressão da água ao ser borrifada no TC (MPa)	3,0
Isentrópica da bomba de água (%)	85,0

Para se avaliar comparativamente o efeito da redução de temperatura do fluido de resfriamento através dos trocadores de calor de superfície e evaporativo, foram representados graficamente na figura 6.7 os resultados obtidos por estes dois métodos:

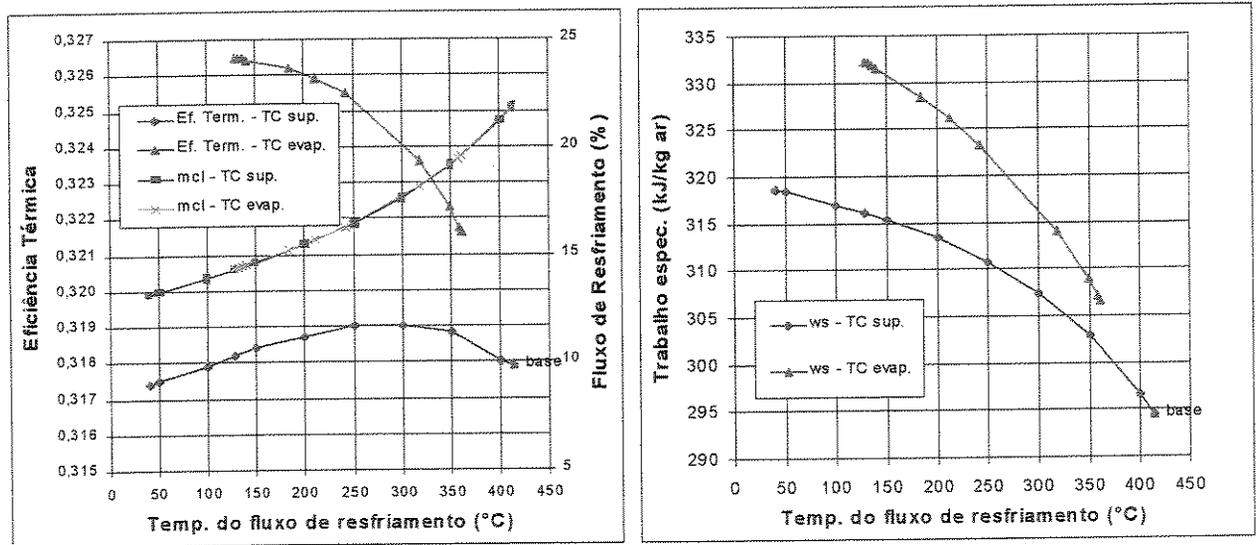


Figura 6.7: Eficiência térmica, fluxo de resfriamento e trabalho específico da TG com os TCs de superfície e evaporativo.

Os parâmetros de desempenho da turbina a gás com o resfriamento evaporativo estão mostrados na tabela 6.4, juntamente com os resultados obtidos pela modelagem da TG com resfriamento por TC de superfície para a mesma temperatura de fluxo de resfriamento das pás (128,6 °C).

Tabela 6.4: Resultados da TG com TC de superfície e evaporativo para o fluxo de resfriamento da turbina.

	TC evaporativo UR = 100%	TC de superfície
Eficiência Térmica (%)	32,65	31,82
Trabalho específico (kJ/kg ar)	332,22	316,03
Temperatura de exaustão (°C)	559,3	560,7
Fluxo de resfriamento (%)	14,36	14,32
Consumo d'água para resfriamento (kg/h)	2080,37	0,00
Temp. ar de resfriamento (°C)	128,6	128,6
Calor específico do ar de resfriamento (kJ/kg.°C)	1,11028	1,02079
CET (°C)	1316,9	1310,9
TIT (°C)	1250,0	1250,0

O resfriamento do fluxo de ar por TC evaporativo resulta em maiores valores de eficiência térmica (0,83%) e trabalho específico (5,51%) do que o resfriamento por TC de superfície devido aos seguintes fatores:

- O calor removido do “ar seco” não é dispensado ao ambiente, mas retorna ao ciclo junto com o ar úmido de resfriamento das partes quentes da turbina;
- O calor específico do ar úmido é maior que o do ar seco, aumentando a entalpia dos gases após a mistura e o trabalho de expansão;
- O maior calor específico do ar úmido permite que se eleve a temperatura máxima do ciclo em 6°C para a mesma temperatura de saída do bocal (TIT = 1250°C);
- O fluxo total de resfriamento permanece praticamente constante para os dois TCs avaliados. Entretanto, considerando a adição de água ao fluxo que passa no TC evaporativo, tem-se que o fluxo extraído do compressor é 9,8% menor e, portanto, maior é o fluxo de gases nos estágios de expansão da turbina.

Estes efeitos de aumento de eficiência térmica e de trabalho específico pela adição de água ao fluido de trabalho são conhecidos e aplicados em ciclos avançados de TG, como o ciclo de recuperação e injeção de água no ar de combustão (Rojas, 2000) e ciclo de turbina a ar úmido (*Humid Air Turbine*), com formação de uma mistura ar-vapor antes da câmara de combustão (Khartchenko, 1998). Estes ciclos empregam turbinas a gás aeroderivativas de elevada taxa de compressão (15 a 48) e temperatura máxima de 1500°C, resultando em eficiências térmicas na faixa de 53 a 57%. Deve ser observado que estes ciclos avançados utilizam injeção de água em todo o ar de combustão, enquanto que a análise efetuada neste item considera a injeção de água apenas para o fluxo de resfriamento das partes quentes da turbina.

6.4 Resfriamento da Turbina por Vapor em Circuito Aberto

Neste item, avalia-se o efeito da substituição do fluido de resfriamento das partes quentes da turbina sobre os parâmetros de desempenho da mesma. O ar extraído do compressor é substituído por vapor, gerado num recuperador de calor dos gases de exaustão, a exemplo do ciclo de potência da turbina W501G (Siemens Westing-House, 1997 – Modern Power Systems, 2001), que consiste numa turbina industrial que utiliza resfriamento da parede da câmara de combustão e do primeiro estágio de expansão com vapor. O vapor se mistura com os gases em expansão após trocar calor com as partes quentes da turbina e por isso, trata-se de um resfriamento por vapor em circuito aberto. Os gases de exaustão desta turbina são utilizados somente para gerar a quantidade de vapor necessária para o resfriamento da mesma.

A figura 6.8 apresenta o esquema do ciclo da TG considerado nesta análise.

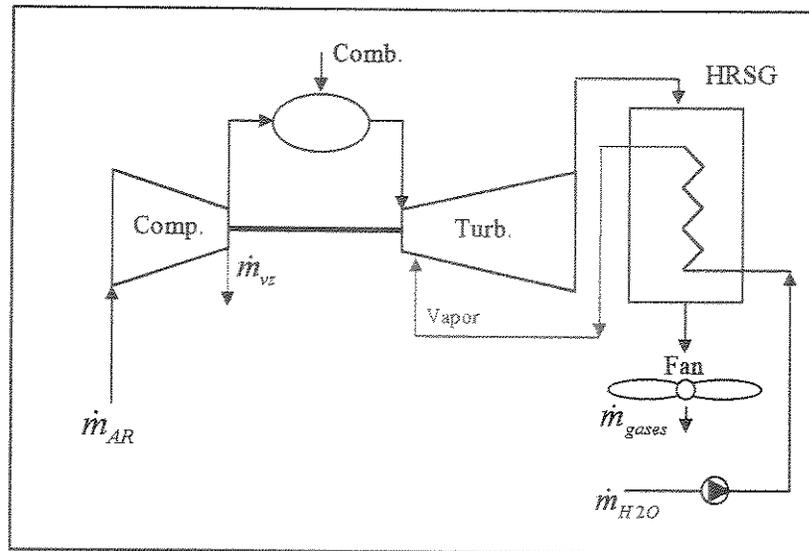


Figura 6.8: Esquema de TG com resfriamento da turbina por vapor em circuito aberto.

Para o cálculo da transferência de calor nas palhetas e determinação do fluxo de vapor necessário para o resfriamento, admitiu-se que o estado de vapor na entrada da turbina é especificado pela pressão de 20 bar com superaquecimento de 20°C. A pressão de vapor deve ser superior à pressão da corrente de gás para evitar que os gases em expansão entrem pelos canais de resfriamento da palheta, e o superaquecimento é desejável para evitar problemas de condensação e erosão nos dutos entre o HRSG e a turbina. Para este nível de pressão e temperatura, o estado termodinâmico do vapor encontra-se próximo à linha de vapor saturado, distanciando-se portanto da hipótese de gás perfeito:

Tabela 6.5: Cálculo comparativo do calor específico do fluido de resfriamento considerando o efeito da pressão do vapor e a hipótese de gás perfeito.

Estado termodinâmico do vapor de resfriamento: T = 232,4°C e P= 20 bar	
Calor específico do vapor (kJ/kg.°C)	2,7124
Calor específico do vapor como gás perfeito (kJ/kg.°C)	1,9577
Diferença (%)	-27,82

A sub-rotina de cálculo das equações de transferência de calor foi alterada para incluir o efeito da pressão do vapor sobre a determinação do calor específico do mesmo (parâmetro C_{p2} da equação 5.31), a fim de garantir um resultado mais preciso do fluxo de resfriamento. Os dados utilizados nesta modelagem e seus resultados são apresentados na tabela 6.6.

Tabela 6.6: Dados de modelagem e resultados da TG com resfriamento por vapor em circuito aberto.

Pressão da linha de vapor (bar)	20,0
Adicional de temperatura de superaquecimento (°C)	20,0
Perda de carga no escoamento do gás no HRSG (%)	1,0
Perda de carga no escoamento da água no HRSG (%)	1,0
Eficiência isentrópica de bombeamento (%)	85,0
Eficiência isentrópica de compressão do ventilador (%)	75,0
Eficiência térmica (%)	38,47
Trabalho específico (kJ/kg ar)	462,32
Temperatura de exaustão (°C)	343,3
Fluxo de resfriamento (%)	11,49
CET (°C)	1337,9
TIT (°C)	1250,0

Os ganhos em eficiência térmica e em potência específica são significativos para este tipo de ciclo, devido à inclusão do recuperador de calor nos gases de exaustão para gerar o vapor necessário para o resfriamento das partes quentes da turbina. Os gases que deixam o recuperador de calor (HRSG) encontram-se a uma temperatura inferior às dos outros ciclos analisados, indicando o melhor aproveitamento de energia do combustível. Pode ser observado que o fluxo de resfriamento também é inferior aos fluxos dos ciclos que utilizam o ar extraído do compressor, demonstrando a maior capacidade do vapor em remover o calor das pás da turbina. O uso de vapor como fluido refrigerante também possibilita elevação da temperatura máxima do ciclo, o que, juntamente com os fatores benéficos já listados no item 6.3.2 sobre a injeção de água no ciclo a gás, contribui para o aumento da eficiência térmica e da potência específica.

Um comentário a ser feito é que todas as variações de técnicas de resfriamento avaliadas nos itens 6.1 a 6.4 para a turbina TG4 utilizaram como base os parâmetros médios característicos de turbinas a gás da tabela 5.6 e os parâmetros geométricos dos estágios de expansão com resfriamento apresentados na tabela 5.7. A adoção no modelo de expansão das hipóteses de secção transversal constante de passagem dos gases pelo primeiro bocal, valor constante do número de Mach do gás na saída do bocal para dado *TIT* e diâmetro médio constante na expansão da turbina implica que os diferentes casos avaliados apresentem valores distintos de secção transversal da turbina, conforme os fluxos de resfriamento extraídos do compressor. Considerando o caso de maior quantidade de fluxo de resfriamento, correspondente a um único ponto de extração na saída do compressor e o caso de resfriamento por vapor, quando não há extração de ar do compressor, observa-se uma variação de 21% na secção transversal do 1º bocal, indicando portanto que a análise efetuada se ateve mais aos aspectos termodinâmicos dos ciclos que aos aspectos construtivos da turbina tomada como base. Caso estivessem disponíveis dados de geometria dos estágios de expansão e das características das técnicas de resfriamento (parâmetro *Z* de tecnologia de convecção, camada de revestimento cerâmico e resfriamento por película) de determinada turbina a gás, a modelagem das técnicas de resfriamento poderia ser efetuada admitindo-se tais parâmetros como referência.

6.5 Resfriamento da Turbina por Vapor em Circuito Fechado

Para o caso de resfriamento das pás da turbina em circuito fechado, o calor rejeitado pelo gás ao fluido refrigerante não é reabsorvido posteriormente na própria turbina a gás e portanto, este calor deve ser computado para cálculo da redução da temperatura total do gás e aumento de entalpia do fluxo de resfriamento, o qual pode ser aproveitado para produzir efeito útil em outro equipamento. Neste caso, cada passo de expansão é subdividido nos processos mostrados na figura 6.9.

- a) Expansão politrópica 1i-2i. A variação da temperatura total dos gases é convertida em variação de velocidade na expansão pelo 1º bocal e em trabalho na expansão pela turbina;

b) Processo isobárico de rejeição de calor $2i-3i$, com redução da temperatura total do gás.

As mesmas relações de transferência de calor apresentadas no capítulo 5 são empregadas para o cálculo do fluxo de resfriamento necessário em cada passo do processo de expansão. A redução da temperatura total, que para o caso de resfriamento em circuito aberto é avaliada no processo de mistura entre os gases em expansão e o fluxo de resfriamento, passa agora a ser avaliada a partir da elevação da entalpia do fluido refrigerante na passagem pela palheta. Como não ocorre mistura, não há perda de carga nem mudança de composição química dos gases em expansão.

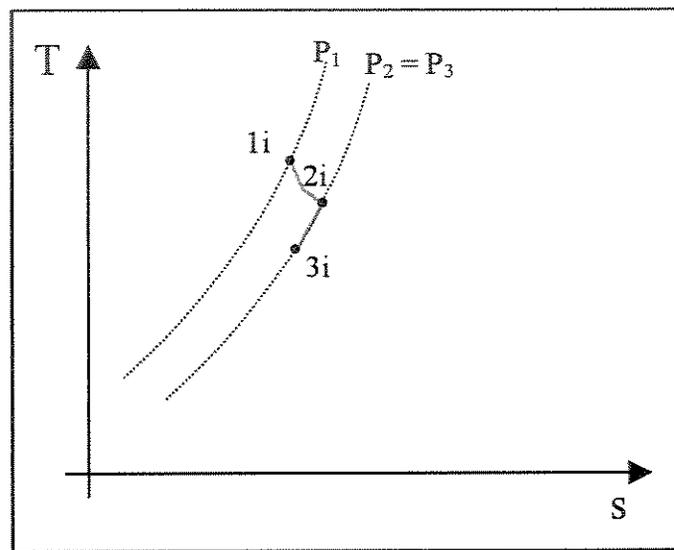


Figura 6.9: Diagrama temperatura-entropia da expansão dos gases com resfriamento em ciclo fechado.

Com o resfriamento dos estágios iniciais de expansão em circuito fechado e eliminação do ar injetado para constituir uma película de proteção das superfícies externas das pás, os gradientes de temperaturas tornam-se maiores, obrigando o emprego de materiais avançados de elevada resistência termo-mecânica, como superligas metálicas monocristalinas e camada de revestimento cerâmico (Smith et al., 2001). Os parâmetros de referência da turbina *TG4* foram mantidos, com exceção do parâmetro de resfriamento por película (r_{fc}) e do fator de Biot do revestimento (Bi_{TBC}), cujos valores admitidos foram: $r_{fc} = 0,0$ e $Bi_{TBC} = 0,5$. A figura 6.10 mostra o esquema da modelagem da turbina *TG4* resfriada com vapor.

Embora o grande benefício do resfriamento da TG com vapor seja obtido num ciclo combinado, devido ao acoplamento adicional existente entre os ciclos a gás e a vapor, investigou-se inicialmente a modelagem isolada da TG para efeitos de comparação com as demais técnicas de resfriamento apresentadas neste capítulo.

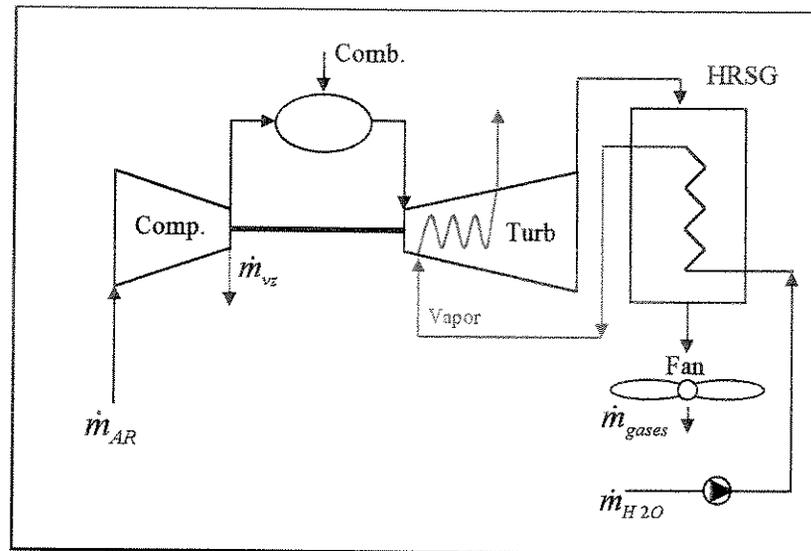


Figura 6.10: Esquema de TG com resfriamento da turbina por vapor em circuito fechado.

Os parâmetros de modelagem do HRSG e o estado termodinâmico do vapor especificado para o esquema da TG com resfriamento em ciclo aberto (pressão = 20 bar e superaquecimento = 20°C) foram mantidos (tabela 6.6). Os resultados desta configuração de ciclo de potência são apresentados na tabela 6.7.

Tabela 6.7: Resultados da TG4 com resfriamento por vapor em circuito fechado.

	<i>TIT</i> = cte	<i>CET</i> = cte
Eficiência térmica (%)	34,15	34,57
Trabalho específico (kJ/kg ar)	371,39	409,89
Temperatura do gás na saída do difusor (°C)	574,8	615,2
Temperatura de exaustão (°C)	384,9	400,0
Fluxo de resfriamento (%)	8,03	9,20
Temp. do vapor na saída (°C)	542,4	526,1
<i>CET</i> (°C)	1261,3	1327,1
<i>TIT</i> (°C)	1250,0	1315,0

Na segunda coluna, podem-se observar os resultados obtidos mantendo-se constante a temperatura total de entrada do 1° rotor, *TIT* = 1250°C. Em relação ao caso base, a eficiência térmica é elevada em mais de 2 pontos percentuais e o trabalho específico aumenta 26%, como resultado da redução do fluxo de resfriamento necessário e da inclusão de um recuperador de calor para gerar o vapor de resfriamento. Como era de se esperar, a utilização do vapor reduz a queda de temperatura total do gás no 1° bocal, fazendo com que *TIT* se aproxime da temperatura máxima do ciclo.

A fim de investigar o efeito positivo do resfriamento com vapor sobre a elevação de *TIT* e o aumento do trabalho total de expansão correspondente, avaliou-se o mesmo ciclo de potência, mantendo-se constante a temperatura máxima do caso base, *CET* = 1327,1°C. Os resultados são apresentados na terceira coluna da tabela 6.7. O fluxo de vapor necessário aumenta, acompanhando a elevação da diferença de temperaturas entre os gases e a superfície externa das palhetas. Apesar da maior taxa de transferência calor, removida do 1° bocal e dos estágios com resfriamento da turbina, a eficiência térmica apresenta um leve aumento, devido ao maior trabalho de expansão causado pela elevação de *TIT* em 65°C. O trabalho específico aumenta 39% em relação ao caso base e 10% em relação ao resfriamento com vapor e *TIT* = 1250°C.

6.5.1 Modelagem da Turbina a Gás da Série H

Fabricantes de turbinas a gás como a *GE Power Systems* e *Siemens Westinghouse* estão desenvolvendo sistemas de ciclos combinados nos quais a turbina a gás já é projetada para ser acoplada a um HRSG para gerar vapor para expansão nas turbinas do ciclo a vapor e para resfriamento das partes quentes da turbina a gás. O acoplamento entre os ciclos a gás e a vapor ocorre em dois pontos do ciclo combinado: no HRSG e nos estágios com resfriamento da turbina a gás. Tais termelétricas são apresentadas como as de maior eficiência térmica na atualidade, atingindo 60% com base no poder calorífico inferior do gás natural (Smith et al., 2001). A *GE* oferece as turbinas da série H (MS7001H e MS9001H) e a *Siemens Westinghouse* apresenta a turbina W501H, que corresponde a um nível avançado da W501G (Modern Power Systems, 2001).

A turbina *TG4*, tomada como referência para avaliação do efeito do resfriamento até o momento, é agora substituída pela turbina da série 9H da *GE* para que seja constituída uma base para a análise de ciclos combinados nos itens 6.6 e 6.7. Os dados característicos da turbina 9H da *GE* são apresentados na tabela seguinte:

Tabela 6.8: Parâmetros da turbina a gás da série 9H.

Fluxo na entrada do compressor, \dot{m}_{AR} (kg/s)	685
Razão de Compressão, β	23
TIT (°C)	1430
ΔT no 1° bocal (°C)	44
Número de estágios de expansão (após o 1° bocal)	4
Estágios com resfriamento a vapor	1° e 2°
Estágio com resfriamento a ar	3°
Estágio sem resfriamento	4°
Potência no gerador do ciclo combinado (MW)	480

Fonte: Nota técnica GER-3936A, Smith et al. (2001).

Os parâmetros de transferência de calor entre os gases e o fluido de resfriamento das pás foram ajustados para reproduzir a queda de temperatura do gás na passagem pelo bocal que antecede o 1º rotor. A esta queda de temperatura acompanha uma elevação da temperatura do vapor utilizado como fluido de resfriamento. A expansão do gás na turbina não corresponde mais a um processo adiabático, já que há uma parcela de calor que é transferida para a parte a vapor do ciclo combinado. O estado termodinâmico do vapor de resfriamento é caracterizado pela pressão de 23,8 bar, valor próximo da pressão do gás nos estágios iniciais de expansão, e por um superaquecimento de 20°C. Esta aproximação de pressões é recomendada para minimizar os gradientes de tensões entre as superfícies externas e internas das pás (Jordal, 2001).

Figura 6.11 mostra o esquema adotado para a modelagem da turbina 9H, com a presença de dois fluidos refrigerantes: vapor para o bocal e os 2 primeiros estágios e ar para o último estágio com resfriamento. Os parâmetros de TC utilizados na modelagem, os quais foram alterados em relação aos parâmetros característicos médios identificados por Consonni (tabela 5.6), e os resultados são apresentado na tabela 6.9.

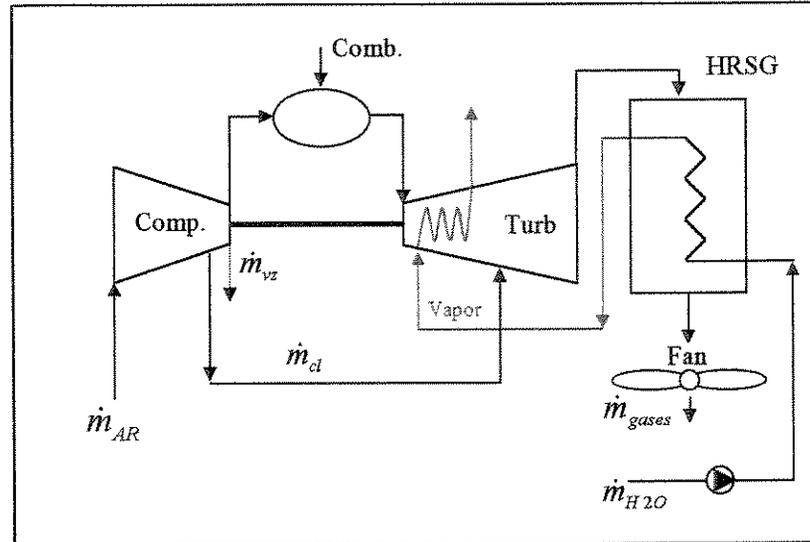


Figura 6.11: Esquema da modelagem da turbina a gás da série 9H.

Tabela 6.9: Parâmetros de transferência de calor e resultados da turbina da série 9H, modelada com resfriamento por vapor e por ar.

<i>Parâmetro de TC</i>	Estágios resfriados a vapor	Estágios resfriados a ar
Parâmetro de tecnologia de convecção, Z	260	100
Fator de Biot da parede da palheta, Bi_{bw}	0,20	0,50
Fator de Biot do revestimento cerâmico, Bi_{TBC}	0,30	0,15
Coef. de resfriamento por película, r_{fc}	0,0	0,25
Temp. máxima das pás do bocal (°C)	850	
Temp. máxima das pás da turbina (°C)	820	800
<i>Resultados de Desempenho</i>	<i>Vapor + Ar</i>	<i>Apenas Ar</i>
Eficiência térmica (%)	37,9	38,0
Trabalho específico (kJ/kg ar)	490,67	373,38
Temperatura de exaustão da Turbina (°C)	596,1	536,6
Vapor de resfriamento (kg/s)	85,66	0,00
Ar de resfriamento (kg/s)	16,31	176,25
Temp. do vapor na saída (°C)	595,7	---
CET (°C)	1474,0	1474,0
TIT (°C)	1430,2	1323,9
Num. estágios com resfriamento (após 1° bocal)	3	1,90

A terceira coluna da tabela 6.9 mostra os resultados obtidos através da modelagem da mesma turbina 9H, porém com todo o fluido de resfriamento composto por ar extraído do último estágio de compressão. Os valores foram gerados mantendo-se a temperatura de saída da câmara de combustão do esquema com resfriamento por vapor. O número de estágios de resfriamento necessário foi calculado admitindo-se os mesmos valores de razão de expansão da turbina com resfriamento por vapor. Como a temperatura do gás diminui mais rapidamente durante os estágios de expansão, devido à mistura com o ar de resfriamento, o número necessário de estágios com resfriamento torna-se menor que para o caso de resfriamento por vapor em circuito fechado. Como o número de estágios com resfriamento é tratado no modelo como um número real, o resfriamento por ar resultou em 1,90 estágios de expansão, seção em que a temperatura de

recuperação do gás em expansão igualou-se à temperatura limite do material. Na prática, isto indica que apenas os dois estágios iniciais de expansão seriam resfriados com ar. O resfriamento a ar requer a extração de 25,7% do fluxo de entrada do compressor, resultando na redução de TIT em 106,3°C, valor próximo ao apresentado em Matta et al. (2000) e ilustrado na figura 5.4. No caso de resfriamento por vapor, a combinação da elevação de TIT com o maior fluxo de gás pelos estágios iniciais de expansão resulta no aumento do trabalho específico em 31,4%. Entretanto, os valores de eficiência térmica da turbina a gás permanecem praticamente os mesmos para os dois modos de resfriamento analisados. Deve ser observado que, embora as temperaturas sejam maiores no caso de resfriamento a vapor, as elevadas vazões nos dois casos de resfriamento resultam em valores similares do parâmetro de dimensão SP (equação 5.3) e por conseqüência, do coeficiente politrópico de expansão, que pela equação 5.7, atinge seu limite superior. Este comportamento eleva a temperatura do gás de exaustão, no caso de resfriamento por vapor, diminuindo o aproveitamento da energia do combustível internamente ao ciclo da turbina a gás. De fato, o grande benefício do resfriamento por vapor em circuito fechado ocorre no ciclo combinado, quando esta maior energia contida nos gases de exaustão é somada ao calor transferido ao vapor durante o resfriamento das pás e fornecida ao ciclo a vapor.

6.6 Análise de Ciclos Combinados Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás

Para a avaliação termodinâmica de ciclos combinados incluindo o processo de resfriamento da TG da série 9H pelo método convencional a AR e por VAPOR em circuito fechado, oito configurações foram investigadas, tomando-se como base a modelagem da turbina da série 9H por estes 2 métodos de resfriamento, cujos resultados são apresentados na tabela 6.9. Os estados termodinâmicos dos gases de exaustão das 2 turbinas serão levemente diferentes devido à perda de carga na passagem pela caldeira de recuperação.

Tabela 6.10: Configurações de ciclos combinados e recuperadores de calor.

CC1	TG resfriada a Ar , HRSG com 1 nível de pressão sem reaquecimento
CC2	TG resfriada a Ar, HRSG com 1 nível de pressão com reaquecimento
CC3	TG resfriada a Ar, HRSG com 2 níveis de pressão sem reaquecimento
CC4	TG resfriada a Ar, HRSG com 2 níveis de pressão com reaquecimento
CC5	TG resfriada a Ar, 2ª opção de HRSG com 2 níveis de pressão sem reaquecimento
CC6	TG resfriada a Ar, 2ª opção de HRSG com 2 níveis de pressão com reaquecimento
CC7	TG resfriada a Vapor, HRSG com 1 nível de pressão com reaquecimento
CC8	TG resfriada a Vapor, HRSG com 2 níveis de pressão com reaquecimento

A figura 6.12 ilustra o esquema do ciclo a vapor considerado na configuração CC1 e o esquema 6.13 apresenta o arranjo dos trocadores de calor para as duas opções de HRSG com dois níveis de pressão: CC3 e CC5. No caso de reaquecimento do vapor após a expansão na turbina de alta pressão, admite-se que o vapor retorna ao HRSG num trocador de calor paralelo ao superaquecedor de alta pressão.

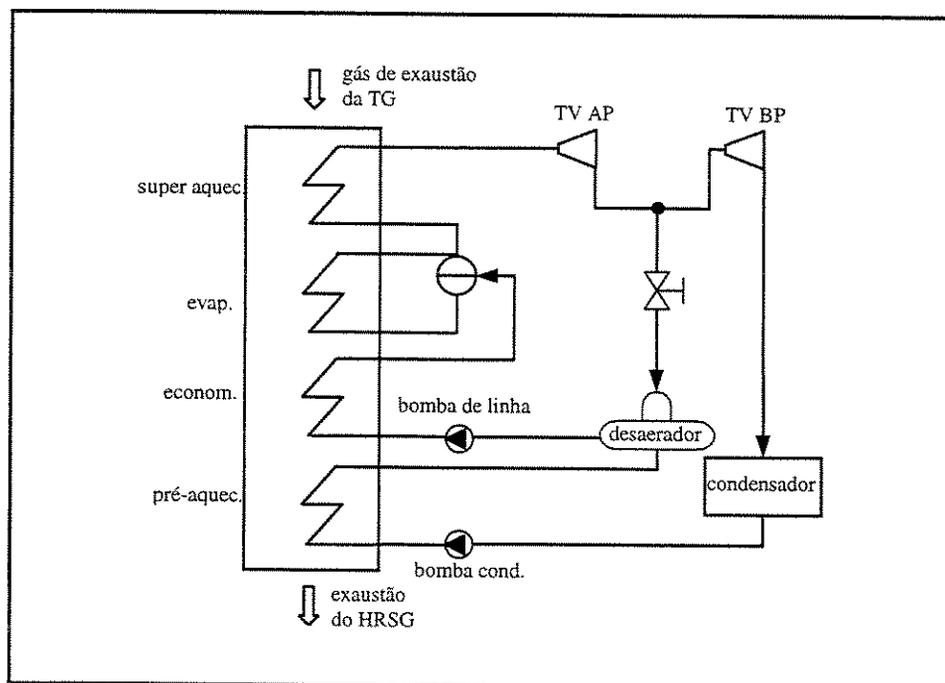


Figura 6.12: Ciclo a vapor para a configuração CC1.



Figura 6.13: Esquema de HRSG para as configurações CC3 e CC5.

No caso de resfriamento da TG por vapor em circuito fechado, considera-se que do vapor extraído da turbina de alta pressão a 23,8 bar, o fluxo necessário ao resfriamento é conduzido às partes quentes da TG e o restante retorna ao HRSG para reaquecimento. Estes dois fluxos de vapor se misturam após sofrerem o reaquecimento para serem expandidos na turbina de pressão intermediária. Ao contrário da hipótese admitida para o estado do vapor de resfriamento conhecido na análise da turbina da série 9H isolada do ciclo a vapor ($P = 23,8$ bar com superaquecimento de 20°C), a temperatura do vapor extraído da turbina de alta pressão depende da temperatura máxima do ciclo a vapor, que por sua vez, depende da temperatura de exaustão dos gases da turbina, que depende da temperatura do fluxo de vapor de resfriamento. Este comportamento exigiu a implementação de um método iterativo adicional para a determinação do estado do vapor de resfriamento e do fluxo necessário para ser conduzido à TG.

Os valores de perda de carga dos gases e do vapor pelo HRSG, as diferenças de temperatura e as pressões de extração de vapor e do condensador foram mantidas constantes para todas as configurações analisadas.

Tabela 6.11: Parâmetros característicos para o HRSG e ciclo a vapor.

Perda de carga no escoamento do gás (%)	2,0
Perda de carga no economizador (%)	2,0
Perda de carga no evaporador (%)	3,0
Perda de carga no superaquecedor (%)	0,5
Perda de carga no reaquecedor (%)	1,0
Perda de carga no escoamento do vapor pelos canais das pás da TG (%)	1,0
<i>Approach point</i> no economizador (°C)	5
<i>Pinch point</i> no evaporador (°C)	8
Diferença terminal ou <i>approach</i> no superaquecedor e reaquecedor (°C)	30
Eficiência isentrópica de expansão na turbina de alta pressão	0,87
Eficiência isentrópica de expansão na turbina de pressão intermediária	0,87
Eficiência isentrópica de expansão na turbina de baixa pressão	0,90
Pressão do condensador (bar)	0,05
Pressão da bomba de alimentação (bar)	1,20
Pressão de extração da turbina de alta pressão para reaquec. / resfriam. da TG (bar)	23,8
Pressão de extração para reaquec. das config. de TG resf. a ar: CC2, CC4 e CC6 (bar)	20,0
Linha de baixa pressão (bar)	5,00
Valor mínimo admitido para título do vapor na entrada do condensador	0,87
Valor mínimo admitido para temperatura de exaustão do HRSG (°C)	105
Eficiência mecânica do gerador elétrico	0,99

Com estes parâmetros do ciclo a vapor e o estado do gás na entrada do HRSG, a temperatura máxima do vapor torna-se determinada. A pressão na entrada da turbina de alta pressão, entretanto, pode ser variada, buscando-se a máxima eficiência térmica do ciclo combinado. A figura 6.14 ilustra a variação da eficiência térmica e da temperatura de exaustão do gás do HRSG da configuração CC1 em função da pressão máxima do ciclo a vapor.

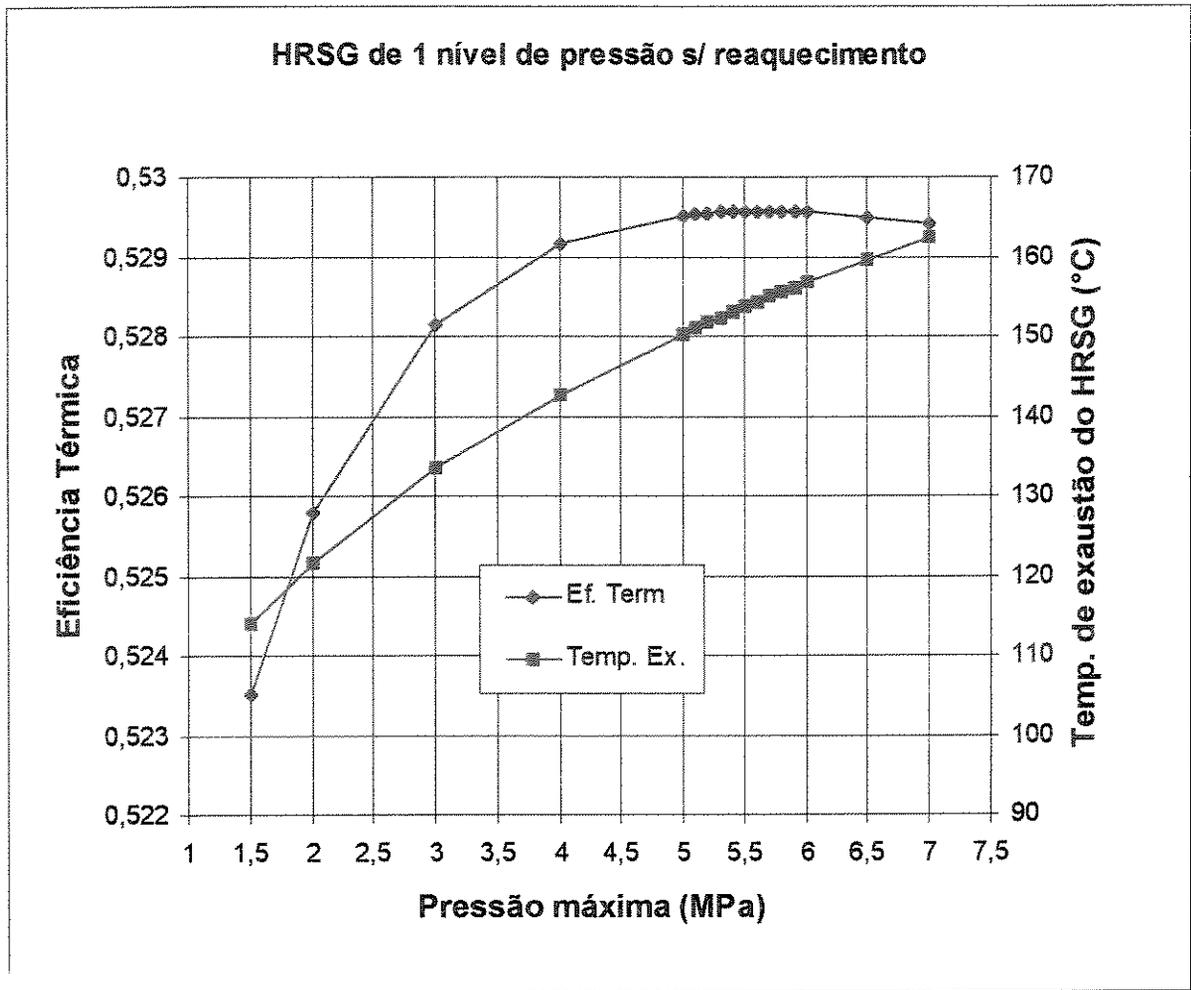


Figura 6.14: Eficiência térmica do ciclo combinado e temperatura de exaustão para a configuração CC1.

A tabela 6.12 apresenta os resultados da modelagem das oito configurações, já com a pressão máxima do vapor otimizada:

Tabela 6.12: Desempenho de ciclos combinados com diferentes configurações de HRSG e TGs resfriadas a Ar e a Vapor em circuito fechado.

Config.	Efic. Term (%)	W_{ger} (MW)	$T_{exaustão}$ (°C)	Temp. TV AP (°C)	Pres. TV AP (bar)	\dot{m} vap. TV AP (kg/s)	Tít. saída TV BP
CC1	52,96	356,20	154,3	510,4	56	89,78	0,87
CC2	53,10	357,13	154,0	510,4	41	83,69	0,93
CC3	53,89	362,47	117,9	510,4	52	90,23	0,87
CC4	54,78	368,45	107,5	510,4	123	66,53	0,91
CC5	54,17	364,36	110,1	510,4	99	80,10	0,87
CC6	54,59	367,19	108,9	510,4	93	64,23	0,94
CC7	57,38	508,94	150,9	570,6	165	104,93	0,97
CC8	58,22	516,39	110,5	570,6	165	101,34	0,96

Na configuração CC1, a pressão máxima ótima do vapor de 56 bar foi determinada com o título do vapor na saída da turbina de baixa pressão coincidindo com o limite mínimo admitido. Para as demais configurações de HRSG sem reaquecimento, CC3 e CC5, a pressão máxima teve que ser limitada pela restrição de título mínimo, sendo que a eficiência térmica ainda apresentava comportamento crescente em função da pressão de admissão de vapor na turbina de alta pressão. A análise da temperatura de exaustão revela que as configurações de HRSG de um nível de pressão (CC1, CC2 e CC7) são as que apresentam menor aproveitamento da exergia dos gases na saída da TG. As configurações com dois níveis de pressão reduzem a temperatura de exaustão do HRSG, indicando um maior fornecimento de calor dos gases ao ciclo a vapor.

Na configuração CC2, a inclusão de reaquecimento do vapor reduziu a pressão máxima ótima do ciclo, resultando em pequeno ganho na eficiência térmica. Com a temperatura máxima do vapor limitada pela temperatura de exaustão da turbina a gás resfriada a ar (540,4°C) e pelo valor de *approach* de 30°C adotado para o superaquecedor e reaquecedor, a elevação da pressão de vapor acarreta em redução do fluxo de vapor produzido e aumento da temperatura de exaustão do HRSG. A inclusão do reaquecimento mostrou-se mais adequada para as configurações de dois níveis pressão.

Na comparação entre as duas opções de HRSG com dois níveis de pressão sem reaquecimento (CC3 e CC5), é interessante observar que a configuração CC5 eleva a condição de título mínimo para maiores valores de pressão máxima do ciclo, possibilitando um pequeno ganho na potência e na eficiência térmica do ciclo combinado. Já na comparação entre as duas opções de HRSG com reaquecimento (CC4 e CC6), a 1ª opção apresenta a pressão ótima mais elevada, 123 bar, resultando em maiores potência e eficiência térmica.

Para os ciclos combinados que utilizam o resfriamento a vapor da turbina a gás (CC7 e CC8), a seleção da pressão de admissão do vapor na turbina de alta pressão não foi limitada pela temperatura mínima de exaustão dos gases ou título mínimo de entrada no condensador, sendo que a eficiência térmica do ciclo combinado ainda apresentava comportamento crescente com a pressão máxima do ciclo a vapor. A pressão alta do ciclo de 165 bar foi selecionada por corresponder ao valor declarado pela GE para esta configuração de ciclo combinado.

Comparando-se as configurações mais simples e mais complexa de HRSG, observa-se um acréscimo de mais de 5% na eficiência térmica e um aumento de 45,0% (160,2 MW) na potência da planta do ciclo combinado para a configuração CC8 em relação à configuração CC1. Do aumento total de potência, 80,9 MW são provenientes da turbina a gás devido à eliminação do resfriamento a ar nos estágios iniciais de expansão e 70,9 MW devem-se à maior potência do ciclo a vapor, obtida pela maior quantidade de vapor e elevação de temperatura máxima devido à maior temperatura dos gases de exaustão da turbina e melhor aproveitamento do calor fornecido ao ciclo a vapor no HRSG com dois níveis de pressão.

Os ciclos combinados da série 9H oferecidos pela GE possuem um HRSG com três níveis de pressão e reaquecimento, conforme pode ser observado na figura 6.15. Além dos acoplamentos entre os ciclos a gás e a vapor considerados na análise das configurações CC7 e CC8, o ciclo combinado da figura 6.15 inclui a extração de água do economizador do nível intermediário de pressão para a redução de temperatura do fluxo de ar extraído do compressor para resfriamento da turbina e pré-aquecimento do combustível antes de ser injetado na câmara de combustão. Estes dois acoplamentos adicionais contribuem para o aumento da eficiência térmica de toda a instalação.

Além do desenvolvimento de novas ligas metálicas e revestimentos cerâmicos para as pás da turbina a gás, o emprego do resfriamento por vapor em circuito fechado apresenta alguns obstáculos que requerem cuidados especiais, como:

a) controle, alimentação e retorno do vapor para as pás dos estágios estacionários e rotativos. Segundo nota técnica da GE (Smith et al., 2001), o vapor é distribuído e retornado pelo eixo do rotor da turbina a gás;

b) “pureza” do vapor utilizado para o resfriamento, para evitar a formação de depósitos obstruindo os canais internos das pás e início de corrosão.

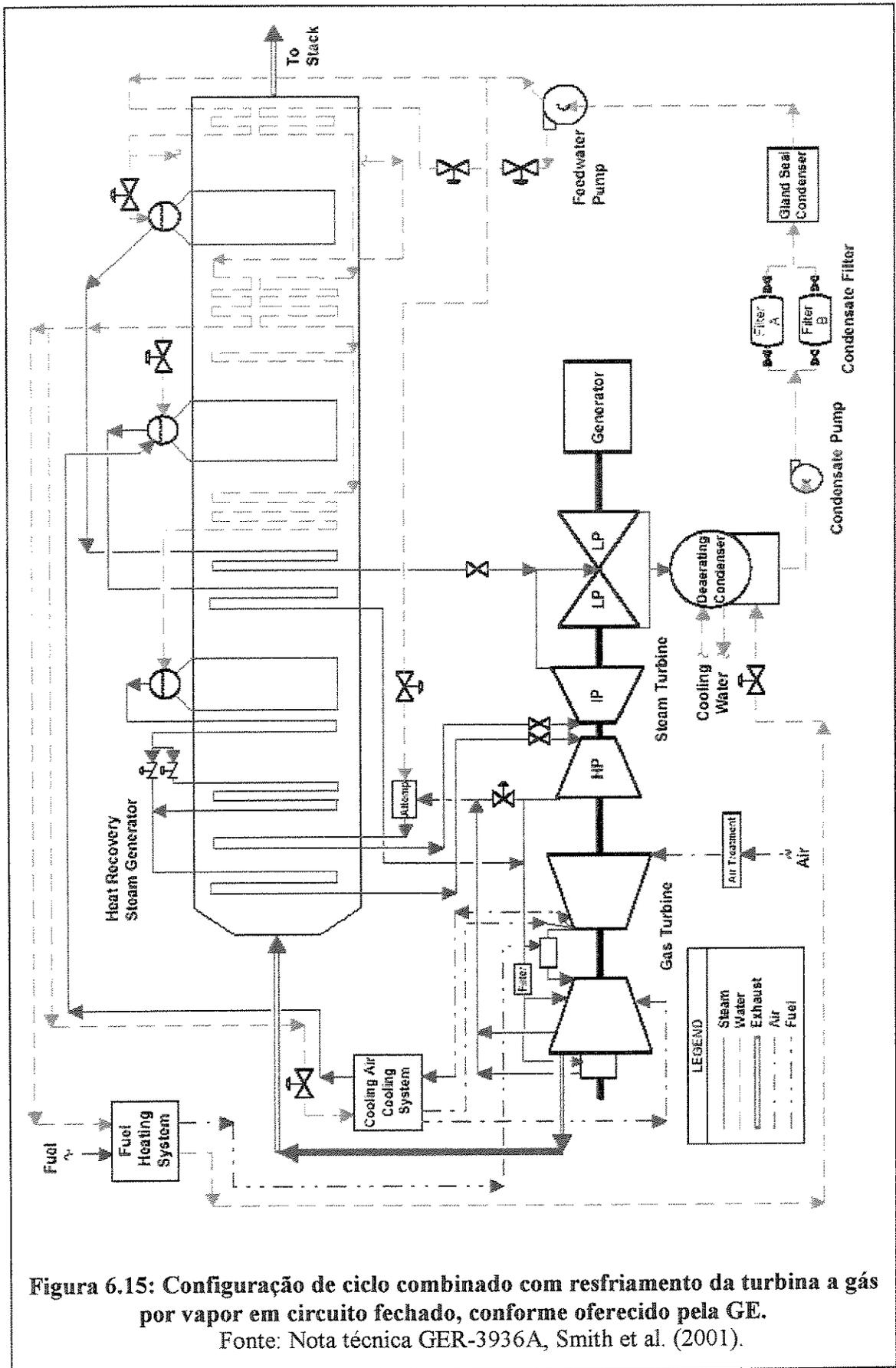


Figura 6.15: Configuração de ciclo combinado com resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado, conforme oferecido pela GE.
 Fonte: Nota técnica GER-3936A, Smith et al. (2001).

6.7 Análise Exergética de Ciclos Combinados Incluindo o Resfriamento da Turbina a Gás

As configurações de ciclo combinado CC4 e CC8 foram analisadas pela Segunda Lei da Termodinâmica para identificação das perdas de exergia ocorridas em cada equipamento e comparação entre as duas modalidades de resfriamento da turbina a gás.

Na figura 6.16, pode-se observar o resultado do balanço exergético global, para um volume de controle envolvendo toda a instalação. A exergia total de entrada foi distribuída entre trabalho útil disponível no gerador elétrico, irreversibilidade interna de cada unidade de potência e exergia do gás na saída.

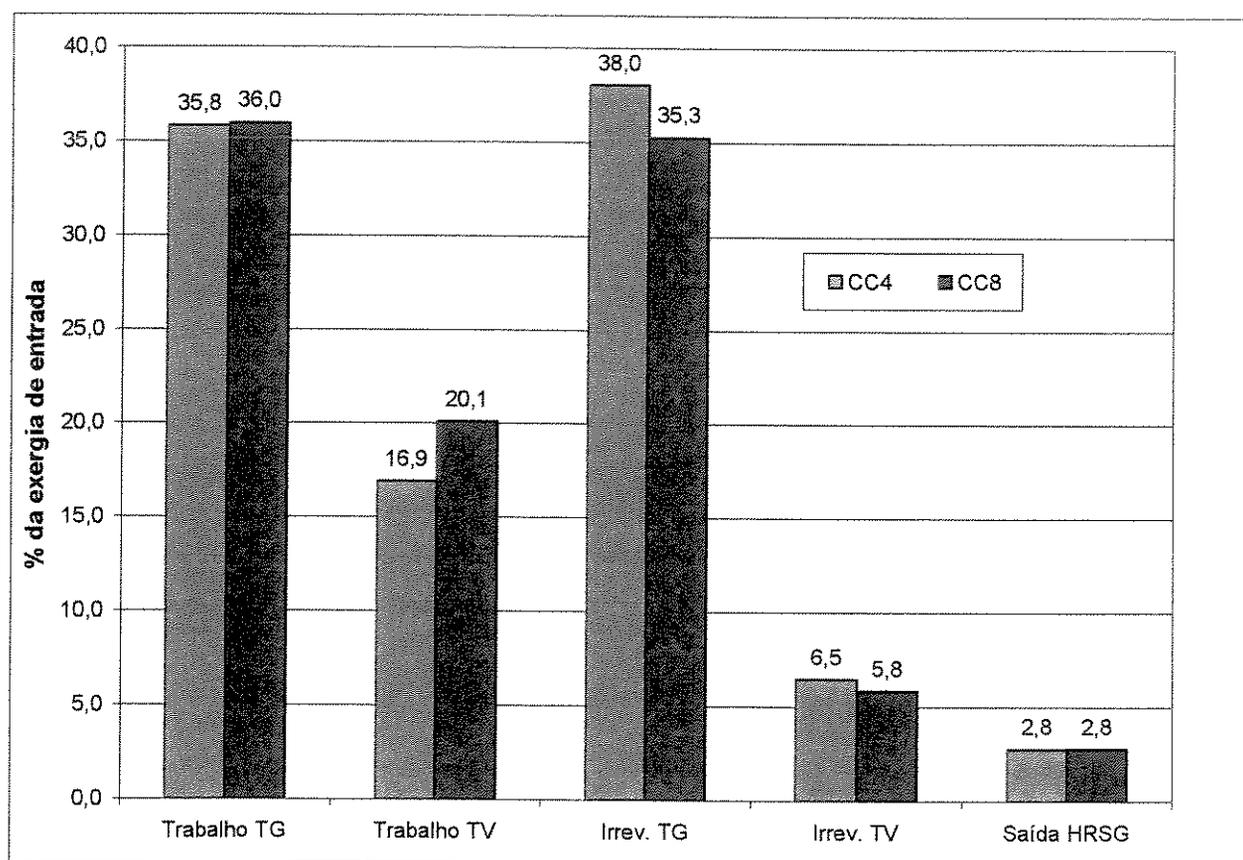


Figura 6.16: Distribuição da exergia total de entrada para as configurações CC4 e CC8.

As duas configurações analisadas apresentam o mesmo percentual de exergia total de entrada em forma de trabalho da turbina a gás. Apesar da menor irreversibilidade interna relativa para a turbina a gás com resfriamento a vapor, a exergia dos gases de exaustão da turbina da

configuração CC8 é superior, aproximando, portanto, as eficiências de 2ª Lei das duas turbinas a gás. A irreversibilidade relativa interna do ciclo a vapor da configuração CC8 é 0,7% inferior à do CC4, o que acompanhado da maior exergia disponível na entrada do HRSG, resulta em maior trabalho disponível no gerador da turbina a vapor. A soma dos percentuais de trabalho gerado nos ciclos a gás e a vapor corresponde à eficiência de Segunda Lei do ciclo combinado: 52,7% para a configuração CC4 e 56,1% para a CC8.

O gráfico da figura 6.17 apresenta as perdas de exergia de cada componente da instalação em percentagem da exergia total de entrada. Como a temperatura máxima da turbina a gás foi mantida constante nos dois casos, as irreversibilidades das câmaras de combustão são equivalentes, 23,7%, e por isso, não estão mostradas no gráfico para melhor ajuste da escala aos outros equipamentos. As irreversibilidades das três bombas do ciclo a vapor (condensado, linha de baixa pressão e linha de alta pressão) e dos misturadores de vapor são inferiores a 0,1% da exergia de entrada e, por isso, também foram omitidas do gráfico.

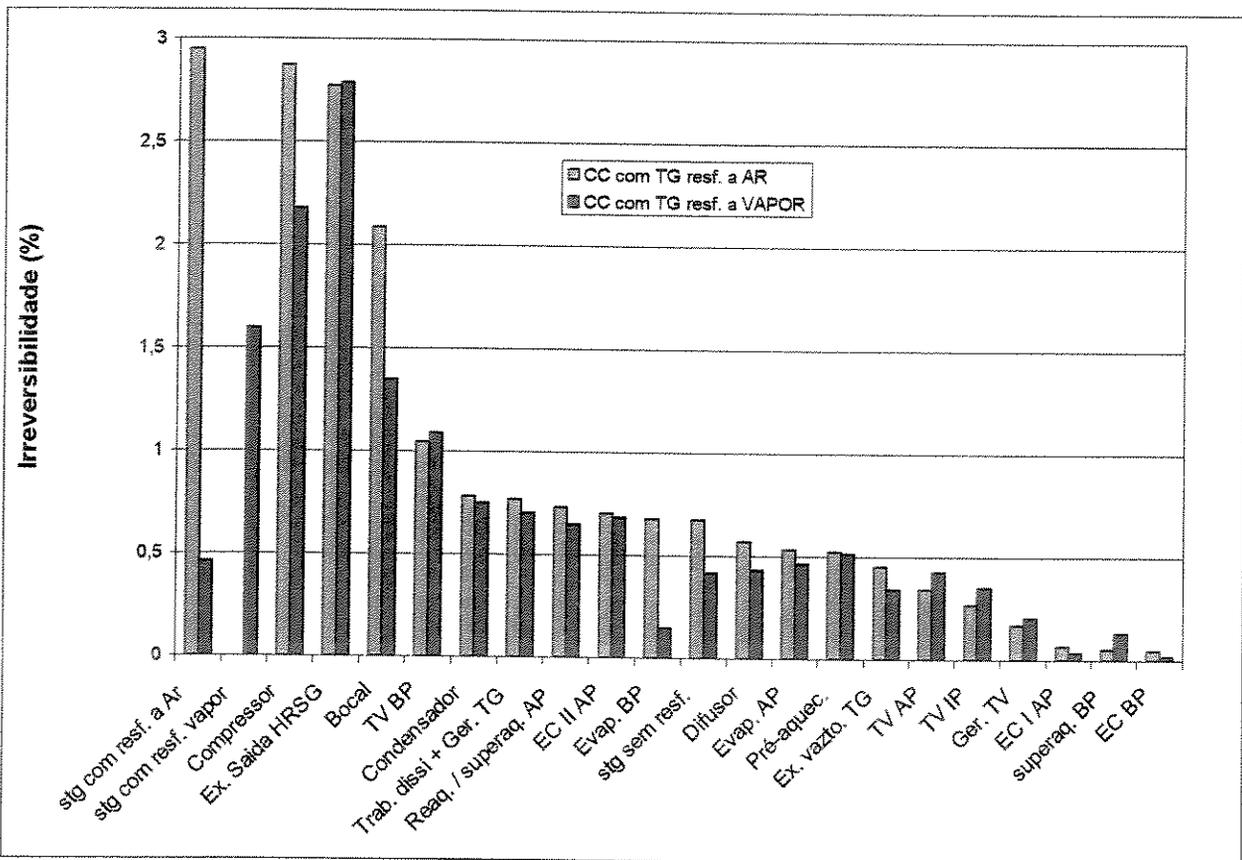


Figura 6.17: Distribuição de irreversibilidades para os equipamentos dos ciclos combinados das configurações CC4 e CC8.

A figura revela que as maiores diferenças de irreversibilidade relativa ocorrem no 1º bocal e nos estágios com resfriamento da turbina a gás. Os compressores das TGs das duas configurações possuem aproximadamente a mesma irreversibilidade absoluta, entretanto, como o fluxo de ar de resfriamento extraído do compressor da CC4 é maior, o fluxo de combustível e a quantidade de exergia admitida no ciclo pela câmara de combustão são menores, tornando maior a irreversibilidade relativa do compressor. O evaporador de baixa pressão da CC4 apresenta uma irreversibilidade relativa 0,5% superior ao mesmo equipamento da configuração CC8 devido ao maior fluxo de vapor da linha de baixa e à maior diferença de temperaturas observada entre o gás na entrada e o vapor saturado na saída do evaporador.

Como foi observado que a maior diferença de perdas de exergia entre as duas configurações encontra-se localizada nos estágios iniciais de expansão com resfriamento, avaliou-se a origem destas irreversibilidades, subdividindo-a em quatro categorias:

- Irreversibilidade de expansão;
- Irreversibilidade devido à transferência de calor entre os gases em expansão e o fluxo de resfriamento;
- Irreversibilidade devido às perdas de carga do fluxo de resfriamento e do gás;
- Irreversibilidade devido à mistura do gás com o fluxo de resfriamento.

Para avaliação destas diferentes categorias de irreversibilidade, cada passo do processo de expansão foi subdividido em quatro módulos, contemplando os processos termodinâmicos correspondentes. A figura 6.18 ilustra o esquema adotado para um passo da expansão de um estágio rotativo da turbina resfriada a ar. No primeiro módulo, acontece a expansão do gás conforme o coeficiente politrópico do estágio em análise. No segundo módulo, ocorre a transferência de calor até a temperatura de equilíbrio que seria obtida após a mistura. No terceiro módulo, avaliam-se as perdas de carga do fluxo de resfriamento e do gás em expansão, à temperatura de equilíbrio do módulo anterior. No quarto módulo, ocorre a mistura das duas correntes que já se encontram à mesma temperatura e pressão. As perdas de exergia advindas do bombeamento do ar de resfriamento nos estágios rotativos foram incorporadas à irreversibilidade de perda de carga.

Para o resfriamento das pás da turbina com vapor, o quarto módulo não é necessário já que não há mistura com o gás em expansão. Entretanto, para se fechar o balanço exergético do bocal dos estágios da turbina resfriados com vapor, é necessário considerar um misturador de correntes de vapor após o resfriamento, para se avaliar a irreversibilidade da mistura destas duas correntes, inicialmente a diferentes temperaturas.

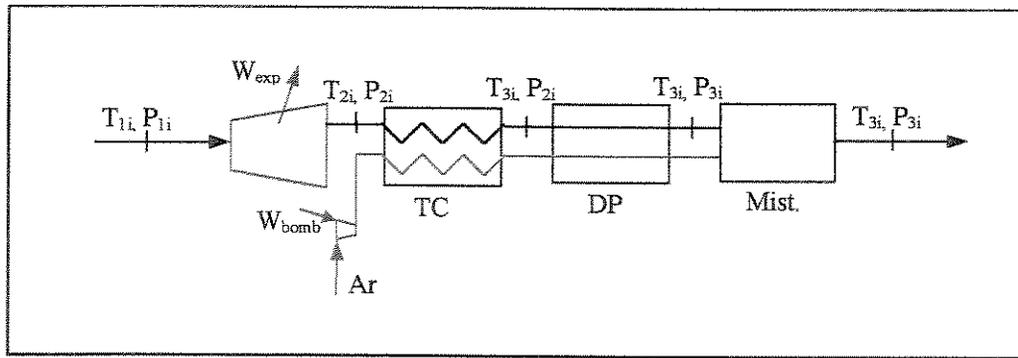


Figura 6.18: Esquema para avaliação das irreversibilidades de um estágio de expansão rotativo com resfriamento a ar.

A figura 6.19 mostra as quatro categorias de irreversibilidade para os dois modos de resfriamento das turbinas a gás das configurações CC4 e CC8.

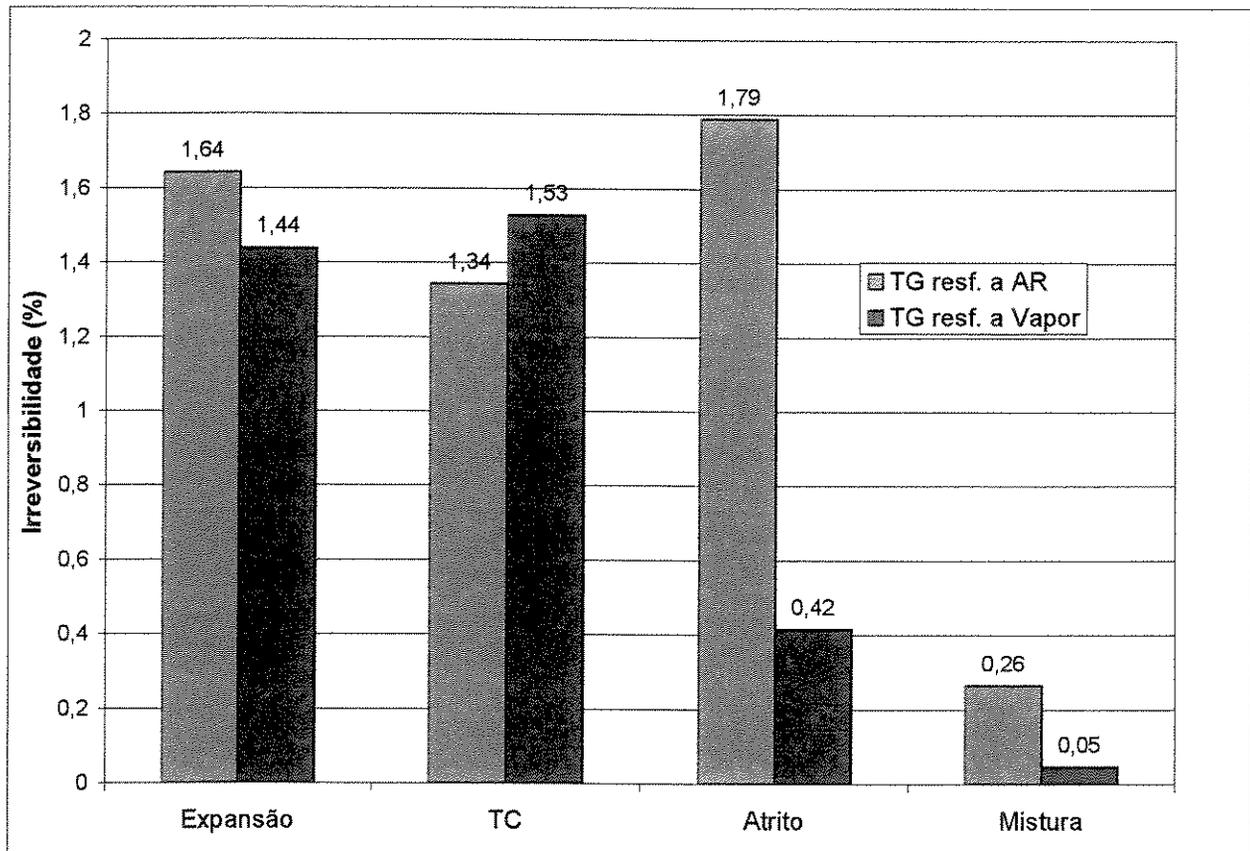


Figura 6.19: Categorias de perdas de exergia dos estágios de expansão com resfriamento.

A soma das irreversibilidades relativas dos estágios com resfriamento a ar da TG da CC4 é 1,6% superior à irreversibilidade total dos estágios com resfriamento da TG da CC8, sendo que

as maiores contribuições para a existência desta diferença devem-se aos processos de perda de carga e mistura. Como todo o fluxo de ar para o resfriamento da turbina é extraído do último estágio de compressão, as irreversibilidades devido à perda de carga tornam-se maiores à medida que se avança nos estágios de expansão e a diferença de pressões entre as correntes de gás e o fluxo de resfriamento aumenta. Uma maneira de se reduzir esta fonte de irreversibilidade consiste em aumentar o número de pontos de extração do compressor, conforme analisado no item 6.1.

Os estágios resfriados a vapor possuem menor irreversibilidade de expansão devido ao maior fluxo de gás e maior coeficiente politrópico de expansão correspondente. Apesar do fluxo de vapor de resfriamento ser menos que a metade do fluxo de ar necessário para manter a temperatura das pás da turbina abaixo do limite do material, a irreversibilidade relativa de transferência de calor é maior. Isto pode ser explicado por dois motivos que contribuem para a redução da diferença de temperaturas entre as duas correntes durante o processo de transferência de calor, no caso do resfriamento da TG por ar:

- a) o fluxo de ar de resfriamento encontra-se numa temperatura superior à do vapor extraído a 23,8 bar da turbina a vapor de alta pressão, portanto, numa temperatura mais próxima do gás em expansão;
- b) no processo idealizado para avaliação da irreversibilidade da transferência de calor dos estágios resfriados a ar, as duas correntes deixam o módulo de TC à mesma temperatura.

As perdas de exergia associadas ao resfriamento da turbina a gás (excluindo-se o processo de expansão) na configuração CC4 correspondem a 3,4% da exergia total do combustível, enquanto que a irreversibilidade devido ao resfriamento da turbina a gás na configuração CC8 corresponde a 2,0%.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

A partir das análises termodinâmicas dos capítulos 4 a 6, pode-se concluir que o modelo computacional desenvolvido mostrou-se adequado para a investigação de ciclos de potência envolvendo turbinas a gás. As hipóteses simplificadoras admitidas para modelagem termodinâmica dos processos da turbina a gás, como mistura ideal de gases e reação completa de combustão com congelamento da composição química dos produtos, não causaram desvios em relação aos resultados de desempenho encontrados na literatura.

A adaptação e implementação do modelo de Consonni (1992) de expansão dos gases pela turbina com transferência de calor permitiu a análise do efeito do resfriamento da turbina sobre os parâmetros de desempenho da mesma: o aumento do número de pontos do compressor para extração do fluxo de resfriamento reduz o fluxo de resfriamento necessário e diminui o trabalho de compressão, sendo que a determinação destes pontos de extração do compressor deve ser otimizada em função do perfil de pressão e temperatura dos gases em expansão. Foi possível quantificar os ganhos em eficiência térmica e em potência obtidos pela redução de temperatura do fluxo de ar de resfriamento extraído do compressor e pelo aumento da temperatura máxima admitida para o material das pás da turbina a gás. Para um fluxo de resfriamento constante, a elevação da temperatura limite das pás causa uma elevação superior na temperatura máxima do ciclo a gás e na temperatura de entrada do primeiro rotor. Além disso, esta elevação de temperatura do material é transferida à temperatura dos gases de exaustão da turbina, o que permite um aumento da eficiência do ciclo a vapor, no caso de acoplamento com uma caldeira de recuperação de calor.

Na adaptação do modelo para análise do resfriamento por vapor da turbina a gás, constatou-se a necessidade de se abandonar a hipótese de gás perfeito para o cálculo de calor específico do vapor d'água, devido à aproximação com a linha de saturação do vapor. Para o caso de resfriamento da turbina por vapor em circuito aberto, verificou-se que o fluxo de vapor necessário é inferior ao fluxo de resfriamento da turbina convencional, quando se utiliza ar extraído do compressor. As vantagens do resfriamento por vapor em circuito aberto foram comprovadas pela elevação na eficiência térmica e na potência da turbina a gás, como resultado da maior temperatura máxima do ciclo para temperatura de entrada do primeiro rotor constante, de maior fluxo de gás pelos estágios de expansão e do aumento do calor específico do gás.

Na investigação do resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado, foi possível quantificar os benefícios desta técnica de resfriamento em relação ao resfriamento convencional, como: redução da queda de temperatura do gás na passagem pelo primeiro bocal, fazendo com que a temperatura de entrada do primeiro rotor se aproxime da temperatura máxima do ciclo; aumento do fluxo de gás em expansão pela turbina; eliminação da perda de carga no processo de mistura entre os gases em expansão e o fluxo de resfriamento; elevação da temperatura de exaustão dos gases. Na integração do ciclo a gás com o ciclo a vapor foi onde o efeito positivo da elevação da temperatura dos gases de exaustão ficou mais evidenciado.

A análise termodinâmica das diferentes configurações dos ciclos combinados mostrou que o emprego do recuperador de calor com mais de um nível de pressão eleva a eficiência térmica em mais de 2% para o caso de turbina a gás resfriada a ar. Uma elevação superior a 5% no rendimento energético do ciclo combinado foi observada com a utilização do resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado e gerador de vapor com dois níveis de pressão, em relação à configuração com turbina a gás resfriada a ar e gerador de vapor com um nível de pressão.

A comparação entre dois tipos de recuperadores de calor de dois níveis de pressão de vapor revelou a importância que deve ser dada ao projeto e seleção deste equipamento conforme as pressões e temperaturas das linhas de vapor, das restrições de título mínimo do vapor na entrada

do condensador e da temperatura mínima de exaustão do gás e da aplicação com ou sem reaquecimento.

As duas configurações de ciclos combinados com maior eficiência térmica, envolvendo turbinas a gás resfriadas por ar e por vapor, foram avaliadas pela Segunda Lei da Termodinâmica. O resfriamento da turbina a gás por vapor aumentou em 3,4% a eficiência exergética do ciclo. A avaliação das irreversibilidades geradas em cada componente do ciclo combinado revelou que as maiores diferenças entre as duas configurações localizam-se nos estágios iniciais de expansão com resfriamento da turbina a gás. Um modelo para determinação das fontes de irreversibilidades nos estágios de expansão foi implementado, permitindo-se identificar que os processos de perda de carga e mistura da turbina a gás resfriada a ar são os maiores responsáveis pelas diferenças de irreversibilidades observadas.

Apesar das vantagens obtidas com o resfriamento da turbina a gás por vapor em circuito fechado, deve-se ressaltar as dificuldades técnicas desta aplicação conforme discutido no capítulo 6.

Como sugestões para trabalhos futuros, podem-se citar:

a) inclusão de curva característica do compressor da turbina a gás, para avaliação mais precisa do efeito da redução do fluxo de ar de resfriamento. Um maior fluxo de ar pelo compressor provoca elevação da razão de pressão, aumentando a eficiência térmica e reduzindo o trabalho específico. O aumento da razão de pressão pode fazer com que o ponto de operação do compressor se aproxime da linha de *surge*, limitando portanto, a redução do fluxo de ar extraído do compressor;

b) validação e calibração do modelo de transferência de calor nas pás da turbina para o caso de resfriamento por vapor em circuito fechado. Os dados de fluxos de resfriamento são escassos na literatura técnica, principalmente quando se trata de resfriamento por vapor em circuito fechado. As análises efetuadas no capítulo 6 para a turbina da série H partiram do ajuste de parâmetros do modelo com o conhecimento que: as pás dos estágios resfriados a vapor devem possuir uma camada mais efetiva de revestimento cerâmico, o coeficiente de resfriamento por

película é nulo e que a queda de temperatura no primeiro bocal é de 44°C. O ajuste de parâmetros do modelo de transferência de calor poderia ser melhor efetuado com dados de geometria das pás, características dos escoamentos do gás e do vapor pelos canais de resfriamento, fluxo mássico e estados do vapor de resfriamento na entrada e na saída da turbina a gás. Realizado este ajuste, a extensão do modelo às outras condições de operação poderiam ser melhor avaliadas;

c) inclusão de um fator para avaliar a variação do coeficiente politrópico de expansão em função da injeção do fluxo de resfriamento pela borda de fuga das pás e da formação da película de ar sobre as mesmas, a fim de se considerar o efeito destes distúrbios no escoamento dos gases em expansão. O emprego deste fator diferenciaria os coeficientes de expansão de uma mesma turbina sendo avaliada com as técnicas de resfriamento por ar e por vapor;

d) recalibração dos coeficientes das equações 5.7 e 5.8, que expressam os coeficientes politrópicos de expansão e compressão em função do parâmetro de dimensão SP , com os dados disponíveis de turbinas a gás modernas;

e) elaboração de uma interface mais amigável para o modelo computacional, considerando as diferentes alternativas de avaliação propostas neste trabalho, manuseio mais fácil dos dados fornecidos como entrada e visualização dos resultados. O programa pode ser disponibilizado posteriormente para pesquisa e análise com fins educacionais;

f) Aplicação da teoria da Termoeconomia para identificação e otimização dos custos associados à irreversibilidade dos equipamentos do ciclo combinado com a turbina a gás resfriada por vapor em circuito fechado;

g) Todas as configurações de ciclos de potência avaliadas neste trabalho foram calculadas a partir do método seqüencial iterativo, sendo que para cada nível de combinação dos módulos dos equipamentos, uma seqüência específica de cálculo dos processos e critério de convergência foram elaborados. A fim de tornar o programa com utilização mais flexível e direta, um método para solução simultânea de equações poderia ser implementado.

Referências Bibliográficas

- ATS: *ADVANCED TURBINE SYSTEMS BROCHURE*, nota técnica do Laboratório do Departamento de Energia dos Estados Unidos, New York, 2000, 24 p.
http://www.fetc.doe.gov/publications/brochures/pdfs/ATS_NOV2000.pdf
- AOKI, S., *Trend and Key Technologies for Gas Turbine Combined Cycle Power Generation in a Globally Competitive Market and Environment Regulations*. In Proceedings of 2000 International Joint Power Generation Conference, IJPGC2000-15084, 2000, pp 1-6.
- BANNISTER, R. L., CHERUVU, N. S., LITTLE, D. A., Mc QUIGGAN, G., *Turbines for the turn of the Century*, Mechanical Engineering, 1994, pp 68-75.
- BAUGHN, J. W. & KERWIN, R. A., *A Comparison of the Predicted and Measured Thermodynamic Performance of a Gas Turbine Cogeneration System*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 109, 1987, pp 32-38.
- BEJAN, A., *Entropy Generation Minimization*, London: CRC Press, 1996, 362 p.
- BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M., *Thermal Design & Optimization*. New York: John Wiley & Sons, 1996, 542 p.
- BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N. *Transport Phenomena*. New York – John Wiley & Sons, 1960, Cap. 1, Viscosity and The Mechanism of Momentum Transport, pp 3-33, Cap. 8, Thermal Conductivity and the Mechanism of Energy Transport, pp 243-264.
- BOEHM, R. F., *Design Analysis of Thermal Systems*. New York: John Wiley, 1987, 266 p.

- BOREL, L., *Thermodynamique et Énergétique*, 3. Ed., Montreux: Presses polytechniques et universitaires romandes, 1991, Cap.2, Systèmes Fermés Monophases, pp 61-86.
- BROOKS, F. J., *GE Gas Turbine Performance Characteristics*, nota técnica da General Electric: GER-3567H, GE Power Systems, New York, 2000, 16 p.
<http://www.gepower.com/publications/gasturbines.html>
- BURDEN, R. L. & FAIRES, J. D., *Numerical Analysis*, 4th. ed.: Boston, PWS-KENT, 1988, 735 p.
- CAMPBELL, A. S., *Thermodynamic Analysis of Combustion Engines*, Malabar: R. E. Krieger, 1985, 366 p.
- CHASE Jr., M., W., DAVIS, C., A., DOWNEY Jr., J. R., FRURIP, D., J., McDONALD, R. A., SYVERUD, A., N., *JANAF Thermochemical Tables*, 3rd. New York: America Institute of Physics, 1986.
- CHIESA, P., CONSONNI, S., *Natural Gas Fired Cycles with Low CO₂ Emissions*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 122, 2000, pp 429-436.
- CHIN, W. W. & EL_MASRI, M. A., *Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 2 - Analysis and Optimization of Two-Pressure Steam Bottoming Cycles*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 109, 1987, pp 237-243.
- COHEN, H., ROGERS, G. F. C., SARAVANAMUTTOO, H. I. H., *Gas Turbine Theory*, 4th ed. London: Prentice Hall, 1996, 442 p.
- CONSONNI, S. *Performance Prediction of Gas / Steam Cycles for Power Generation*. Princeton, NJ: Center for Energy and Environmental Studies – Princeton University, 1992, 552 p. Tese (Doutorado).
- DANNER, R. P. & DAUBERT, T. E., *Manual for Predicting Chemical Process Design Data*. New York: American Institute of Chemical Engineers, 1983, Cap. 8: Viscosity, pp 8.1 – 8B-2.

- DIAS ROJAS, P. A., *Análise Termodinâmica de Ciclo de Potência utilizando Turbina a Gás com Injeção de Água no Ar de Combustão*. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo – Brasil, 2000, 171 p. Dissertação (Mestrado).
- EL-MASRI, M. A., *Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 1 - Air-Cooled Brayton-Cycle Gas Turbines*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 109, 1987, pp 228-236.
- FACCHINI, B., FIASCHI, D., MANFRIDA, G., *Exergy Analysis of Combined Cycles Using Latest Generation Gas Turbines*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 122, 2000, pp 233-238.
- GALLO, W. L. R., *Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool*. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo – Brasil, 1990. 258 p. Tese (Doutorado).
- GAS TURBINE WORLD 1999 – 2000 HANDBOOK*, vol. 20, Fairfield – Pequot Publishing.
- HEYWOOD, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: MacGraw Hill, 1988, Cap. 3, Thermochemistry of Fuel-Air Mixtures, pp 62-99.
- HOLMAN, J. P., *Transferência de Calor*. São Paulo: McGraw Hill do Brasil, 1983, 639 p.
- ISHIMURA, D. M., KINOSHITA, C.M., MASUTANI, S.M., TURN, S.Q., *Cycle Analysis of 5 and 20 MWe Biomass Gasifier-based Electric Power Station in Hawaii*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 121, 1999, pp 25 - 30.
- JORDAL, K., *Modeling and Performance of Gas Turbine Cycles with Various Means of Blade Cooling*. Department of Heat and Power Engineering, Lund University, Suécia, 2001. 136p. Tese (Doutorado).
- KHARTCHENKO, N., V. *Advanced Energy Systems*. Washington, DC : Taylor & Francis, 1998, 285 p.
- KEENAN, J. H.; CHAO, J.; KAYE, J., *Gas Tables: Thermodynamic Properties of Air, Products of Combustion and Component Gases*, 2nd. ed., New York - John Wiley, 1983.

- KEENAN, J. H.; KEYES, F. G.; HILL, P. G.; MOORE, J. G. *Steam Tables: Thermodynamic Properties of Water, Including Vapor, Liquid and Solid Phases (SI UNITS)*, New York - John Wiley, 1978.
- KOMISARCHIK, T. N., GRIBOV, V. B., GOL'DSHTEIN, A.D., *A Mathematical Model of a Combined-Cycle Plant With a Waste-Heat-Recovery Boiler*. *Thermal Engineering* 38, 1991, pp 694-697.
- KOTAS, T. J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. London – Butterworths: British Library Cataloguing in Publication Data, 1985, 296 p.
- LAZARETTO, A. & SEGATO, F., *Thermodynamic Optimization of the HAT Cycle Plant Structure – Part I: Optimization of the “Basic Plant Configuration”*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol. 123, 2001, pp 1-7.
- LLAGOSTERA B., J. I., *Subrotinas Computacionais de Elevada Exatidão para Determinação de Propriedades Termodinâmicas da Água*. *Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, São Paulo, Brasil, pp 395-398, 1994.
- LUGAND, P. & PARIETTI, C., *Combined Cycle Plants With Frame 9F Gas Turbines*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol. 113, 1991, pp 475-481.
- MACHADO Jr., H. A. *Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás em Condições de Uso em Campo*, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo – Brasil, 1993. 109 p. Dissertação (Mestrado).
- MARSTON, C. H., *Parametric Analysis of the Kalina Cycle*, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, vol. 112, 1990, pp 107-116.
- MATTA, R. K., MERCER, G. D., TUTHILL, R. S., *Power Systems for the 21st Century – “H” Gas Turbine Combined-Cycles*, nota técnica da General Electric: GER-3935B , GE Power Systems, New York, 2000, 17p., <http://www.gepower.com/publications/gasturbines.html>
- MODERN POWER SYSTEMS, revista técnica, abril 2001, pp 31.

- MORAN, M. J. & SHAPIRO, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1996, 859 p.
- NARULA, R. G., *Salient Design Considerations for an Ideal Combined Cycle Power Plant*, Heat Recovery Systems & CHP, vol 12 N° 2, 1995, pp 97-104.
- PASHA, A. & JOLLY, S., *Combined Cycle Heat Recovery Steam Generators - Optimum Capabilities and Selection Criteria*, Heat Recovery Systems & CHP, vol 15 N° 2, 1995, pp 147-195.
- PERZ, E., *A Computer Method for Thermal Power Cycle Calculation*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 113, 1991, pp 184-189.
- REID, R. C., PRAUSNITZ, J. M., POLING, B. E., *The Properties of Gases and Liquids*, 4th ed. New York: McGraw-Hill, 1987, 741 p.
- RIVKIN, S. L., *Propiedades Termodinamicas de los Gases*, Moscou - Editorial MIR, 1979, 286 p.
- SEYEDAN, B., DHAR, P. L., GAUR, R. R., BINDRA, G. S., *Computer Simulation of a Combined Cycle Power Plant*, Heat Recovery System & CHP, vol. 15, No 7, 1995, pp 619-630.
- SHAPIRO, A., H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Flow*, Ronald, 1954.
- SMITH, R. W., POLUKORT, P., MASLAK, C. E., JONES, C. M., GARDINER, *Advanced Technology Combined Cycles*, nota técnica da General Electric: GER-3936A , GE Power Systems, New York, 2001, 15 p., <http://www.gepower.com/publications/gasturbines.html>
- SOMERTON, C. W., BROUILLETTE, T., PORCIAU, C., STRAWN, D., WHITEHOUSE, L., *RANKINE: A Computer Software Package for the Analysis and Design of Steam Power Generating Units*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 109, 1987, pp 222-227.

- SONNENSCHNEIN, H., *A Modular Optimizing Calculation Method of Power Station Energy Balance and Plant Efficiency*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, vol. 104, 1982, pp 255-259.
- SZARGUT, J., MORRIS, D. R., STEWARD, F. R., *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988, 332 p.
- VAN WYLEN, G. J. & Sonntag, R. E., *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*, 2ª ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1976, 565 p.
- WALTER, A. C. S., *Viabilidade e Perspectivas da Co-geração e Geração Termelétrica no Setor Sucro-alcooleiro*. Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo – Brasil, 1994, 283 p. Tese (Doutorado).
- WALTER, A. C. S. & LLAGOSTERA B., J. I., *Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Biomass Integrated Gasifier / Gas Turbine Power Cycles*. Proceedings of the 1995 ASME Cogen-Turbo Power Conference, August 23-25, Vienna, ASME 95-CTP-14, 1995 pp.1-9.
- WILSON, D. G. & KORAKIANITS, T., *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine*, 2nd ed. New Jersey: Prentice Hall, 1998, 593 p.

Anexo I – Comparativo dos Métodos de Cálculo de Propriedades

Os valores calculados de calor específico, entalpia e entropia absoluta a 1 atm dos gases CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 , segundo as duas metodologias descritas no capítulo 3 são apresentados nas tabelas seguintes, para a faixa de temperatura de 200 a 2000K. Os valores divulgados em JANAF THERMOCHEMICAL TABLES (Chase et al., 1986) também são incluídos para comparação.

Método de cálculo **A**: coeficientes polinomiais extraídos do trabalho de Gallo (1990).

Método de cálculo **B**: correlações extraídas de Rivkin (1979).

Abaixo das tabelas de cada gás, encontram-se os gráficos de calor específico obtidos pelos dois métodos de cálculo e o valor de referência. Os gráficos de entalpia e entropia absoluta não são apresentados pelo fato dos desvios observados serem inferiores aos do calor específico, já que o cálculo destas propriedades partem de relações integrais do calor específico. Praticamente não há diferença no valor de calor específico obtido pelas duas metodologias de cálculo, já se considerando a faixa usual de temperaturas máximas de turbinas a gás consideradas “estado da arte”, próximas a 1500°C. O método de cálculo **B** é recomendado pelo autor para cálculos até 1500°C apenas. De fato, para temperaturas superiores a 1800K, pode ser observado que o método **B** passa a apresentar maiores desvios, enquanto que o método **A** continua com boa concordância.

Ao final das tabelas de propriedades termodinâmicas, a tabela I.5 mostra os coeficientes adotados no método **A**, para o cálculo de \bar{c}_p e \bar{s} em kJ/kmol.K, \bar{h} em kJ/kmol.

Tabela I.1: Propriedades Termodinâmicas do CO₂

T(K)	Calor específico (kJ/kg.K)			$\bar{h} - \bar{h}^{\circ}$ (kJ/mol)			Entropia (kJ/kmol.K)		
	JANAF	A	B	JANAF	A	B	JANAF	A	B
200	32,359	32,361	32,203	-3,414	-3,421	-3,412	199,975	199,980	200,010
298,15	37,129	37,191	37,147	0,000	0,000	0,000	213,795	213,828	213,828
300	37,221	37,274	37,230	0,069	0,069	0,069	214,025	214,060	214,060
400	41,325	41,313	41,286	4,003	4,005	4,002	225,314	225,350	225,340
500	44,627	44,633	44,604	8,305	8,308	8,301	234,901	234,940	234,930
600	47,321	47,362	47,342	12,907	12,912	12,903	243,283	243,330	243,310
700	49,564	49,613	49,610	17,754	17,764	17,754	250,750	250,800	250,780
800	51,434	51,478	51,493	22,806	22,822	22,812	257,494	257,550	257,530
900	52,999	53,032	53,060	28,030	28,049	28,042	263,645	263,710	263,690
1000	54,308	54,337	54,370	33,397	33,420	33,416	269,209	269,370	269,350
1100	55,409	55,440	55,476	38,884	38,910	38,910	274,528	274,600	274,590
1200	56,342	56,378	56,421	44,473	44,502	44,506	279,390	279,460	279,450
1300	57,137	57,175	57,235	50,148	50,181	50,189	283,932	284,010	284,000
1400	57,802	57,850	57,939	55,896	55,933	55,949	288,191	288,270	288,270
1500	58,379	58,507	58,542	61,705	61,755	61,774	292,199	292,310	292,290
1600	58,886	58,939	59,055	67,569	67,628	67,654	295,983	296,100	296,090
1700	59,317	59,337	59,501	73,480	73,542	73,582	299,566	299,690	299,680
1800	59,701	59,702	59,942	79,431	79,494	79,554	302,968	303,090	303,090
1900	60,049	60,036	60,514	85,419	85,481	85,575	306,205	306,320	306,350
2000	60,350	60,343	61,474	91,439	91,500	91,670	309,293	309,410	309,470

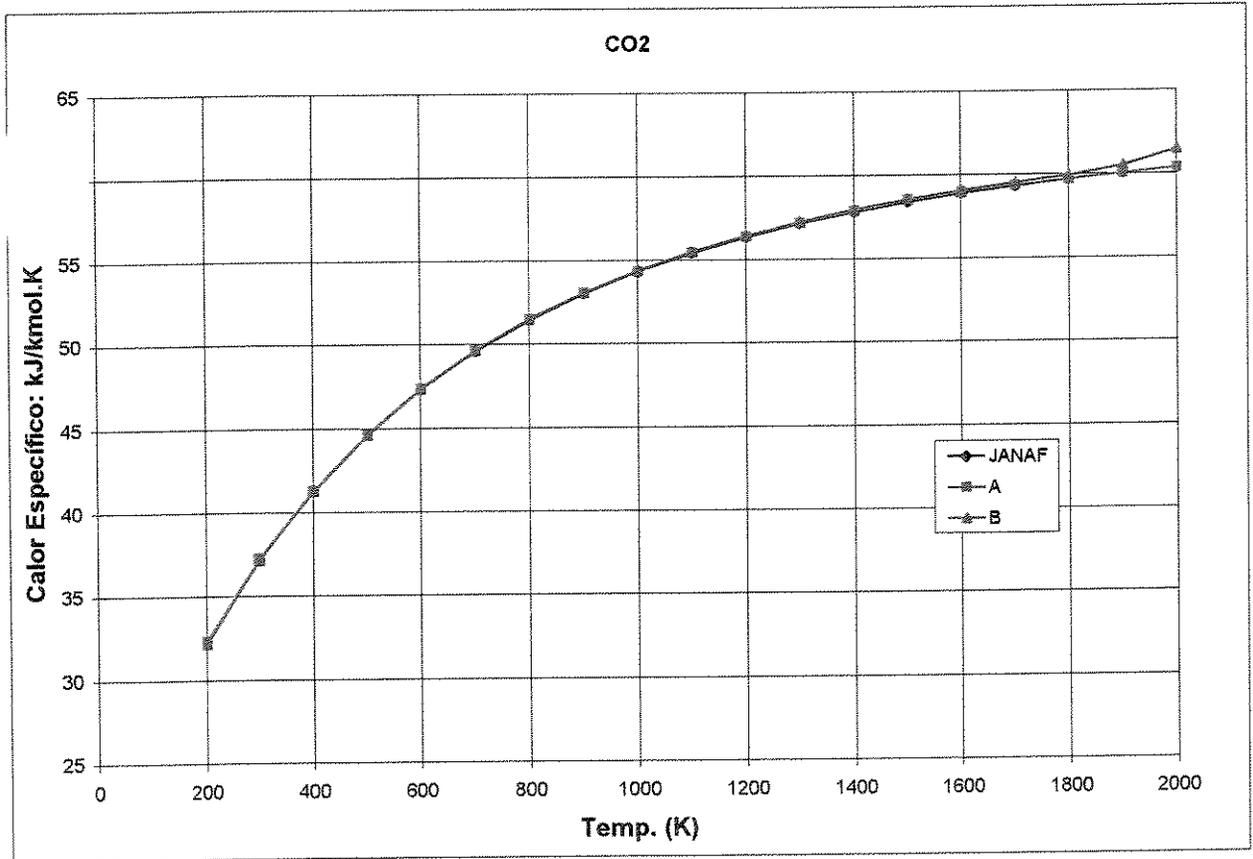


Figura I.1: Calor Específico do CO₂.

Tabela I.2: Propriedades Termodinâmicas do H₂O

T(K)	Calor específico (kJ/kg.K)			$\bar{h} - \bar{h}f^\circ$ (kJ/mol)			Entropia (kJ/kmol.K)		
	JANAF	A	B	JANAF	A	B	JANAF	A	B
200	33,349	33,355	33,602	-3,282	-3,282	-3,121	175,485	175,500	175,470
298,15	33,590	33,609	33,589	0,000	0,000	0,000	188,834	188,850	188,850
300	33,596	33,618	33,597	0,062	0,062	0,230	189,042	189,060	189,060
400	34,262	34,282	34,267	3,452	3,454	3,620	198,788	198,810	198,800
500	35,226	35,211	35,224	6,925	6,927	7,093	206,534	206,560	206,550
600	36,325	36,306	36,329	10,501	10,502	10,670	213,052	213,070	213,070
700	37,495	37,494	37,520	14,192	14,192	14,362	218,739	218,760	218,760
800	38,721	38,731	38,762	18,002	18,003	18,176	223,825	223,840	223,850
900	39,987	39,986	40,031	21,938	21,938	22,115	228,459	228,480	228,490
1000	41,268	41,242	41,306	26,000	26,000	26,182	232,738	232,760	232,770
1100	42,536	42,488	42,568	30,191	30,186	30,376	236,731	236,750	236,770
1200	43,768	43,714	43,799	34,506	34,497	34,695	240,485	240,500	240,520
1300	44,945	44,900	44,978	38,942	38,928	39,134	244,035	244,040	244,080
1400	46,054	46,019	46,088	43,493	43,475	43,688	247,407	247,410	247,450
1500	47,090	47,082	47,119	48,151	48,127	48,349	250,620	250,620	250,670
1600	48,050	48,009	48,064	52,908	52,882	53,109	253,690	253,690	253,740
1700	48,935	48,870	48,934	57,758	57,727	57,959	256,630	256,620	256,680
1800	49,749	49,671	49,755	62,693	62,654	62,894	259,451	259,440	259,500
1900	50,496	50,414	50,580	67,706	67,659	67,910	262,161	262,140	262,210
2000	51,180	51,103	51,493	72,790	72,735	73,013	264,769	264,750	264,830

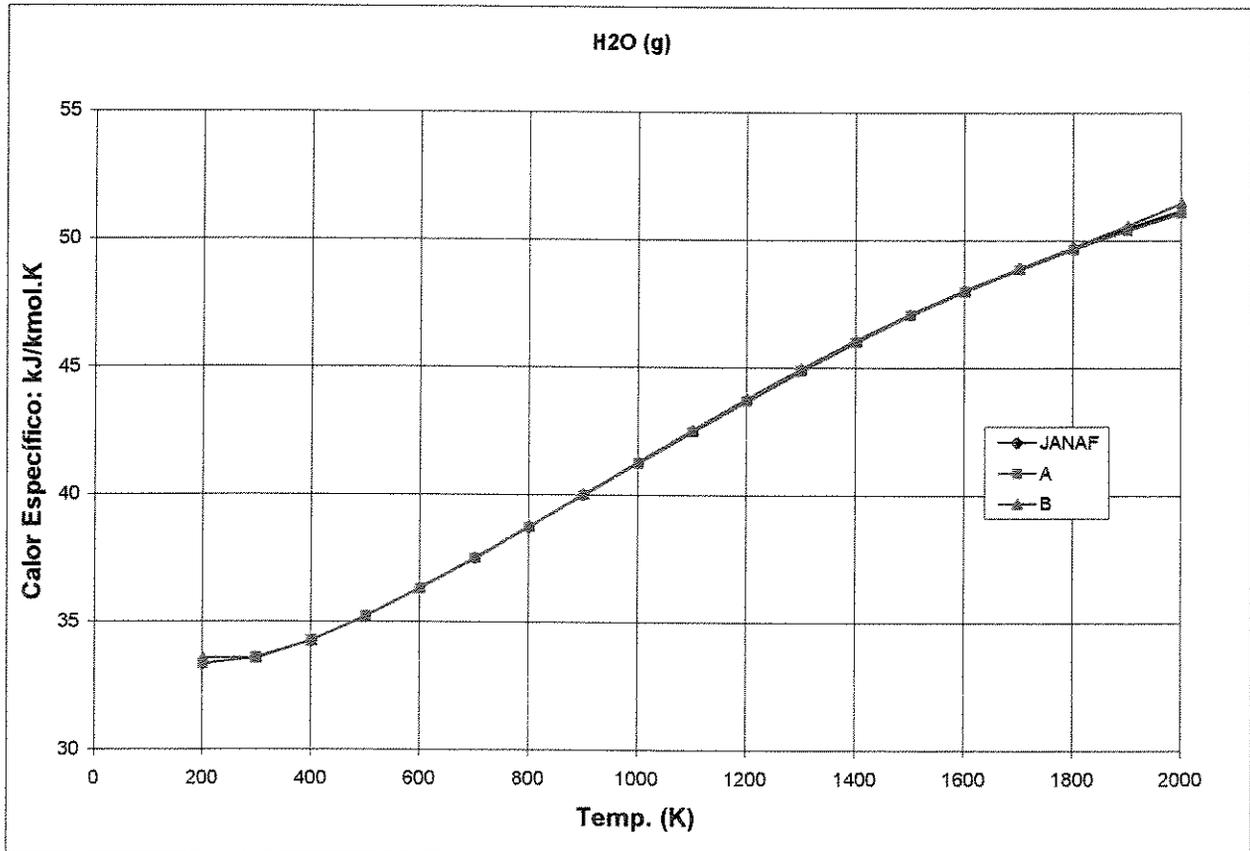


Figura I.2: Calor Específico do H₂O.

Tabela I.3: Propriedades Termodinâmicas do O₂

T(K)	Calor específico (kJ/kg.K)			$\bar{h} - \bar{h}^{\circ}$ (kJ/mol)			Entropia (kJ/kmol.K)		
	JANAF	A	B	JANAF	A	B	JANAF	A	B
200	29,126	29,141	29,182	-2,868	-2,867	-2,865	193,485	193,510	193,520
250	29,201	29,191	29,160	-1,410	-1,410	-1,408	199,990	200,010	200,020
298,15	29,376	29,393	29,334	0,000	0,000	0,000	205,147	205,170	205,170
300	29,385	29,403	29,344	0,054	0,054	0,054	205,329	205,350	205,350
350	29,694	29,734	29,673	1,531	1,532	1,529	200,880	209,910	209,900
400	30,106	30,147	30,098	3,025	3,029	3,023	213,871	213,900	213,890
450	30,584	30,612	30,578	4,543	4,548	4,540	217,445	217,480	217,460
500	31,091	31,105	31,083	6,084	6,091	6,081	220,693	220,730	220,710
600	32,090	32,093	32,082	9,244	9,251	9,240	226,451	226,490	226,460
700	32,981	32,999	32,983	12,499	12,507	12,494	231,466	231,510	231,480
800	33,733	33,772	33,743	15,835	15,846	15,832	235,921	235,970	235,930
900	34,355	34,400	34,365	19,241	19,256	19,238	239,931	239,980	239,950
1000	34,870	34,904	34,874	22,703	22,722	22,701	243,578	243,630	243,590
1100	35,300	35,320	35,300	26,212	26,234	26,210	246,922	246,980	246,940
1200	35,667	35,686	35,671	29,761	29,784	29,759	250,010	250,070	250,030
1300	35,988	36,025	36,001	33,344	33,370	33,343	252,878	252,940	252,890
1400	36,277	36,336	36,296	36,957	36,989	36,958	255,556	255,620	255,570
1500	36,544	36,596	36,555	40,599	40,637	40,601	258,068	258,140	258,090
1600	36,796	36,838	36,786	44,266	44,309	44,268	260,434	260,510	260,450
1700	37,040	37,080	37,016	47,958	48,005	47,958	262,672	262,750	262,690
1800	37,277	37,321	37,318	51,673	51,725	51,674	264,796	264,880	264,810
1900	37,510	37,562	37,837	55,413	55,469	55,429	266,813	266,900	266,840
2000	37,741	37,800	38,819	59,175	59,237	59,256	268,748	268,830	268,810

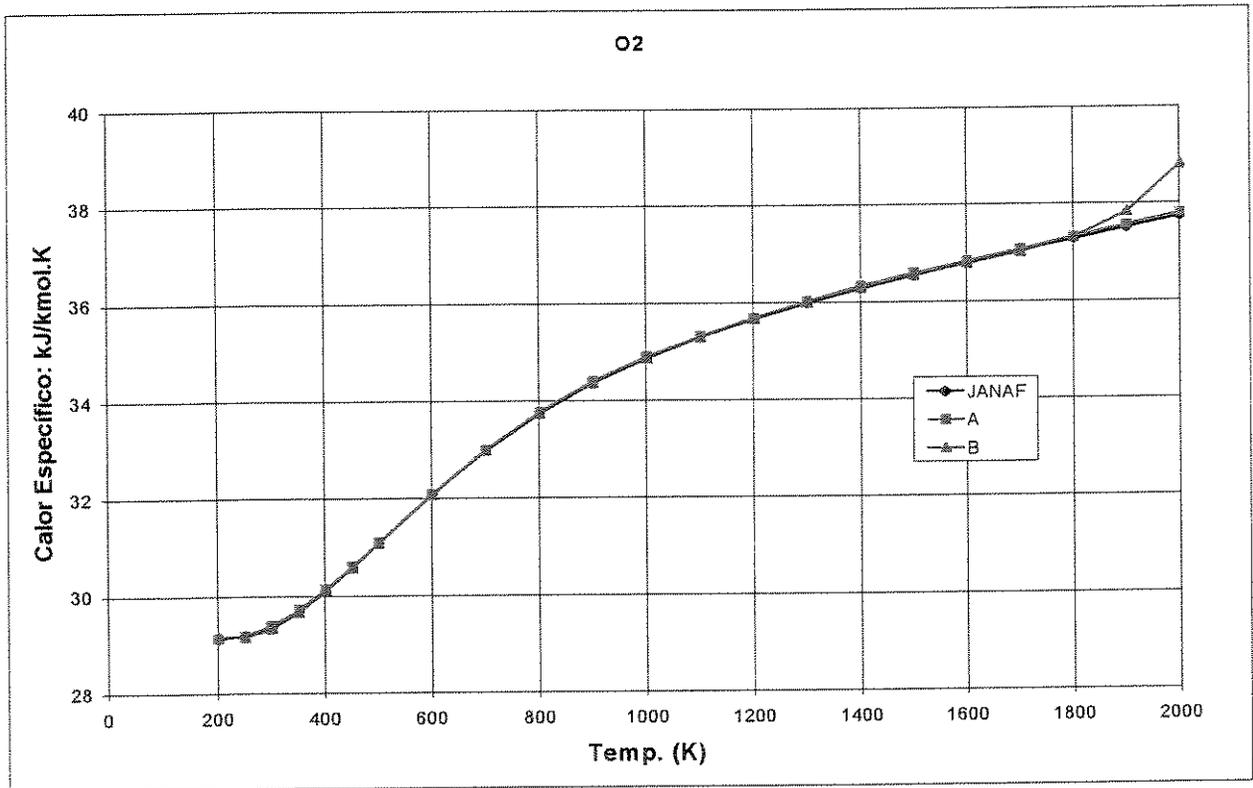


Figura I.3: Calor Específico do O₂.

Tabela I.4: Propriedades Termodinâmicas do N₂

T(K)	Calor específico (kJ/kg.K)			$\bar{h} - \bar{h}f^\circ$ (kJ/mol)			Entropia (kJ/kmol.K)		
	JANAF	A	B	JANAF	A	B	JANAF	A	B
200	29,107	29,153	29,111	-2,857	-2,858	-2,857	179,985	180,000	180,010
250	29,111	29,106	29,104	-1,402	-1,401	-1,401	186,481	186,500	186,500
298,15	29,124	29,112	29,109	0,000	0,000	0,000	191,609	191,630	191,630
300	29,125	29,113	29,110	0,054	0,054	0,054	191,789	191,810	191,810
350	29,165	29,172	29,153	1,511	1,511	1,510	196,281	196,300	196,300
400	29,249	29,282	29,244	2,971	2,972	2,970	200,181	200,200	200,200
450	29,387	29,438	29,389	4,437	4,440	4,436	203,633	203,660	203,650
500	29,580	29,638	29,585	5,911	5,916	5,910	206,739	206,770	206,760
600	30,110	30,145	30,109	8,994	8,905	8,893	212,176	212,220	212,190
700	30,754	30,756	30,750	11,937	11,949	11,935	216,866	216,910	216,880
800	31,433	31,422	31,435	15,046	15,058	15,044	221,017	221,060	221,030
900	32,090	32,094	32,103	18,223	18,234	18,222	224,757	224,800	224,770
1000	32,697	32,727	32,718	21,463	21,475	21,463	228,170	228,220	228,190
1100	33,241	33,290	33,262	24,760	24,777	24,763	231,313	231,360	231,330
1200	33,723	33,768	33,739	28,109	28,130	28,113	234,226	234,280	234,250
1300	34,147	34,166	34,159	31,503	31,527	31,509	236,943	237,000	236,970
1400	34,518	34,519	34,532	34,936	34,962	34,944	239,487	239,540	239,510
1500	34,843	34,919	34,864	38,405	38,431	38,414	241,880	241,930	241,910
1600	35,128	35,171	35,153	41,904	41,935	41,915	244,138	244,190	244,170
1700	35,378	35,403	35,400	45,429	45,464	45,443	246,275	246,330	246,300
1800	35,600	35,615	35,627	48,978	49,015	48,994	248,304	248,360	248,330
1900	35,796	35,809	35,910	52,548	52,587	52,570	250,234	250,290	250,270
2000	35,971	35,987	36,431	56,137	56,177	56,184	252,074	252,130	252,120

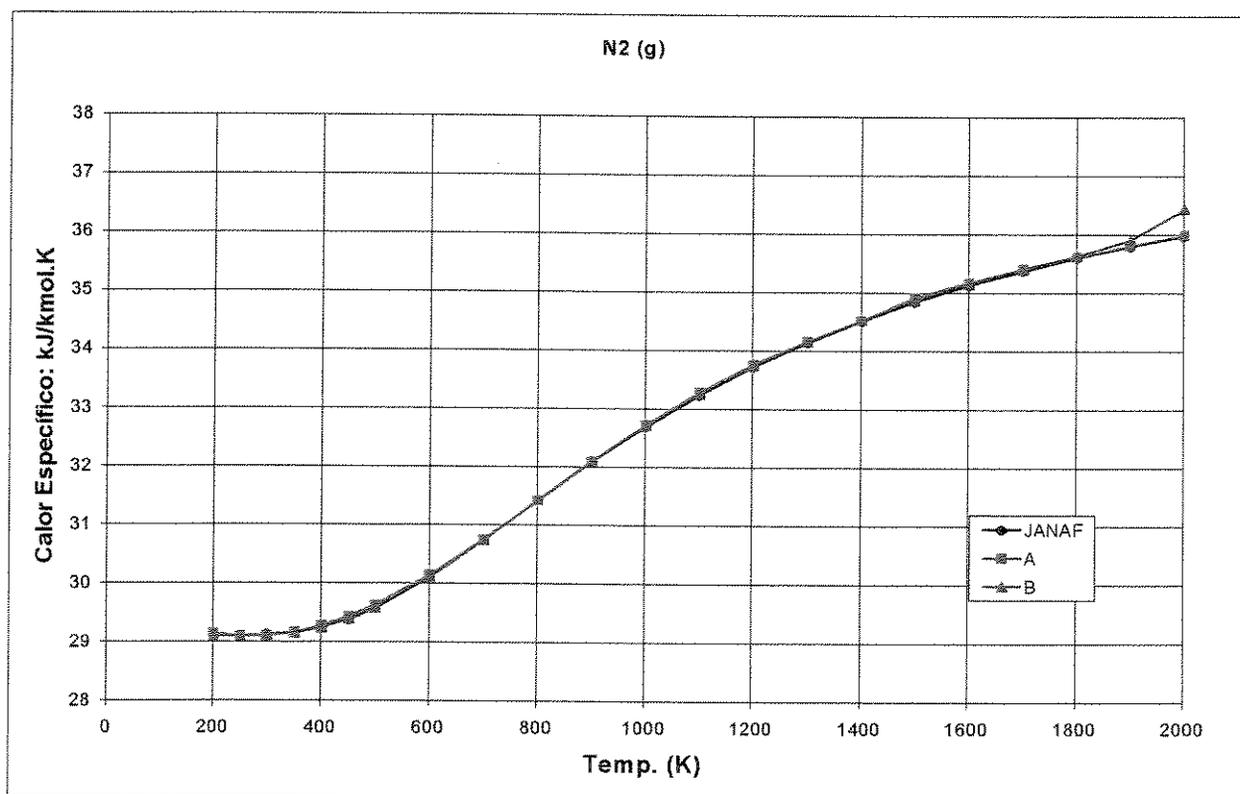


Figura I.4: Calor Específico do N₂.

I.5 Coeficientes utilizados para cálculo das propriedades termodinâmicas através das equações 3.39 a 4.42.

	a ₀	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅
CO₂						
200 - 1500K	1,91947E+01	7,90363E+00	-7,35441E-01	3,99164E-02	-1,16079E-03	1,34129E-05
1500 - 6000K	4,58815E+01	1,35629E+00	-4,35168E-02	6,79618E-04	-4,48804E-06	7,37827E-09
H₂O						
200 - 1500K	3,47893E+01	-1,60906E+00	5,38653E-01	-5,11451E-02	2,47882E-03	-4,96513E-05
1500 - 6000K	2,22537E+01	2,54561E+00	-7,38886E-02	1,06765E-03	-6,77625E-06	1,09997E-08
O₂						
200 - 1500K	3,16608E+01	-2,78921E+00	9,68696E-01	-1,13382E-01	5,94032E-03	-1,17552E-04
1500 - 6000K	3,35420E+01	1,28096E-01	7,89249E-03	-2,15793E-04	1,72104E-06	-2,98441E-09
N₂						
200 - 1500K	2,98420E+01	-5,16605E-01	6,82306E-02	1,17137E-02	-1,48301E-03	4,34435E-05
1500 - 6000K	2,74449E+01	8,07525E-01	-2,61833E-02	4,11287E-04	-2,75198E-06	4,54900E-09
Ar						
---	2,07858E+01	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Anexo II – Eficiências dos Processos de Compressão e Expansão

Os processos de compressão e expansão podem ser especificados em função da razão de pressão e de um parâmetro de eficiência que indica o distanciamento destes processos em relação ao processo adiabático reversível ou isentrópico. Dois parâmetros são normalmente utilizados para representar a qualidade de um processo adiabático: eficiência isentrópica (η_{is}) e eficiência politrópica (η_p).

A eficiência isentrópica consiste na relação entre o trabalho reversível e o trabalho real entre os mesmos limites de pressão. A equação II.1 apresenta a definição de η_{is} aplicada ao processo de compressão. O trabalho real de compressão carrega consigo uma parcela de irreversibilidade, a qual resulta em aumento da temperatura e da entropia do gás na saída.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.1})$$

com

h_1 = entalpia na entrada do compressor;

h_{2is} = entalpia de saída para o processo isentrópico;

h_2 = entalpia real de saída.

A utilização da eficiência isentrópica requer que se avalie inicialmente o processo adiabático reversível para determinação da entalpia isentrópica, h_{2is} . A partir deste valor e da definição de eficiência, pode-se calcular a entalpia real de saída. Com o par de propriedades pressão e entalpia (P_2, h_2), determinam-se as outras propriedades termodinâmicas.

Wilson e Korakianitis (1998) utilizam a definição de entalpia (equação 3.6) e a equação fundamental de Gibbs para demonstrar que a inclinação da linha isobárica de um gás perfeito no diagrama *Temperatura x Entropia* é dada pela equação II.2:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p = \frac{T}{cp} \quad (\text{II.2})$$

Esta relação indica que as linhas isobáricas são mais inclinadas para as temperaturas mais elevadas e que, para o caso de cp constante, todas as isobáricas a uma determinada temperatura apresentam a mesma inclinação. O distanciamento vertical das linhas isobáricas, com o aumento da entropia do gás, faz com que estágios consecutivos e geometricamente similares de compressão ou expansão apresentem eficiências isentrópicas diferentes (figura II.1).

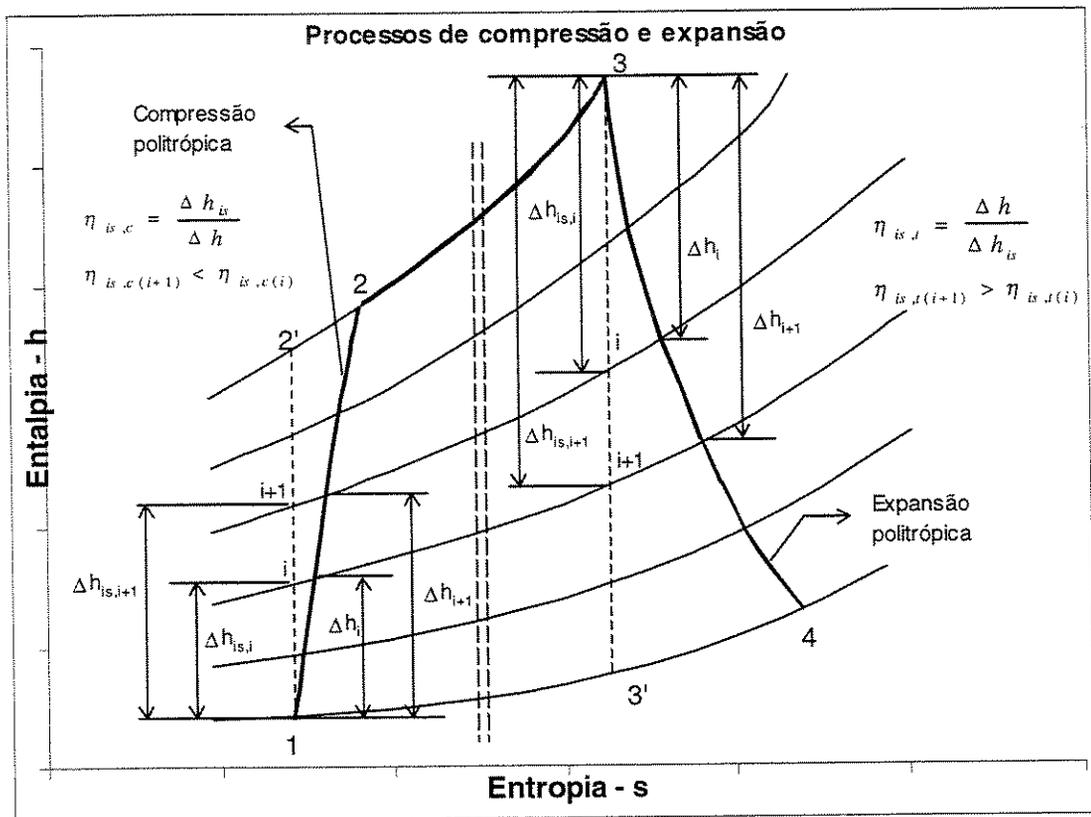


Figura II.1: Efeito da divergência das linhas isobáricas sobre a variação das eficiências isentrópicas durante os processos politrópicos de compressão e expansão.

No caso do compressor, os últimos estágios de compressão apresentam menores valores de η_{is} que os estágios iniciais devido à maior inclinação da linha isobárica à medida que a temperatura do gás aumenta. O inverso se aplica para o processo de expansão, quando η_{is} aumenta para os estágios de pressões mais baixas.

O conceito de eficiência politrópica foi introduzido para poder representar todo o processo por uma única eficiência constante, indicando que o distanciamento do processo ideal é o mesmo para todos os estágios geometricamente semelhantes (Cohen et al., 1996). Assim, a eficiência politrópica é definida da mesma forma que a isentrópica, para uma variação infinitesimal de pressão. Para o processo de compressão:

$$\eta_{pc} = \frac{dh_{is}}{dh_{real}} \quad (\text{II.3})$$

A partir da definição de eficiência politrópica, equação diferencial do processo isentrópico (equação II.5) e uma relação fundamental da termodinâmica (equação de Gibbs, II.6), pode-se demonstrar que a variação de entropia num processo politrópico de um gás perfeito é dada por:

Compressão: $s_2 - s_1 = \left[\frac{1 - \eta_{pc}}{\eta_{pc}} \right] R \cdot \ln(P_2 / P_1) \quad (\text{II.4a})$

Expansão: $s_2 - s_1 = (1 - \eta_{pe}) R \cdot \ln(P_2 / P_1) \quad (\text{II.4b})$

$$\frac{dT_{is}}{T} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dP}{P} \quad (\text{II.5})$$

$$Tds = dh - v dP \quad (\text{II.6})$$

Vale a pena observar que as equações II.4 possuem aplicação ao longo de todo o processo politrópico, já que são deduzidas sem necessidade de se assumir a hipótese de calor específico contante. A partir do estado inicial do gás, da relação de pressões e do coeficiente politrópico, é

possível calcular a pressão e a entropia de saída (P_2, s_2). As outras propriedades termodinâmicas de saída são determinadas a partir deste par de propriedades.

O gráfico da figura II.2 ilustra a variação da eficiência isentrópica em função da razão de pressão (β), para os processos de compressão e expansão. Na construção deste gráfico, para cada razão de pressão, calculou-se a eficiência isentrópica entre os estados inicial e final, assumindo-se um valor de eficiência politrópica constante = 0,85. Pode-se observar que, para $\beta = 1$, a eficiência isentrópica iguala-se à eficiência politrópica. À medida que β aumenta, η_{is} diminui para o processo de compressão e aumenta para o processo de expansão, efeito causado pela divergência vertical das linhas isobáricas, figura II.1.

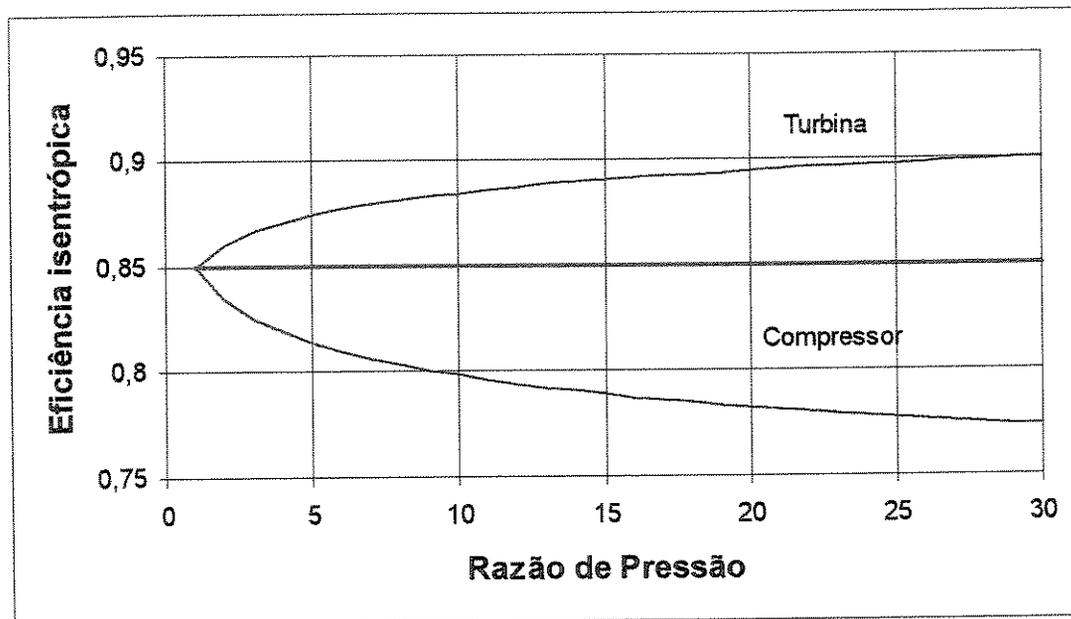


Figura II.2: Eficiência isentrópica de compressão e expansão em função da razão de pressão para uma eficiência politrópica constante ($\eta_p = 0,85$).

Anexo III – Propriedades para Relações de Transferência de Calor

Para a avaliação das relações de transferência de calor entre os gases e o fluxo de resfriamento, torna-se necessário o conhecimento da viscosidade, condutividade térmica e número de Prandtl dos fluidos envolvidos no processo. As correlações empregadas para determinação destas propriedades são apresentadas a seguir.

III.1 Viscosidade

O modelo computacional emprega as mesmas equações utilizadas por Consonni (1992), extraídas de Danner e Daubert (1983), para o cálculo da viscosidade absoluta. As correlações expressam a variação da viscosidade com a temperatura e são desenvolvidas com a hipótese de gás ideal, em condições de pressão reduzida.

Para as moléculas apolares (CO_2 , O_2 , N_2 e Ar):

$$\mu \cdot \xi \cdot 10^8 = 46,10 T_r^{0,618} - 20,40 \exp(-0,449 T_r) + 19,40 \exp(-4,058 T_r) + 1 \quad (\text{III.1})$$

com

μ = viscosidade absoluta [$Pa.s$];

T_r = temperatura reduzida, dada pela relação entre temperatura absoluta e a temperatura crítica de cada substância;

ξ = fator específico para cada substância, dado por:

$$\xi = 2173,424 \cdot T_c^{1/6} \cdot M^{-1/2} \cdot P_c^{-2/3} \quad (\text{III.2})$$

T_c , P_c = temperatura [K] e pressão [Pa] do ponto crítico, respectivamente;

M = peso molecular da substância [$kg/kMol$]

Para a água (H_2O):

$$\mu = \mu_0 = -31,89 \cdot 10^{-7} + 41,45 \cdot 10^{-9} T - 8,272 \cdot 10^{-13} T^2 \quad p/T \leq 1000 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{III.3})$$

$$\mu = \left(\frac{T}{1273,15} \right)^{5/6} \cdot \mu_0 \quad p/T > 1000 \text{ }^\circ\text{C}$$

A viscosidade da mistura de gases é calculada conforme a correlação apresentada por Bird et al. (1960):

$$\mu_{mix} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n x_j \phi_{ij}} \quad (\text{III.4})$$

sendo que

i, j = índices dos componentes da mistura;

x_i = fração molar do componente i da mistura;

ϕ_{ij} = fator calculado para componente da mistura:

$$\phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{1/2} \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2 \quad (\text{III.5})$$

para $i = j$, $\phi_{ij} = 1$.

III.2 Condutividade Térmica

A condutividade térmica é calculada a partir dos valores conhecidos de viscosidade e de calor específico a volume constante (c_v):

$$k = 2,5 \cdot \frac{\mu}{M} \cdot \bar{c}_v \quad \begin{array}{l} p/Ar \\ \text{(gás monoatômico)} \end{array} \quad (\text{III.6})$$

$$k = \frac{\mu}{M} (1,15 \bar{c}_v + 16903,36) \quad \begin{array}{l} p/CO_2, O_2, N_2 \\ \text{(moléculas apolares)} \end{array} \quad (\text{III.7})$$

com

k = condutividade térmica [W/m. °C];

\bar{c}_v = calor específico a volume constante [J/kmol.K].

Para a água, utiliza-se o polimônio de terceiro grau apresentado em Reid (1987) para a faixa de temperatura de 273 a 1073 K (equação III.8). Para valores maiores de temperatura, utiliza-se a relação de Eucken (Bird et al., 1960).

$$k = 7,341 \cdot 10^{-3} - 1,013 \cdot 10^{-5} T + 1,801 \cdot 10^{-7} T^2 - 9,100 \cdot 10^{-11} T^3 \quad p/H_2O, T \leq 1073K \quad (III.8)$$

$$k = \frac{\mu}{M} (\bar{c}_v + 2,25 \cdot \bar{R}) \quad P/H_2O, T > 1100 K \quad (III.9)$$

A continuidade entre as 2 correlações é obtida por regressão linear na faixa de temperatura entre 1073 e 1100 K.

A condutividade térmica da mistura é calculada de forma análoga à viscosidade:

$$k_{mis} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i k_i}{\sum_{j=1}^n x_j \phi_{ij}} \quad (III.10)$$

sendo que ϕ_{ij} é obtido pela equação III.5, substituindo-se μ por k .

III.3 Número de Prandtl

O número de Prandtl é calculado diretamente a partir de sua definição:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (III.11)$$

III.4 Comparação com Valores de Referência

Os gráficos seguintes apresentam uma comparação entre os resultados obtidos pelas relações de cálculo de propriedades deste trabalho e os valores de referência extraídos de Holman

(1983), para o ar atmosférico a 1 atm. Para o cálculo de mistura de propriedades das substâncias que compõem o ar, admite-se a composição do ar atmosférico mostrada na tabela 3.2, com umidade relativa de 60% nas condições padrões.

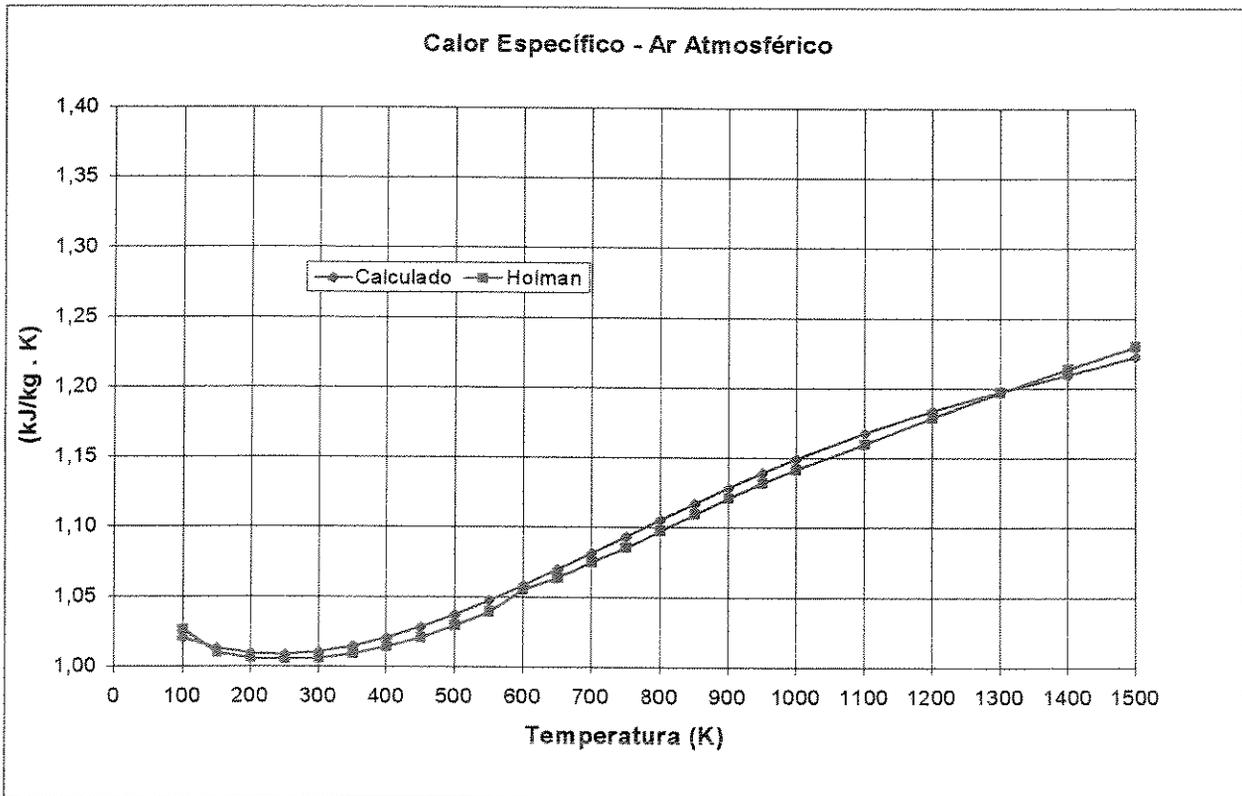


Figura III.1: Calor específico do Ar Atmosférico.

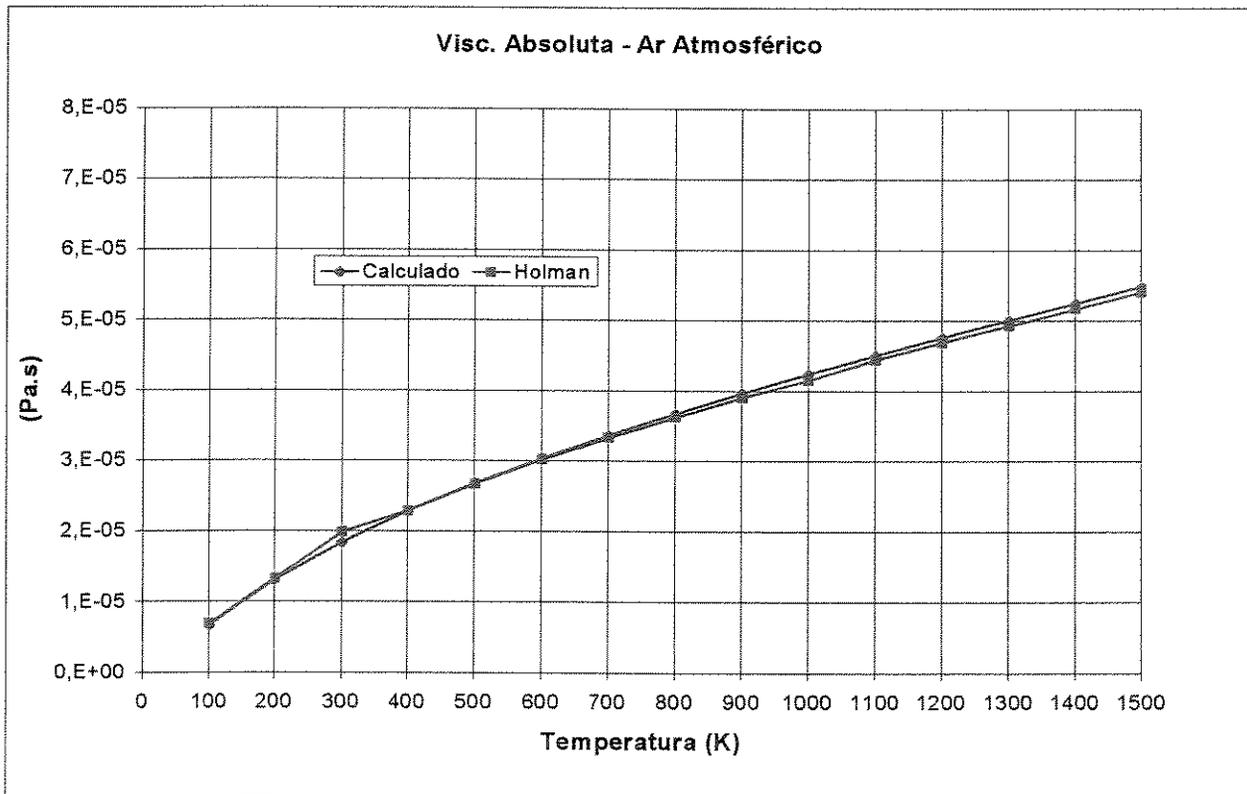


Figura III.2: Viscosidade absoluta do Ar Atmosférico.

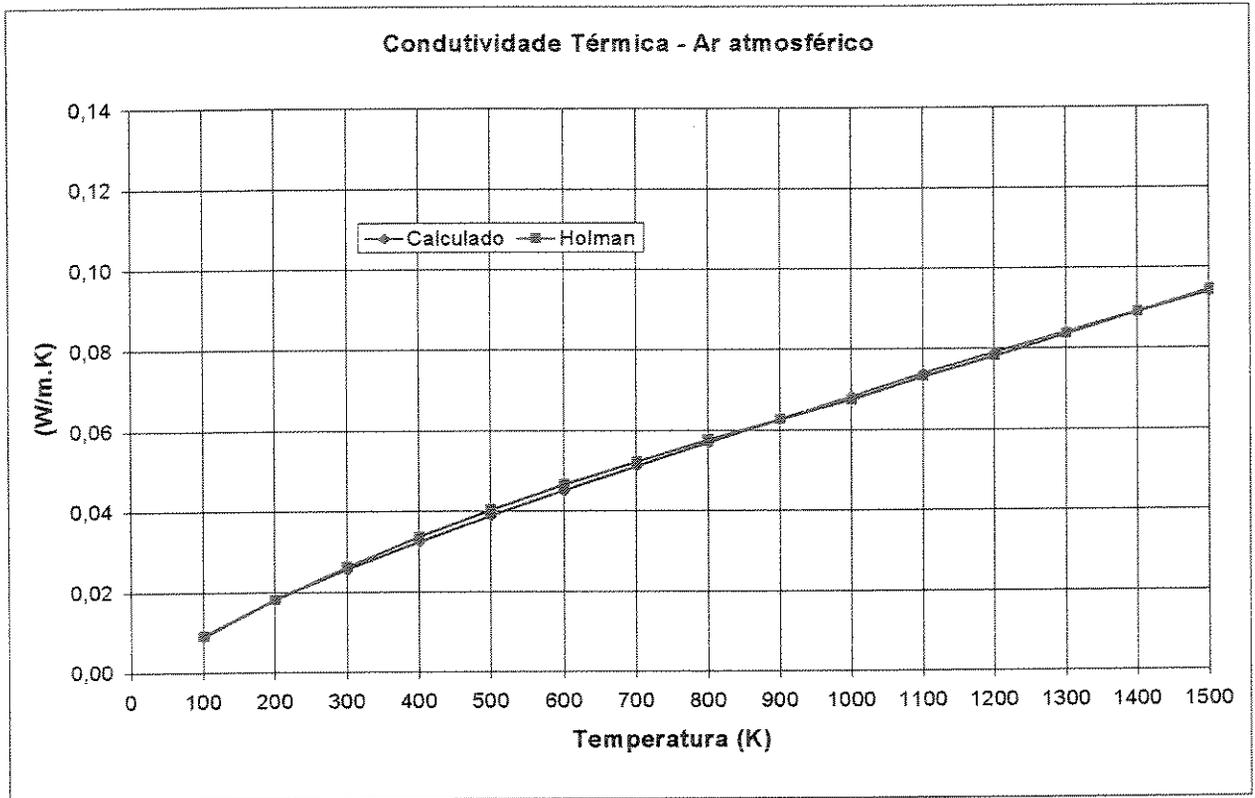


Figura III.3: Condutividade térmica do Ar Atmosférico.

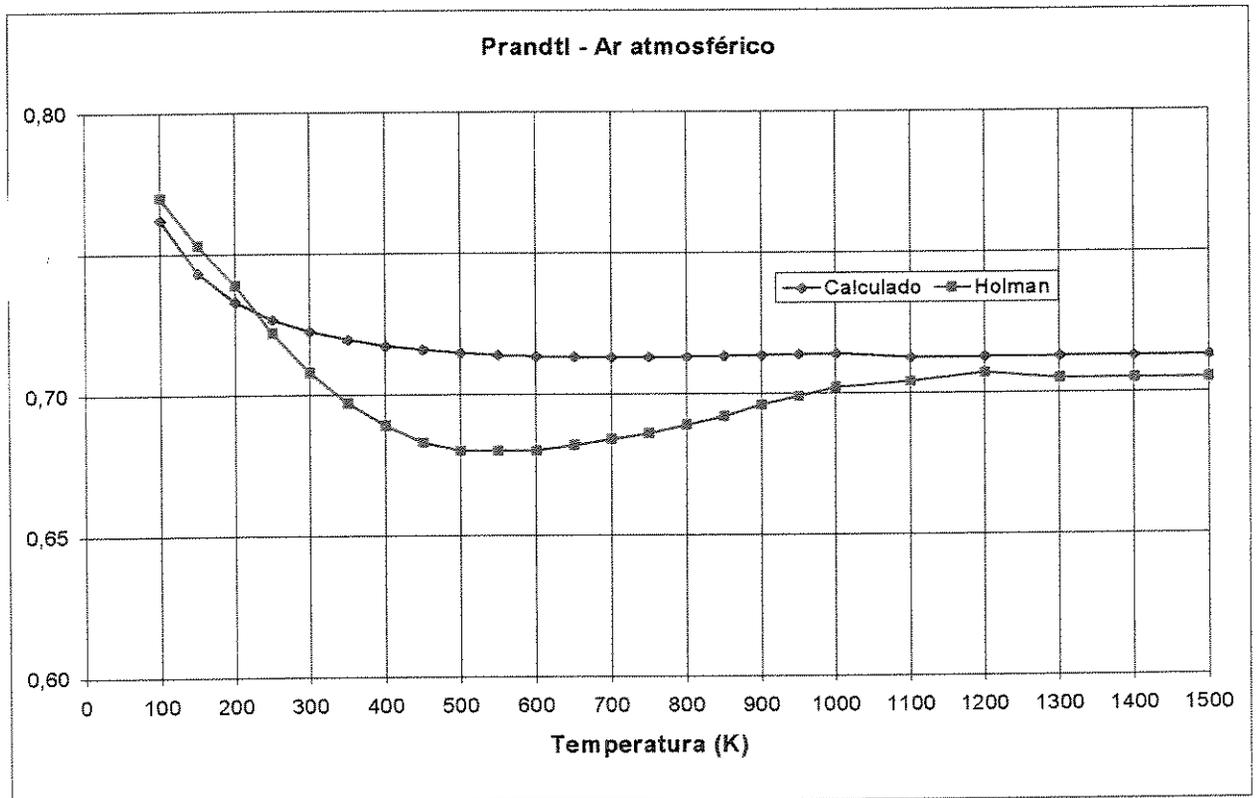


Figura III.4: Número de Prandtl do Ar Atmosférico.

Anexo IV – Subrotinas do Modelo Computacional

São apresentadas a seguir uma breve descrição das funções e procedimentos das subrotinas implementadas em Turbo-Pascal, durante o desenvolvimento deste trabalho.

Unit Prop_term.PAS

Function P_sat (Tcelsius: double): double;	Calcula a pressão de saturação do vapor d'água a partir da temperatura, utilizando a relação de Bridgeman & Aldrich (Keenan et al., 1978).
Function T_sat (P: double): double;	Calcula a temperatura de saturação do vapor d'água em função da pressão.
Procedure Propi_ar (Tamb, Pamb, UR :double;	Calcula a fração molar dos componentes do ar úmido, dada a composição do ar seco, temperatura e pressão ambientes e umidade relativa.
Procedure Fuel (var yc: vetor_gas; var Hcom, Rn, Rm, Rf, Rx, nae, PCI, HU, Mol_c: double);	Determina as propriedades do combustível a partir do hidrocarboneto $C_nH_mO_f$ ou da fração molar dos constituintes: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , CO_2 , N_2 , H_2O : poder calorífico inferior, número de moles de ar para a relação estequiométrica e peso molecular do combustível.
Procedure Fuel_PCI (ya: vetor_gas; PCI: double; var yc:vetor_gas;	Determina a composição do combustível a partir de uma mistura de ar e CH_4 para ajustar um valor especificado de PCI.
Function Mol (i:integer):double;	Retorna o peso molecular da substância i .

Function Mol_gas (yg: vetor_gas): double;	Retorna o peso molecular de uma mistura de gases a partir de sua composição química.
Procedure Composicao (m1, m2: double; y1, y2: vetor_gas; var yt: vetor_gas);	Determina a composição química de uma mistura de 2 fluxos de gases, conhecendo-se os fluxos mássicos e composição química de cada gás.
Function Cp (i: integer; t: double): double;	Retorna o calor específico a pressão constante do gás perfeito <i>i</i> , a partir de sua temperatura.
Function Cv (i: integer; t: double): double;	Retorna o calor específico a volume constante do gás perfeito <i>i</i> , a partir de sua temperatura.
Function Cp_h2o (P, T: double): double;	Retorna o calor específico da água a partir de sua pressão e temperatura.
Function Cp_mis (t: double; y: vetor_gas): double;	Retorna o calor específico a pressão constante de uma mistura de gases perfeitos a partir da temperatura e composição.
Function Cv_mis (t: double; y: vetor_gas): double;	Retorna o calor específico a volume constante de uma mistura de gases perfeitos a partir da temperatura e composição.
Function Gama (t: double; y: vetor_gas): double;	Retorna a relação de calores específicos a pressão e a volume constante de um gás a partir de sua temperatura e composição.
Function Ka (t: double; y: vetor_gas): double;	Retorna o valor $(\text{Gama} - 1) / \text{Gama}$.
Function entalpia (i: integer; t: double): double;	Calcula a entalpia do gás <i>i</i> a partir da temperatura.
Function entalp_mis (t: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a entalpia da mistura de gases em função da temperatura e composição.
Function entropia (i: integer; t: double): double;	Calcula a entropia absoluta a 1 atm do gás <i>i</i> a partir de sua temperatura.
Function entrop_mis (t, p: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a entropia absoluta da mistura de gases a partir da temperatura, composição e pressão.
Function exergia (t, p: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a exergia total (química e física) de uma mistura de gases a partir da temperatura, pressão e composição.

Function exer_temp_corr (t, p, tamb, pamb: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a exergia total do gás a partir da temperatura, pressão e composição, quando as condições ambientes são diferentes do estado de referência padrão (25 °C e 1 atm).
Function ent_temp (h: double; y: vetor_gas):double;	Determina a temperatura do gás através do método de Newton-Raphson, a partir da entalpia e composição.
Function temp_trop (s, p, ti: double; y: vetor_gas): double;	Determina a temperatura do gás através do método de Newton-Raphson, conhecendo-se a entropia, pressão e composição.
Function pres_trop (s, t, pi: double; y: vetor_gas): double;	Determina a pressão do gás através do método de Newton-Raphson, conhecendo-se a entropia, temperatura e composição.
Function entalp_tot (t, v: double; y: vetor_gas): double;	Calcula da entalpia total do gás, a partir da temperatura, velocidade e composição.
Function temp_tot (t, v:double; y: vetor_gas): double;	Calcula a temperatura de estagnação a partir da temperatura estática, velocidade e composição.
Function pres_tot (t, p, v: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a pressão de estagnação através de um processo de desaceleração isentrópica, partindo da temperatura e pressão estáticas, velocidade e composição.
Function del_entalp (t, p, ps: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a variação de entalpia para um processo isentrópico a partir do estado inicial (especificados pela temperatura, pressão e composição do gás) e da pressão de saída.
Function beta_dhis (t, p, dhis: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a razão de pressão de um processo de compressão ou expansão dadas as condições iniciais e variação de entalpia para o processo isentrópico.
Function beta_temp (t, p, ts: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a razão de pressão dadas as condições iniciais e a temperatura de saída do processo correspondente isentrópico.
Procedure estagnacao (T1, P1, Ma: double; y: vetor_gas; var T01, P01: double);	Calcula a temperatura e pressão de estagnação a partir da temperatura e pressão estáticas, da composição do gás e do valor do número de Mach.
Function Mach (T1, V1: double; y: vetor_gas): double;	Calcula o número de Mach a partir da temperatura estática, velocidade e composição do gás.

Unit EquipGas.PAS

Procedure Compressor (t, p, m, n, rc : double; ya:vetor_gas; ef_comp_mec: double; var T2, P2, wc: double);	Avalia o processo de compressão a partir das condições iniciais, da razão de pressão e do coeficiente isentrópico.
Procedure Comb1 (gas: fuel_parametro; nb, tcam, pcam, dp_cmb, mar, fca, t_fuel: double; yar : vetor_gas; var yg: vetor_gas; var ntot, T_Turb, Pcam_out, Qcb : double);	Avalia o processo de combustão a partir das condições de entrada do ar e do combustível, da relação combustível-ar e dos parâmetros de eficiência de combustão e de perda de carga. A temperatura de saída é calculada.
Procedure Comb2 (gas: fuel_parametro; nb, dp_cmb, tcam, pcam, mar, t_fuel: double; yar: vetor_gas; var yg: vetor_gas; var fca, ntot, CET, Pcam_out, Qcb : double);	Avalia o processo de combustão a partir das condições de entrada, dos parâmetros de eficiência e de perda de carga e da temperatura de saída. A relação combustível-ar é calculada.
Procedure Tur_gas (t, pe, ps, m, u, Mol_g : double; y: vetor_gas; var ts, wt: double);	Avalia o processo de expansão na turbina a gás a partir das condições de entrada, pressão de saída e coeficiente isentrópico de expansão.
Pocedure Mixer (m1, t1, p1, dP1: double; y1: vetor_gas; m2, t2: double; y2: vetor_gas; var m3, t3, p3: double; var y3: vetor_gas);	Calcula a composição química e propriedades termodinâmicas de saída de um processo de mistura de 2 correntes de gás a partir das condições de entrada.

Unit EquipVap.PAS

Procedure bomba (Pe, nsb: double; var wb :double; var propi, prope: VETOR_MAX_PROP);	Avalia o processo de bombeamento de água a partir das condições de entrada, da pressão de saída e do coeficiente isentrópico.
--	---

Procedure Turb_Vap (pve, nst: double; var wtv: double; var prop: VETOR_MAX_PROP);	Processo de expansão na turbina a vapor a partir das propriedades termodinâmicas do vapor na entrada, da pressão de extração e do coeficiente isentrópico de expansão.
Procedure mixer_steam (m1, m2: double; prop1, prop2: VETOR_MAX_PROP; var mws: double; var props: VETOR_MAX_PROP);	Avalia a mistura de 2 correntes de água na forma líquida e/ou vapor, com o cálculo das propriedades de saída a partir das condições de entrada.
Procedure Valvula (mw, Pwe: double; var Irrev, Ef_2: double; var prop: VETOR_MAX_PROP);	Processo de expansão isentálpica a partir das condições de entrada e da pressão de saída.
Procedure deaerator (m1, m2: double; var Irrev, Ef_2: double; var prop1, prop2, propwe: VETOR_MAX_PROP);	Determina as propriedades de saída da água num processo de desaeração a partir das propriedades de entrada do líquido na saída do pré-aquecedor e do vapor.

Unit Consonni.PAS

Function np_comp (SP, npc_oo, ac, bc:double):double;	Calcula o coeficiente de compressão politrópica a partir do parâmetro de dimensão SP e dos coeficientes npc_oo, ac, bc.
Function np_turb (SP, npt_oo, at, bt:double):double;	Calcula o coeficiente de expansão politrópica a partir do parâmetro de dimensão SP e dos coeficientes npt_oo, at, bt.
Function Integral_npc (SP_e, SP_s, npc_oo, ac, bc: double; n: integer): double;	Realiza a integral numérica da expressão do coeficiente politrópico de compressão através do método de Simpson para avaliação do coeficiente médio de compressão politrópica através do teorema do valor médio.
Function Integral_npt (SP_e, SP_s, npt_oo, at, bt: double; n: integer): double;	Realiza a integral numérica da expressão do coeficiente politrópico de expansão através do método de Simpson para avaliação do coeficiente médio de expansão politrópica através do teorema do valor médio.

Procedure Compressor1 (t, p, rc: double; ya: vetor_gas; var eta_iso, T2, P2, wc : double);	Avalia o processo de compressão a partir das condições de entrada, da razão de pressão e do coeficiente politrópico. Calcula o coeficiente isentrópico correspondente.
Procedure Comp_isot (t, p, rc, eta_ef: double; y: vetor_gas; var T2, P2, wc, Qc: double);	Avalia o processo de compressão isotérmica do combustível a partir das condições de entrada e do parâmetro de eficiência.
Procedure Tur_gas1 (t, pe, beta: double; y: vetor_gas; var eta_iso, ts, ps, wt : double);	Avalia o processo de expansão a partir das condições de entrada, da razão de pressão e do coeficiente politrópico. Calcula o coeficiente isentrópico correspondente.
Procedure Bocal (T1, P1, V1, beta, np_nz: double; y: vetor_gas; var T2, P2, V2: double);	Avalia o processo de aceleração no bocal, a partir das condições de entrada, da razão de pressão e do coeficiente de expansão politrópica.
Procedure Mixer_cool (mcool, tcool, pcool, mgas, tgas, pgas, Vgas: double; ycool, yg: vetor_gas; var m2, T2, P2:double; var y2: vetor_gas);	Avalia o processo de mistura do fluxo de resfriamento com o gás em expansão dadas as condições de entrada dos 2 fluxos, através das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia.
Procedure Pump_cool (T1, P1, P4, U: double; ya: vetor_gas; var T3, P3, wpump: double);	Calcula o estado do fluxo de resfriamento para pontos de extração fixos do compressor, com a avaliação do processo de bombeamento durante a passagem pelos canais da palheta nos estágios rotativos.
Procedure Pump_cool1 (T0, P0, P4, U, DPcl_Pcl, npc: double; ya: vetor_gas; var T1, P1, T3, P3, wcomp_ct, wpump: double);	Calcula o estado do fluxo de resfriamento para a opção de pontos de extração flutuantes, conforme o valor de perda de carga admitido entre a extração do compressor e a injeção na corrente de gás.

<p>Procedure Sele_cool (N_extracao: integer; cool: vetor_cool; ya: vetor_gas; T0, P0, tg, pg, P4min, npc, U: double; var T1, P1, Tcool, Pcool, dPcl_Pcl, wpump:double);</p>	<p>Seleciona o fluxo de resfriamento e determina seu estado termodinâmico, conforme a opção de pontos de extração fixos ou flutuantes.</p>
<p>Procedure Difusor (var T_dif, P_dif, T_out, P_out, Ma_dif, n_dif: double; var yg: vetor_gas);</p>	<p>Determina as condições de entrada do difusor através do processo de desaceleração, a partir do número de Mach na entrada, do coeficiente de expansão politrópica e da pressão total de saída.</p>
<p>Procedure V_estat (t0, p0, m, A: double; y: vetor_gas; var t, p, vel: double);</p>	<p>Determina as propriedades estáticas de entrada do bocal a partir das propriedades de estagnação da saída do combustor, do fluxo mássico e da secção transversal do gás em expansão.</p>

Unit Convecca.PAS

<p>Function Tgr (tg, Vg, Del_tg_nz: double; yg:vetor_gas):double;</p>	<p>Calcula a temperatura de recuperação do gás nos estágios com resfriamento do bocal e da turbina, a partir da temperatura e da velocidade do gás, para avaliação da TC por convecção.</p>
<p>Procedure Conveccao (mg, Tgr_gas, Tbm, tcl, Z, Bi_bw, Bi_TBC, fi, sector_g, H_c, at, solid, dc_c, Dm, rfc, alfa: double; ycl, yg: vetor_gas; var mclb: double);</p>	<p>Resolve o sistema de 4 equações não-lineares que governam a TC do gás em expansão ao fluxo de resfriamento, para determinação do fluxo de ar extraído do compressor necessário para manter a temperatura da superfície externa da palheta, na secção de saída dos canal de resfriamento, abaixo da temperatura do material empregado.</p>

Procedure Convec_vapor (mg, Tgr_gas, Tbm _x , tcl, pcl, Z, Bi _{bw} , Bi _{TBC} , fi, sector_g, H _c , at, solid, dc _c , Dm, rfc, alfa :double; ycl, yg: vetor_gas; var mclb, tcl_s, delta_h:double);	Resolve o sistema de 4 equações não-lineares de TC entre o gás em expansão e o vapor empregado para resfriamento das palhetas da turbina.
---	---

Unit TRANSCAL.PAS

Function Visco (i:integer; T: double): double;	Calcula a viscosidade da substância <i>i</i> em função da temperatura.
Function Visco_mis (T: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a viscosidade da mistura de gás em função da temperatura e composição.
Function Rey_cool (T, P, V, d: double; y: vetor_gas): double;	Calcula o número de Reynolds do escoamento do fluxo de refriamento na passagem pelos canais da palheta.
Function Rey_gas (mg, t, c, A: double; y: vetor_gas): double;	Calcula o número de Reynolds do escoamento do gás em expansão na turbina.
Function Rey_vapor (T, P, V, d: double): double;	Calcula o número de Reynolds do escoamento de vapor pelos canais da palheta.
Function Conduktiv (i: integer; t: double): double;	Calcula a condutividade da substância <i>i</i> em função da temperatura.
Function Conduktiv_mis (T: double; y: vetor_gas): double;	Calcula a condutividade da mistura de gás em função da temperatura e composição.
Function Prandtl (t: double; y: vetor_gas): double;	Avalia o número de Prandtl da mistura de gás a partir da temperatura e da composição.
Function Prandtl_vapor (t, p: double; y: vetor_gas): double;	Avalia o número de Prandtl do vapor a partir da temperatura e pressão.
Function Stanton_g (mg, t, sector_g, Dm, H _c :double; y: vetor_gas): double;	Avalia o número de Stanton da corrente de gás em função da temperatura, composição e parâmetros geométricos dos estágios de expansão.

Unit Troc_cal.PAS

<p>Procedure Troc_calor (mar, te_ar, pe_ar, mg, tg_e, pge, efev, rtc, Mol_g, Mar_u: double; ya, yg: vetor_gas; var ts_ar, ps_ar, tsg, psg: double);</p>	<p>Avalia o processo num TC Gás-Gás de correntes cruzadas a partir das condições de entrada e da efetividade.</p>
<p>Procedure Troc_calorDts (m1, t1, p1, m2, t2, p2, dP1, dP2, dTs, Mol_1, Mol_2:double; y1, y2: vetor_gas; var t1s, p1s, t2s, p2s, Q: double);</p>	<p>Avalia o processo num TC Gás-Gás a partir das condições de entrada e da diferença de temperaturas na secção de saída do gás 1.</p>
<p>Procedure Trocv_DTs (mg, Tge, Pge, DPg, Mol_g, mw, Dpw, DTs: double; y: vetor_gas; var Tgs, pgs: double; var propi, prope: VETOR_MAX_PROP);</p>	<p>Avalia o processo num TC Gás-Vapor a partir das condições de entrada e da diferença de temperaturas na secção de saída do gás.</p>
<p>Procedure vapor_DTsh (dPw, dTsh: double; var delta_entalp: double; var prop: VETOR_MAX_PROP);</p>	<p>Calcula o estado do vapor superaquecido dadas as propriedades do vapor saturado, a perda de carga e a temperatura de superaquecimento.</p>
<p>Procedure trocv_DTe (mg, Tgi, pgi, DPg, Mol_g, mw, Dpw, DTsh :double; y: vetor_gas; var Tge, pge: double; var propi, prope: VETOR_MAX_PROP);</p>	<p>Calcula o estado de saída do vapor e do gas dadas as condicoes de entrada e superaquecimento do vapor.</p>
<p>Procedure evap_cool (UR, mg1, tg1, pg1, dPg: double; tw1, pw1: double; yg1: vetor_gas; var mg2, tg2, pg2: double; var yg2: vetor_gas);</p>	<p>Avalia o resfriamento do ar através de um TC evaporativo a partir das condições de entrada e da especificação da umidade relativa na saída.</p>

Procedure Fan (t1, p1, p2, nfan:double; y: vetor_gas; var t2, w: double);	Avalia o processo de compressão por um ventilador para vencer a perda de carga do gás na passagem pelo TC.
---	--

Unit Exer_Gas.PAS

Procedure Exergia1 (m, t1, p1, t2, p2, w, q: double; y: vetor_gas; var Irrev, Ef_2: double);	Efetua um balanço exergético em um volume controle que envolve um único fluxo, sem alteração de composição química e com interações de calor e trabalho com o ambiente.
Procedure Exergia2 (m1, t1, p1, m2, t2, p2, t3, p3, w, q: double; y1, y2, y3: vetor_gas; var Irrev, Ef_2: double);	Efetua o balanço exergético para um VC com 2 entradas e uma saída e com interações de calor e trabalho com o ambiente.
Procedure Exergia3 (m1, t1, p1, m2, t2, p2, m3, t3, p3, m4, t4, p4, w, q: double; y1, y2, y3, y4: vetor_gas; var Irrev, Ef_2: double);	Realiza um balanço exergético para um VC com 2 fluxos de entrada e 2 fluxos de saída, envolvendo interações de calor e trabalho com o ambiente.

Unit Exer_Vap.PAS

Procedure exervap1 (mg, Tg1, Pg1, Tg2, Pg2: double; y: vetor_gas; mw: double; prop1, prop2: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double);	Efetua um balanço exergético para um TC com um fluxo de gás e um fluxo de vapor, sem mistura e sem interações de calor e trabalho com o meio.
Procedure exervap2 (mg, Tg1, Pg1, Tg2, Pg2: double; y: vetor_gas; mw1, mw2: double; prop1e, prop1s, prop2e, prop2s: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double);	Efetua um balanço exergético para um TC com um fluxo de gás e 2 fluxos de vapor, sem mistura e sem interações de calor e trabalho com o meio.

<pre> Procedure exervap3 (mg, Tg1, Pg1, Tg2, Pg2: double; y: vetor_gas; mw1, mw2, mw3: double; prople, prop1s, prop2e, prop2s, prop3e, prop3s: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double); </pre>	<p>Efetua um balanço exergético para um TC com um fluxo de gás e 3 fluxos de vapor, sem mistura e sem interações de calor e trabalho com o meio.</p>
<pre> Procedure exervap4 (mg, Tg1, Pg1, Tg2, Pg2: double; y: vetor_gas; mw1, mw2, mw3, mw4: double; prople, prop1s, prop2e, prop2s, prop3e, prop3s, prop4e, prop4s: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double); </pre>	<p>Efetua um balanço exergético para um TC com um fluxo de gás e 4 fluxos de vapor, sem mistura e sem interações de calor e trabalho com o meio.</p>
<pre> Procedure exervap0 (mw, w, q: double; prop1, prop2: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double); </pre>	<p>Efetua um balanço exergético para um VC com um fluxo de vapor incluindo interações de calor e trabalho com o meio.</p>
<pre> Procedure ExerVapMix(mw1, mw2: double; prop1, prop2, prop3: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double); </pre>	<p>Calcula a irreversibilidade de uma mistura de 2 correntes de vapor à mesma pressão.</p>
<pre> Procedure exerTgVap (mg, Tg1, Pg1, Tg2, Pg2: double; y: vetor_gas; mw, w, q: double; prop1, prop2: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double); </pre>	<p>Balanço exergético para um VC com um fluxo de gás e um fluxo de vapor, sem mistura e com interações de calor e trabalho com o meio.</p>

Procedure exerTgVap1 (mg1, Tg1, Pg1, mg2, Tg2, Pg2, mg3, Tg3, Pg3, mg4, Tg4, Pg4, w, q: double; y1, y2, y3, y4: vetor_gas; mw: double; prop1, prop2: VETOR_MAX_PROP; var Irrev: double);	Balanço exergético para um VC com 2 fluxos de gases na entrada e 2 na saída, um fluxo de vapor, sem mistura e com interações de calor e trabalho com o meio.
--	--

Unit HRSG.PAS

HRSG1	Sub-rotina para cálculo dos processos de 1 HRSG com 1 nível de pressão sem reaquecimento.
HRSG2	Calcula os processos de 1 HRSG com 1 nível de pressão e reaquecimento após a extração do vapor na turbina de alta pressão.
HRSG3	Sub-rotina para cálculo dos processos de 1 HRSG com 2 níveis de pressão, sem reaquecimento, incluindo o critério para convergência de fluxos de vapor e estados termodinâmicos.
HRSG4	Sub-rotina para cálculo dos processos de 1 HRSG com 2 níveis de pressão, com reaquecimento, incluindo o critério para convergência de fluxos de vapor e estados termodinâmicos.
HRSG5	Segunda opção de HRSG com 2 níveis de pressão, sem reaquecimento.
HRSG6	Segunda opção de HRSG com 2 níveis de pressão, com reaquecimento.
HRSGVAP1	Sub-rotina para avaliação dos processos num HRSG com 1 nível de pressão e reaquecimento, sendo que parte do vapor extraído da turbina de alta pressão é conduzida à TG para resfriamento.
HRSGVAP2	Sub-rotina para avaliação dos processos num HRSG com 2 níveis de pressão e reaquecimento, sendo que parte do vapor extraído da turbina de alta pressão é conduzida à TG para resfriamento.