

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE GERAÇÃO DE  
ENERGIA PARA O SETOR DE PETRÓLEO E GÁS

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de  
Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para a  
obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica  
na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá

2004

## DADOS CURRICULARES

MARIO ALBERTO BASULTO ERNST

NASCIMENTO	26.06.1948-SANTIAGO / CHILE
FILIAÇÃO	Oscar Mario Basulto Guillén Maria Antonieta Ernst Fortuño
1966/1971	Curso de Graduação Escuela de Ingenieria Mecânica-Universidad de Concepción-Chile
1972/1972	Professor da Escola de Engenharia Mecânica, Universidad Técnica del Estado-Chile
1973/1976	Departamento de Engenharia, Compañía de Acero del Pacífico-Chile
1977/1986	Departamento de Celulose-Voith S.A.
1987/1992	Departamento de Engenharia e Departamento de Utilidades-BASF
1991/1991	Certificação como Engenheiro da Qualidade pela American Society for Quality Control (ASQC), Lorena
1992/1993	Engenheiro da Qualidade, Faculdade de Engenharia Química de Lorena (FAENQUIL), Lorena, SP, Brasil
1993/1997	Representante comercial e prestação de serviços de engenharia em forma autônoma
1998-2000	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da UNESP

a Mario, Billy e Ralph, Yayita e Maruja

## **AGRADECIMENTOS**

À FEG, por ter me permitido desfrutar novamente aqueles tempos de estudante,  
ao meu amigo e orientador José Antônio Perrella Balestieri, com quem andamos esta proveitosa jornada,

à meus professores, funcionários da Biblioteca e secretárias da pós graduação e departamento, pela colaboração e permanente disposição,

ao CENPES/PETROBRÁS e UFSC por ter me dado a oportunidade de trabalharmos juntos em projetos.

Este trabalho contou com o apoio financeiro de CAPES, CENPES/PETROBRÁS e UFSC

Chegará o dia em que, talvez, as máquinas pensem, porém elas nunca  
terão fantasias”.

**Theodore Heuss**, jornalista alemão, (1884-1963)

ERNST, M. A. B. **Modelagem e simulação de sistemas de geração de energia em para o setor de petróleo e gás**. 2004. 212f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2004.

## RESUMO

Neste trabalho é definido um cenário de transição entre o uso da energia proveniente de combustíveis fósseis e a utilização ainda restrita de certas fontes renováveis, como as biomassas, em especial, uma vez que o emprego de recursos hídricos e eólicos é dependente da sua disponibilidade, e tecnologias de aproveitamento da energia solar ainda demandam aperfeiçoamentos tecnológicos. Durante essa transição cabe otimizar os ciclos tradicionais que consomem óleo diesel e gás natural, visando diminuir o impacto nas reservas e no meio ambiente, aumentando o tempo disponível para a mudança, caso seja necessário. Após uma descrição dos ciclos avançados mais conhecidos é analisado de forma mais detalhada a utilização do ciclo com injeção de vapor (STIG) utilizando gás natural, em duas plantas processadoras de gás natural, incluindo uma comparação com o ciclo Rankine e Brayton convencionais. Esta análise é principalmente focado em Unidades de Compressão de gás natural, visto a grande ênfase que vêm sendo dada à sua utilização, trazendo como consequência a necessidade da extensão das redes de gasodutos. Os ciclos são analisados operando nas condições de projeto e com carga parcial ou sobrecarga, motivo pelo qual são formulados modelos termodinâmicos que são apresentados integrados a programas computacionais, considerando a maior quantidade de informações que permitam uma simulação próxima da realidade. Na simulação são considerados os custos de combustíveis e equipamentos, manutenção e, de forma simplificada, os ganhos potenciais provenientes da venda de créditos de carbono. Os objetivos propostos neste trabalho incluem a criação de modelos termodinâmicos para os ciclos estudados e sua simulação, considerando a operação com carga parcial, disponibilizando os dados utilizados de forma organizada.

Conclui-se que é importante considerar a variabilidade dos ciclos e equipamentos e que existe um grande potencial de economia de energia nas instalações de petróleo e gás.

**PALAVRAS-CHAVE:** Cogeração, gás natural, ciclo STIG

**ERNST, M. A. B.** Modeling and simulation of energy generation systems for oil and natural gas sector. **2004. 212f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2004.**

#### ABSTRACT

This work considers a transition scenario from fossil combustible energy and the restrict usage of renewable sources, specially biomass, just because water and eolic sources depend on their availability, and solar energy usage depends on technological improvements . During this transition, it is important to optimize traditional cycles that use diesel oil and natural gas, for minimizing the impact on natural reserves and environment, increasing the existing time schedule for changes, if necessary. After describing some advanced cycles, this study evaluates in more detail the usage of steam injection cycle (STIG) burning natural gas, applicable to two natural gas production plant, considering the comparison between Rankine and Brayton conventional cycles. This analysis is focused mainly in natural gas Compression Units due to the great emphasis that it has nowadays, with the necessity of increasing the gas pipeline. In this thesis, the cycles are analyzed considering the project part-load and over-load conditions, explaining why there are thermodynamic modeling to be integrated to computer programs to generate informations for a simulation closer to the real operational condition. In the simulation fuel and equipment prices, maintenance costs and, in a simple way, the potential return of investments coming from carbon dioxide credits sales were considered. Proposal goals from this study include new thermodynamic modelling applicable to the studied cycles and its simulation, considering partial load operation, offering the sparse technical and economic data in an organized way.

After ending the study it was possible to conclude that the part load operation must be considered and that the oil and gas installation have a potential in energy savings.

**KEYWORDS:** Cogeneration, natural gas, STIG cycle

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1	- Ciclo Rankine convencional – Lay-out.....	7
FIGURA 2.2	- Ciclo Rankine com regeneração – Lay-out.....	9
FIGURA 2.3	- Ciclo Rankine com regeneração – Diagrama T-s.....	9
FIGURA 2.4	- Ciclo Rankine com reaquecimento.....	10
FIGURA 2.5	- Ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.....	11
FIGURA 2.6	- Ciclo Rankine com reaquecimento – Diagrama T-s.....	12
FIGURA 2.7	- Ciclo Brayton-Diagrama T-s.....	13
FIGURA 2.8	- Ciclo Brayton – Arranjo.....	14
FIGURA 2.10	- Ciclo com injeção de vapor.....	16
FIGURA 2.11	- Esquema do ciclo HAT.....	19
FIGURA 2.12	- Esquema do ciclo REVAP.....	20
FIGURA 2.13	- Esquema do ciclo CHAT.....	21
FIGURA 2.14	- Ciclo com recuperação química – Lay-out.....	23
FIGURA 2.15	- Efeito da recuperação química – Diagrama.....	24
FIGURA 3.1	- Esquema energético da HRSG1P.....	30
FIGURA 3.2	- Disposição da HRSG1P.....	30
FIGURA 3.3	- Balanço no tubulão.....	32
FIGURA 3.4	- Caldeira instalada num sistema.....	38
FIGURA 3.5	- Nomograma para estudo de simultaneidade de demandas.....	40
FIGURA 3.6	- Efeito da queima suplementar na HRSG1P.....	43
FIGURA 3.7	- Efeito do desvio dos gases na HRSG1P.....	44
FIGURA 3.8	- HRSG com queima suplementar no evaporador.....	45
FIGURA 3.9	- Efeito da queima suplementar no evaporador da HRSG1P.....	45
FIGURA 3.10	- Influência da pressão no calor recuperado.....	47
FIGURA 3.11	- Efeito da pressão e temperatura da água de alimentação no calor recuperado.....	48
FIGURA 3.12	- Influência da pressão no calor recuperado.....	49
FIGURA 3.13	- Diagrama simples para HRSG2P.....	49
FIGURA 3.14	- Esquema energético da HRSG2P.....	50

FIGURA 3.15	- Disposição da HRSG2P.....	51
FIGURA 3.16	- HRSG2P – Possibilidades de projeto.....	52
FIGURA 3.17	- Ciclo Brayton convencional. Diagrama T-s.....	54
FIGURA 3.18	- Ciclo Brayton convencional. Disposição.....	54
FIGURA 3.19	- Ar de refrigeração.....	58
FIGURA 3.20	- Modelo de câmara de combustão com injeção de vapor.....	61
FIGURA 3.21	- Esquema da turbina a gás.....	62
FIGURA 3.22	-Expansão na turbina a gás-Diagrama T-s.....	66
FIGURA 3.23	- Turbina a vapor com estrangulamento.....	69
FIGURA 3.24	- Efeito da carga no rendimento. Parâmetro, Fração da carga.....	71
FIGURA 3.25	- Efeito da carga no rendimento. Parâmetro, Potência.....	72
FIGURA 4.1	- Ciclo Rankine - Lay-out.....	73
FIGURA 4.2	- Ciclo Rankine com regeneração.....	76
FIGURA 4.3	- Ciclo Rankine com regeneração-Diagrama T-s.....	76
FIGURA 4.4	- Influência da pressão da turbina a vapor no rendimento do ciclo.....	79
FIGURA 4.5	- Rendimento dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina.....	79
FIGURA 4.6	- Potência líquida dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina.....	80
FIGURA 4.7	- Consumo específico dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina.....	80
FIGURA 4.8	- Ciclo combinado –Lay-out.....	82
FIGURA 4.9	- Esquema energético do ciclo combinado.....	83
FIGURA 4.10	- Produção de vapor de turbinas a gás em ciclos combinados – Estimativa do potencial.....	84
FIGURA 4.11	- Ciclo com injeção de vapor (STIG).....	87
FIGURA 4.12	- Operação do ciclo com injeção de vapor.....	88
FIGURA 4.13	- Efeito da injeção de vapor na potência produzida.....	90
FIGURA 4.14	- Efeito da injeção de vapor no rendimento e calor específico.....	90
FIGURA 5.1	- Caldeira de recuperação – Diagrama energético.....	96
FIGURA 5.2	- vazão de vapor em função do modelo escolhido.....	98
FIGURA 5.3	- Desvio dos modelos simplificados.....	98
FIGURA 5.4	- Fluxograma do programa HRSGfinal.ees	114

FIGURA 6.1	- Variação de demanda.....	117
FIGURA 6.2	- Tempo de retorno para taxa de interesse 12%.....	123
FIGURA 6.3	- Tempo de retorno para taxa de interesse 12%, detalhe para 5 anos....	123
FIGURA 6.4	- Esquema energético na condição de deficiência de gases	124
FIGURA 6.5	- Ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão – Lay-out.	126
FIGURA 6.6	- Ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão. Esquema energético	127
FIGURA 6.7	- Turbina a vapor com duas entradas	128
FIGURA 6.8	- Operação do ciclo com injeção de vapor	129
FIGURA 6.9	- Percentual máximo de vapor injetado	131
FIGURA 6.10	- Aumento da potência para várias cargas da turbina a gás	132
FIGURA 6.11	- Demanda e fornecimento de vapor – Alternativas Macaé1 e Macaé2	143
FIGURA A1	- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO.....	170
FIGURA A2	- Temperatura de escape $T_{out}$ em função da quantidade de vapor injetado.....	172
FIGURA B1	- Turbina a vapor com estrangulamento.....	173
FIGURA B2	- Linha de Willans.....	175
FIGURA B3	- Potência segundo linha de Willans.....	179
FIGURA B4	- Vazão e erro segundo linha de Willans.....	180
FIGURA B5	- Linha de Willans-Pressão e temperatura de estrangulamento.....	180
FIGURA C1	- Processo de estrangulamento.....	181
FIGURA C2	- Lógica do controle por: a) pressão e b) temperatura.....	182
FIGURA C3	- Valores adimensionalizados.....	185
FIGURA C4	- Processo de estrangulamento. Diagrama T-s.....	185
FIGURA D1	- Locais alternativos para injeção de vapor.....	187
FIGURA D2	- Massa de ar para resfriamento.....	189
FIGURA E1	- Compressão de um gás perfeito.....	191
FIGURA E2	- Compressão em dois estágios.....	195
FIGURA E3	- Rendimento politrópico para compressores em série.....	196
FIGURA E4	- Influência do rendimento isentrópico na pressão e temperatura.....	197
FIGURA F1	- Cogeração com turbina a vapor. Ciclo <i>bottoming</i> .....	199
FIGURA F2C	- Cogeração com turbina a gás. Ciclo <i>topping</i> .....	199

FIGURA F3	- Cogeração com turbina a vapor e aproveitamento de combustível residual. Ciclo <i>topping</i> .....	200
FIGURA F4	- Cogeração com turbina a vapor. Ciclo <i>topping</i> .....	200
FIGURA F5	- Trocador de calor em contracorrente.....	201
FIGURA F6	- Perfil de temperatura.....	201
FIGURA F7	- Perfil de temperaturas da caldeira de recuperação.....	202
FIGURA G1	- Esquema geral da GEMAC.....	205

## LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1	-Sumário das tecnologias de geração com turbinas a gás.....	25
TABELA 3.1	- Sistema operando em diferentes condições de demanda de vapor..	41
TABELA 3.2	- Efeito da pressão e temperatura da água de alimentação no calor recuperado .....	48
TABELA 3.3	- Teste de uma TV real .....	71
TABELA 4.1	- Influência da pressão da turbina a vapor no rendimento do ciclo	78
TABELA 4.2	- Efeito da pressão de entrada na turbina a gás nos parâmetros do ciclo Rankine convencional (Conv) e o ciclo com regeneração (Reg).....	79
TABELA 4.3	- Parâmetros de conjuntos geradores da ordem de 7.000 kW.....	81
TABELA 4.4	- Diferenças de entalpia comuns na HRSG (kJ/kg).....	83
TABELA 4.5	- Características de algumas turbinas a gás.....	85
TABELA 4.6	- Comparação de parâmetros para exemplo de 7.000 kW	86
TABELA 4.7	- Efeito da fração de vapor injetado ( $F_{\text{vapor}}$ ) no desempenho da turbina a gás.....	90
TABELA 5.1	- Emissões de diferentes combustíveis <sup>1</sup> .....	94
TABELA 5.2	- Carbono equivalente para diferentes combustíveis <sup>1</sup> .....	95
TABELA 5.3	- Comparação de modelos para caldeira.....	97
TABELA 5.4	- Efeito da carga no rendimento	100
TABELA 5.5	- Consumo de vapor segundo o rendimento da turbina.....	100
TABELA 5.6	- Custo do combustível com rendimento da caldeira =0,85 (US\$/ano) <sup>1</sup> .....	101
TABELA 5.7	- Cenários de cogeração.....	103

TABELA 5.8	- Composição de custos segundo o software Thermoflow.....	108
TABELA 5.9	- Custos de investimento de CTEs.....	109
TABELA 5.10	- Custos orientativos de turbinas a vapor e caldeiras convencionais..	109
TABELA 6.1	- Capacidade de estocagem , tempo necessário de enchimento e duração do ciclo (todas em horas).....	115
TABELA 6.2	- Macaé - Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos (kW)..	115
TABELA 6.3	- LUBNOR - Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos....	116
TABELA 6.3a	- Simultaneidade de demandas – Combinações consideradas.....	117
TABELA 6.4	- Demandas utilizadas para as alternativas de Macaé.....	118
TABELA 6.5	- Alternativas de HRSG .....	119
TABELA 6.6	- Perdas de pressão para diversas condições de operação (bar).....	119
TABELA 6.7	- Perda de potência na Turbina a gás (kW).....	120
TABELA 6.8	- Consumo adicional de combustível (kW).....	120
TABELA 6.9	- Custo anual por HRSG, com demanda única (US\$).....	121
TABELA 6.10	- Custos anuais ponderados para cada HRSG (US\$).....	122
TABELA 6.11	- Consumos e custos anuais.....	122
TABELA 6.12	- Economia anual, custos e investimentos (US\$).....	122
TABELA 6.13	- Efeito dos gases de escape da turbina a gás na produção máxima de vapor.....	124
TABELA 6.14	-Projeto da HRSG – Efeito no desempenho com carga parcial/sobrecarga.....	125
TABELA 6.15	- Potência produzida com dois níveis de pressão.....	129
TABELA 6.16	- Efeito da injeção de vapor com carga 100%.....	130
TABELA 6.17	- Efeito da injeção de vapor na potência e rendimento da turbina a gás.....	132
TABELA 6.18	- Vazão por kmol de combustível e moles necessários para cada alternativa. ....	137
TABELA 6.19	- Economia anual obtida. Aquecedor F-20601.....	137
TABELA 6.20	- Economia anual obtida. Aquecedor F-20602.....	138
TABELA 6.21	- Economia anual para várias temperaturas (US\$/ano).....	138
TABELA 6.22	- Perdas de pressão (mm. c a.).....	139
TABELA 6.23	- Espessuras do isolante (mm) para vários diâmetros internos e temperaturas de saída.....	140

TABELA 6.24	Alternativa Macaé1-Economia anual (custo do vapor 0,00433 US\$/kg	143
TABELA 6.25	- Alternativa Macaé 1 - Economia anual (custo do vapor 0,006 US\$/kg).....	144
TABELA 6.26	- Alternativa Macaé2 – Economia anual (E) e retorno simples (R) considerando o tempo de déficit de produção de vapor (custo do vapor: 0,00433 US\$/kg).....	145
TABELA 6.27	- Alternativa Macaé 2 - Taxa de juros mínima para início do retorno (custo do vapor 0,00433 US\$/kg).....	145
TABELA 6.28	- Comparação das alternativas de cogeração para Macaé.....	146
TABELA 6.29	- Alternativa Macaé3 – Economia elétrica máxima e mínima para 8000 horas/ano de operação e tarifa elétrica de 0,05 US\$/kWh.....	146
TABELA 6.30	- Fatores e demandas para os cálculos da alternativa Macaé3.....	148
TABELA 6.31	- Alternativa Macaé3 - Economia anual total (custo do vapor, 0,00433 US\$/kg).....	148
TABELA 6.32	- Alternativa Macaé4 – Economia elétrica máxima e mínima para 8000 horas/ano de operação e tarifa elétrica de 0,05 US\$/kWh.....	149
TABELA 6.33	- Alternativa Macaé4 - Economia anual total (tarifa energia elétrica, 0,05 US\$/kWh).....	150
TABELA 6.34	- Influência da tarifa elétrica no balanço após 20 anos (US\$).....	150
TABELA 6.35	- Tarifas elétricas (Bandeirante Energia, Resolução ANEEL No 244/2004 de 18/10/2004, Subgrupo A2, 88-138kV).....	152
TABELA 6.36	- Economia com carga total da turbina a gás. Custo do vapor 4,33 US\$/t, custo energia elétrica 0,05 US\$/kWh.....	153
TABELA 6.37	- Resumo das alternativas propostas.....	154
TABELAS DE APÊNDICES		
TABELA A1	- Dados de turbinas comerciais.....	163
TABELA A2	- Temperaturas de catálogo e valores calculados.....	164
TABELA A3	- Valores calculados.....	165
TABELA A4	- Valores médios calculados.....	165
TABELA A5	- Fatores de correção para turbina Saturn 20.....	166
TABELA A6	- Parâmetros para turbina Saturn 20.....	167

TABELA A7	- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO, em função do fator de carga. Potências.....	169
TABELA A8	- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO, em função do fator de carga. Temperaturas, rendimento e vazões.....	169
TABELA A9	- Relação entre rendimentos e potências em função do tamanho....	170
TABELA A10	- Calor específico ( $C_{pv}$ ) do vapor superaquecido .....	171
TABELA A11	- Temperatura de escape segundo três critérios. Turbina Saturn 20 operando em condições ISO para várias frações de vapor injetado..	168
TABELA B1	- Comparação de valores obtidos com a linha de Willans.....	174
TABELA B2	- Desvio da linha de Willans.....	179
TABELA C1	- Pressão e temperatura de saída - $K=0,0002 \text{ m}^2$ e $p_1=3 \text{ Mpa}$ .....	183
TABELA C2	- Valores adimensionalizados.....	184
TABELA D1	- Comparação de desempenho entre ciclos.....	188
TABELA D2	- Ganho de potência e rendimento do ciclo STIG.....	188
TABELA D3	- Ar para refrigeração de palhetas (% do ar do compressor), temperatura de refrigeração 800 K, e temperatura das palhetas 1.150 K.....	190
TABELA G1	- Macaé (Cabiúnas)- Consumo de energia elétrica, ano 2001.....	206
TABELA G2	- Macaé (Cabiúnas) – Estimativa de carga térmica.....	206
TABELA G3	- Macaé (Cabiúnas) – Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos (kW).....	206
<b>TABELAS DE ANEXOS</b>		
TABELA B1	- Parâmetros de Turbinas a gás (2003 GTW Handbook)	211
TABELA B2	- Produção de vapor através dos gases de escape de turbinas a gás – Estimativa para pré-cálculos.	212

### ABREVIATURAS

AP	Alta pressão	
B	Bomba	
BP	Baixa pressão	
CAP	Cimento Asfáltico de Petróleo	
CC	Ciclo combinado	
CC <sub>comb</sub>	Custos de combustíveis (inclui outros custos variáveis)	US\$/ano
CD	Condensador	

CEE	Custo da energia elétrica	US\$/ano
CRGT	turbinas a gás com recuperação química	
CTE	Centras Centrais Termelétricas	
DAV	Déficit Adicional de Vapor	kg/ano
DES	Desaereador	
DMLT	Diferença média logarítmica de temperatura (Hollman)	°C
DP	Diferença de temperaturas no <i>pinch point</i> .	°C
EEE	economia elétrica anual obtida pela estocagem	US\$
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo	
GN	Gás natural	
GV	Gerador de vapor	
HRSG,	Gerador de vapor com recuperação de calor, um nível de	
HRSG1P,	pressão, 2 níveis de pressão	
HRSG2P		
LMTD	Logarithmic mean temperature difference (MLTD, DMLT)	°C
MLTD	Media logarítmica de diferença de temperaturas (Incropera)	oC
QS	Queima Suplementar	
STIG	Ciclo ou turbina com injeção de vapor ( <i>Steam injected gas turbine</i> )	
TG	Turbina a gás	
TP	Tarifa elétrica no horário de ponta	US\$/kWh
TFP	Tarifa elétrica no horário fora de ponta	
TQC	Tanque de condensado	
TR	Torre de resfriamento	
TV	Turbina a vapor	
UPGN	Unidade Processadora de Gás Natural	

## LISTA DE SIMBOLOS

$C_p$	Calor específico	$\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}$
$E_{gv}$	Vapor produzido pelo ciclo de cogeração	$\text{Kg/s}$
$E_p$	Energia elétrica fornecida pela turbina a gás.	$\text{kW}$
$E_r$	Demanda elétrica requerida	$\text{kW}$

$E_{pv}$	Energia elétrica fornecida pela turbina a vapor	kW
$E_v$	Demanda térmica requerida	kW
$f$	fator de anuidade	-
$f_{dreno}$	Fração de vapor drenada da HRSG	
$F_{vapor}$	fração dos gases sem injeção, de vapor injetado com carga máxima	
$h$	Entalpia	kJ/kg
$k$	Relação de calores específicos	
$K$	Custo do investimento	US\$
$H$	Horas por ano de funcionamento da instalação	horas
$\dot{m}$	vazão mássica	kg/s
$p$	pressão	bar
$P_{el}$	Custo da energia elétrica comprada da concessionária	US\$/kW
$P_{gel}$	Custo da energia elétrica gerada internamente	US\$/kW
$P_v$	Custo da energia térmica comprada ou produzida de forma convencional	US\$/kW ou US\$/kg de vapor
$P_{gv}$	Custo da energia térmica gerada internamente	US\$/kW ou US\$/kg de vapor
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	kW
$r$	fator de recirculação	-
$T$	Temperatura	°C
$TIT$	Temperatura de entrada dos gases na turbina	°C
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	kW/m <sup>2</sup> ·°C
$v$	volume específico	m <sup>3</sup> /kg
$x$	Título	
$\dot{W}$	Potência	kW

### SUBINDICES

0	condições nominais ou de projeto
c	Compressor
comb	Combustível

eco, ECO	Economizador
eva, EVA	Evaporador
exh	gases de escape
g	gás de escape
gi	gás de escape com injeção de vapor
go	gás de escape com injeção de vapor
i	injeção de vapor
isen	isentrópico
HR	<i>Heat Rate</i>
in	entrada
out	saída
sup, SUP	superaquecedor
T	Turbina
v	Vapor

### LETRAS GREGAS

$\eta$	Eficiência, rendimento
$\beta$	fração de vapor em relação à nominal, consumida por uma turbina a vapor sem carga

## SUMARIO

	LISTA DE FIGURAS.....	
	LISTA DE TABELAS.....	
	LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	
	LISTA DE SIMBOLOS.....	
<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	3
1.2	OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES.....	4
1.3	ESTRUTURA DOS CAPÍTULOS.....	5
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>6</b>
2.1	CICLO RANKINE CONVENCIONAL.....	7
2.2	CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO .....	8
2.3	CICLO RANKINE COM REAQUECIMENTO.....	10
2.4	CICLO BRAYTON.....	13
2.5	CICLO COMBINADO COM INJEÇÃO DE VAPOR (STIG ou CHENG)....	15
2.6	CICLOS EVAPORATIVOS (HAT, REVAP e CHAT).....	19
2.7	CICLO COM RECUPERAÇÃO QUÍMICA.....	22
2.8	PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO.....	25
2.9	DESENVOLVIMENTO SUSTENTÁVEL E CRÉDITOS DE CARBONO..	26
<b>3</b>	<b>MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS.....</b>	<b>30</b>
3.1	CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG).....	30
3.1.1	<b>Caldeiras de recuperação com um nível de pressão (HRSG1P).....</b>	<b>30</b>
3.1.1.1	Caldeiras convencionais operando com demanda variável.....	38
3.1.1.2	Controle de caldeiras operando com demanda variável.....	41

3.1.1.3	Queima suplementar e desvio dos gases.....	42
3.1.1.4	Critérios e limitações no projeto de HRSG's.....	46
3.1.2	<b>Caldeiras de recuperação com dois níveis de pressão (HRSG2P).....</b>	49
3.2	TURBINAS A GÁS (TG).....	53
3.2.1	<b>Compressor.....</b>	55
3.2.2	<b>Câmara de combustão.....</b>	56
3.3.	TURBINAS A GÁS COM INJEÇÃO DE VAPOR.....	59
3.3.1	<b>Temperatura de entrada (TIT), sem injeção de vapor e carga nominal...</b>	60
3.3.2	<b>Temperatura de entrada (TIT), sem injeção de vapor e carga parcial...</b>	63
3.3.3	<b>Temperatura de entrada (TITi) e saída (Tout) com injeção de vapor.....</b>	64
3.3.4	<b>Cálculos para potência máxima com injeção de vapor.....</b>	65
3.4	TURBINAS A VAPOR.....	68
4	<b>MODELAGEM DOS CICLOS UTILIZADOS .....</b>	73
4.1	CICLO RANKINE.....	73
4.2	CICLO BRAYTON.....	81
4.3	CICLO COMBINADO.....	81
4.4	CICLO COM INJEÇÃO DE VAPOR (STIG).....	86
5	<b>ASPECTOS AMBIENTAIS, DE MODELAGEM, ECONÔMICOS E COMPUTACIONAIS .....</b>	92
5.1	ASPECTOS AMBIENTAIS.....	92
5.1.1	<b>Cálculo simplificado do carbono equivalente.....</b>	92
5.1.2	<b>Emissões de diferentes combustíveis.....</b>	94
5.2	MODELAGEM COM CARGA PARCIAL.....	96
5.2.1	<b>Caldeiras de recuperação (HRSG).....</b>	96
5.2.2	<b>Turbinas a vapor (TV).....</b>	99
5.2.3	<b>Turbinas a gás (TG).....</b>	101
5.3	ASPECTOS ECONÔMICOS.....	101
5.4	ASPECTOS COMPUTACIONAIS.....	111
6	<b>ESTUDO DE CASO-APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL.....</b>	115

6.1	MODELAGEM DAS CURVAS DE DEMANDA.....	116
6.2	ALTERNATIVAS ESTUDADAS PARA CADA PLANTA.....	117
6.3	ALTERNATIVAS PARA A UPGN DE MACAÉ.....	118
6.3.1	<b>Sistema de cogeração.....</b>	118
6.3.2	<b>Ciclo Combinado.....</b>	126
6.3.3	<b>Ciclo STIG.....</b>	129
6.3.4	<b>Estocagem em gasodutos .....</b>	135
6.3.5	<b>Queima nos Aquecedores.....</b>	136
6.4	ALTERNATIVAS PARA A UPGN DE LUBNOR.....	140
6.5	ESTUDO DE VIABILIDADE.....	142
6.5.1	<b>Alternativas para a UPGN de Macaé.....</b>	142
6.5.1.1	Alternativa Macaé1.....	142
6.5.1.2	Alternativa Macaé2.....	144
6.5.1.3	Alternativa Macaé3.....	146
6.5.1.4	Alternativa Macaé4.....	149
6.5.1.5	Alternativa Macaé5.....	151
6.5.1.6	Alternativa Macaé6.....	151
6.5.1.7	Alternativa Macaé7.....	151
6.5.1.8	Turbina a gás operando com carga máxima.....	153
7	<b>CONCLUSÕES .....</b>	155
	REFERÊNCIAS.....	157
	APÊNDICE A - ESTIMATIVA DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE TURBINAS A GÁS OPERANDO COM CARGA PARCIAL.....	163
	APÊNDICE B - DESEMPENHO DAS TURBINAS A VAPOR COM CARGA PARCIAL.....	173
	APÊNDICE C - EFEITO DA VAZÃO NA TEMPERATURA E PRESSÃO NO ESTRANGULAMENTO. ....	181
	APÊNDICE D – DADOS COMPLEMENTARES SOBRE INJEÇÃO DE VAPOR E AR DE REFRIGERAÇÃO EM TURBINAS A GÁS.....	187
	APÊNDICE E – DEFINIÇÃO E DISCUSSÃO DO RENDIMENTO POLITRÓPICO...	191

APÊNDICE F – CONCEITO DE CICLO <i>BOTTOMING</i> E <i>TOPPING</i> , <i>PINCH POINT</i> E <i>APPROACH</i> .....	198
APÊNDICE G – DESCRIÇÃO DA ESTAÇÃO DE MACAÉ (GEMAC).....	208
ANEXO A – CURVAS DA TURBINA A GÁS DA UPGN – MACAÉ.....	183
ANEXO B - PARÂMETROS DE TURBINAS A GÁS.....	211

## 1 INTRODUÇÃO

Verificados os cenários energéticos a partir da década de 1970, pode-se afirmar que existe um grande dinamismo nos mesmos, passando pelas crises do petróleo dos anos 1970 e 1980, e o atual patamar de custo do barril em 2004, de US\$ 50 aproximadamente, patamar que segundo as atuais tendências não deverá retornar, em curto prazo, aos valores históricos da ordem de US\$ 30 (MAGNAVITA, 2004).

A escassez e/ou elevados custos conduziram a uma paulatina mudança no tradicional uso dos derivados de petróleo, apontando para um aumento da demanda crescente de substitutos do mesmo, tais como biodiesel, biomassa e álcool, e para um desenvolvimento de tecnologias destinadas ao aproveitamento de fontes alternativas de energia, entre as mais divulgadas a energia solar e eólica.

Outra causa não menos importante dessa mudança é a forte preocupação pelos cuidados ambientais, especialmente no que se refere às emissões, sendo este aspecto parte do conceito de atuação responsável por parte das empresas, do Governo e dos cidadãos.

No Brasil, cabe acrescentar como motivo importante da mudança a grande dependência dos recursos hídricos na geração de energia elétrica, o que mesmo sendo positivo do ponto de vista de ser um recurso renovável, tem demonstrado certa imprevisibilidade em relação à sua disponibilidade, como aconteceu no ano de 2001 (ano do “apagão”).

Cabe um lugar importante, entre outros países, no Brasil, a utilização do gás natural (associado ou não) como combustível, seja na produção de energia elétrica ou térmica, devido à sua disponibilidade e relativo menor efeito poluente, restando apenas melhorar as condições de distribuição e comercialização, visto que atualmente existem casos nos quais o fornecimento do gás natural é insuficiente para as usinas, como o caso de 6 usinas térmicas do Nordeste que somente podem gerar 29% da potência instalada (SCHUFFNER, 2004).

Os gasodutos atingem tanto áreas pouco quanto grandemente povoadas, sendo que em ambas as situações uma geração adicional de energia elétrica (dependendo do caso, também térmica) poderia ser conveniente, como reserva para aumentar a confiabilidade do sistema elétrico ou como um meio de fornecer essa energia em lugares de pouca oferta, ou ainda tão somente para consumo próprio. A geração distribuída de energia elétrica pode ser uma alternativa viável em casos nos quais a instalação de uma linha de distribuição de energia elétrica resulte em custos elevados, seja pela sua extensão (incluindo aspectos ambientais) ou por atender a pequenas demandas.

Em agosto de 2003 a PETROBRÁS assinala seu interesse na participação em usinas térmicas de geração elétrica, tanto para suprir futuros déficits a partir do ano 2005 como para passar a dispor de um mecanismo de segurança na falta de recursos hídricos. Na mesma oportunidade é indicada a intenção de intensificar a instalação de redes de gasodutos em todas as regiões do país (ROCKMANN *et al.*, 2003; de OLIVEIRA, 2004). Este último fato permite esperar um futuro incentivo dessa geração distribuída. É interessante assinalar que a geração distribuída não é considerada para aplicação apenas no Brasil; por exemplo, um estudo indica seu potencial de utilização ao longo de oleodutos no Quênia (ROY-AIKINS, 1995). Em estações de compressão de gás natural a demanda é variável e existe grande capacidade de estocagem nos dutos de distribuição, fatos estes que permitem uma certa flexibilidade na operação da estação, potencializando a possibilidade de produção de energia elétrica e térmica (LANDA *et al.*, 2002).

Como consequência disso, surgem oportunidades de aproveitamento das instalações de distribuição de gás como geradoras de energia elétrica, seja em horários de pico na forma de despacho econômico, seja na forma de cogeneradoras quando existam Unidades de Processo junto às linhas de distribuição.

Considerando que os custos da energia gerada a partir de fontes alternativas são ainda consideravelmente maiores que os custos da energia obtida a partir de gás natural, estuda-se um momento no qual o uso das fontes alternativas não se mostra competitivo e o uso do gás natural deve ser otimizado através da melhoria da eficiência de equipamentos e ciclos, diminuindo o consumo de gás e a quantidade de emissões. Analisa-se de forma mais detalhada a utilização do ciclo com injeção de vapor (STIG) em duas plantas processadoras de gás natural, incluído uma comparação com o ciclo Rankine e Brayton convencionais.

A diminuição das emissões tem importância não somente pelo aumento do efeito estufa mas também pelos custos sociais no que diz respeito à saúde. Estudos realizados pelo Banco Mundial e o *Center for Renewable Energy and Sustainable Development* indicam custos com saúde que variam de 20 US\$/t de CO<sub>2</sub> até 30.050 US\$/t para material particulado (VIALLI, 2004a). Também relacionado com aspectos econômicos, a partir do Tratado de Kyoto mostrou-se também que a redução de emissões pode chegar a ser uma fonte de renda para aqueles empreendimentos que visem reduzir a emissão de CO<sub>2</sub>, CO e NO<sub>x</sub>, podendo ser negociada a tonelada de CO<sub>2</sub> ou seu equivalente em valores na ordem de 5 US\$/t (NAKAMURA, 2004; MOREIRA, 2002; ALVARES, 2003; VIALLI, 2004b; CARVALHO, 2002; ÉBOLI, 2002; HOFFMANN, 2004).

Muitas das informações utilizadas nesta tese foram obtidas durante a execução de

dois projetos desenvolvidos em conjunto com o CENPES/PETROBRÁS, projetos envolvendo geração de energia elétrica e térmica, assim como também o reaproveitamento de calor em processos industriais de refino. Eventualmente esse reaproveitamento afeta a produção de energia elétrica, motivo pelo qual fazem parte da tese, embora não tenham relação direta com ciclos de alta eficiência.

A simulação e otimização de processos têm-se manifestado como procedimentos poderosos na escolha de arranjos para a geração de energia, seja unicamente elétrica ou em forma de sistemas de cogeração. Quando os recursos mencionados são utilizados com os valores nominais de operação de cada arranjo, com frequência as diferenças entre alternativas não são muito significativas, e qualquer pequena alteração nos dados de entrada para o modelo poderia inverter totalmente as conclusões previamente aceitas. Esta situação torna-se mais crítica quando é considerada a operação fora do ponto de projeto do arranjo em consideração. Considerando que o modelo utilizado representa a parte física da instalação avaliada, cabe aprimorar tal modelo através do aperfeiçoamento da informação sobre desempenho dos diferentes equipamentos para cargas totais e parciais, assim como fornecer-lhe uma informação segura sobre custos dos mesmos.

Concluindo, o programa de simulação e/ou otimização pode ser totalmente preciso, uma vez que envolve apenas aspectos matemáticos, porém o resultado poderá estar afastado da realidade se alguns parâmetros são ignorados e/ou os dados utilizados são imprecisos (SCIUBBA, 1998b). Deve ser mencionado que em geral é difícil receber informações de fabricantes no que se refere a custos e curvas de desempenho, sendo também um árduo trabalho procurar informações na literatura, que eventualmente podem estar desatualizadas.

## 1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Segundo o exposto no início deste capítulo, faz-se necessário adotar uma atitude frente ao cenário energético assumido, sendo uma opção a otimização dos ciclos existentes. A intensificação do uso do gás natural e a extensão das redes de distribuição do mesmo são uma realidade, motivo pelo qual o foco em Estações de Compressão associadas a Unidades de Processamento de gás natural é uma opção razoável. Nessas Estações a possível geração de energia elétrica está relacionada à racionalização dos consumos internos de energia elétrica e/ou térmica, sendo em alguns casos necessário um estudo conjunto da geração e racionalização, independentemente se esta última significa geração de energia elétrica ou não.

Durante a revisão bibliográfica foi observada uma deficiência de informações

estruturadas sobre os ciclos de alta eficiência, que permitam uma comparação de desempenho dos mesmos frente a diferentes demandas energéticas, sejam elétricas ou térmicas. Da mesma forma, há falta de informações sobre desempenho e custos de equipamentos individuais, o que prejudica a criação de modelos confiáveis no que diz respeito à sua coerência com a realidade.

Os cuidados ambientais, envolvendo aspectos ecológicos e de desenvolvimento sustentável, sejam eles analisados do ponto de vista apenas econômico ou como um todo, já não podem ser mais ignorados, devendo ser incentivados a partir da possibilidade de negociação dos créditos de carbono.

## 1.2 OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

São objetivos:

a) Estruturação de modelos termodinâmicos para os ciclos estudados e seus componentes, simulando-os na forma mais próxima possível da realidade, considerando a operação com carga parcial, incluindo aspectos econômicos, energéticos e ambientais.

b) Simular as configurações propostas no transporte de gás, testando as condições operacionais nas quais os sistemas apresentam viabilidade de geração elétrica na condição de produtor independente de energia.

c) Buscar a melhoria da eficiência energética no processo de compressão de gás natural ao longo de gasodutos, identificando perdas existentes e potencialidade de aproveitamento dos recursos térmicos disponíveis nessas estações, assim como o estudo da viabilidade da prática da cogeração com produção de excedente de eletricidade comercializável ou para uso próprio.

d) Disponibilizar informações e recursos de forma organizada, que permitam estimar o desempenho energético e econômico de equipamentos e instalações dentro e fora do ponto de projeto, considerando diferentes cenários que incluam custos de combustíveis, demandas, tarifas elétricas e investimentos.

Existe atualmente uma grande quantidade de estudos sobre ciclos de alto desempenho ou alta eficiência, porém em tais estudos o equacionamento termodinâmico não é detalhado a ponto de permitir a aplicação para um caso específico, sendo então considerado como uma contribuição a apresentação do equacionamento, assim como de parâmetros encontrados na literatura.

### 1.3 ESTRUTURA DOS CAPÍTULOS

O capítulo 2 deste trabalho contém um resumo da literatura considerada e uma descrição dos ciclos de alta eficiência, indicando suas principais características, vantagens e desvantagens. No capítulo 3 é desenvolvido o equacionamento necessário para os equipamentos utilizados, do ponto de vista termodinâmico. No capítulo 4 é desenvolvido o equacionamento dos ciclos propostos e no capítulo 5 são discutidos aspectos ambientais, de modelagem dos equipamentos, aspectos econômicos e computacionais. O capítulo 6 é um estudo de caso de uma Estação de Compressão de gás natural (GN), estando a estação instalada junto a uma unidade de processamento de GN, o que permite a aplicação de ciclos que visam a cogeração. Aspectos como potencial de estocagem de GN em dutos associado a um despacho econômico de energia elétrica também são abordados neste capítulo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção são descritos os ciclos utilizados na geração de energia elétrica, assim como os que apresentam condições de cogeração. É mostrado um esquema básico de cada um, indicando suas principais vantagens e desvantagens.

Antes do desenvolvimento das turbinas a gás, foram utilizados ciclos Rankine com turbinas a vapor na geração de energia elétrica. A necessidade de uma melhor eficiência ou rendimento desses ciclos conduziu à utilização de pressões e temperaturas cada vez maiores, assim como a aplicação de reaquecimento do vapor em estágios intermediários da turbina a vapor ou aquecimento do condensado (regeneração) através do vapor extraído da turbina a vapor. Quando as condições são favoráveis, extrações de vapor da turbina a vapor são utilizadas para suprir necessidades de energia térmica de um processo industrial ou de aquecimento num grupo habitacional ou para a própria indústria, ou também na geração de água gelada, caracterizando tais aplicações como ciclos de cogeração.

O atual estado tecnológico das turbinas a gás, a oferta de gás natural a preços viáveis e o menor potencial poluente deste em relação a outros combustíveis têm contribuído para um aumento da quantidade de instalações geradoras baseadas no ciclo Brayton. Diversas melhorias têm sido aplicadas a este ciclo, dentre outras aquecimento do ar na saída do compressor (ciclo regenerativo), resfriamento na entrada, injeção de vapor ou água. Os gases quentes de exaustão das turbinas a gás (TG) também podem ser utilizados da mesma forma que o vapor extraído das turbinas a vapor (TV), ou seja, estabelecendo um processo de cogeração ou utilizando estes gases numa caldeira ou gerador de vapor de recuperação de calor (HRSB, *Heat Recovery Steam Boiler*, ou HRSG, *Heat Recovery Steam Generator*), com ou sem queima suplementar (QS), da qual o vapor produzido aciona uma turbina a vapor, gerando mais energia elétrica, ciclo este conhecido como ciclo combinado.

Pode-se observar que é possível definir uma grande variedade de ciclos Rankine e Brayton, assim como ciclos combinados. A seguir é feita uma descrição das alternativas objeto de modelagem.

A partir dos tradicionais ciclos de Rankine e Brayton operando individualmente, cada um deles com uma eficiência por volta de 30 a 44%, foram idealizados os ciclos combinados, nos quais uma turbina a gás opera na região de alta temperatura (*topping*) e uma turbina a vapor na região de baixa temperatura (*bottoming*), sendo conseguido nestes ciclos eficiências na faixa de 50 a 60% e segundo Heyen e Kalitventzeff (1999), com turbinas a gás

de oxidação parcial<sup>1</sup> e equipamentos cuidadosamente projetados, pode-se esperar uma eficiência de até 60%. Lora (2001) indica valores possíveis de eficiência para ciclos combinados na faixa de 55 a 60%, com perspectivas de se atingir 62%. Como parte desse esforço, existe a busca por uma eficiência maior nos equipamentos individuais, sendo que tais melhorias se tornam cada vez mais difíceis, especialmente por limitações impostas pelos materiais de construção. Em conjunto com as pesquisas para equipamentos individuais há uma busca pelo aumento da eficiência dos ciclos *topping* e *bottoming* baseados em arranjos cada vez mais sofisticados, dentre os mais conhecidos a injeção de vapor no ciclo Brayton (STIG) e produção de vapor em vários níveis de pressão no ciclo Rankine.

## 2.1 CICLO RANKINE CONVENCIONAL

O ciclo Rankine convencional (Fig. 2.1) é composto por um gerador de vapor (a) com queima de combustível (gás natural, quando não indicado), turbina a vapor (b) de condensação, condensador (c), torre de resfriamento (d), bomba de alimentação (e) e desaerador (f). A eficiência desses ciclos é baixa, dependendo da eficiência dos componentes individuais e do nível de pressão e temperatura do vapor utilizado. A baixa eficiência pode ser explicada pelas grandes diferenças de temperatura entre a água de alimentação e dos gases dentro da caldeira, situação que pode ser amenizada ao se utilizar ciclos com regeneração e/ou reaquecimento.

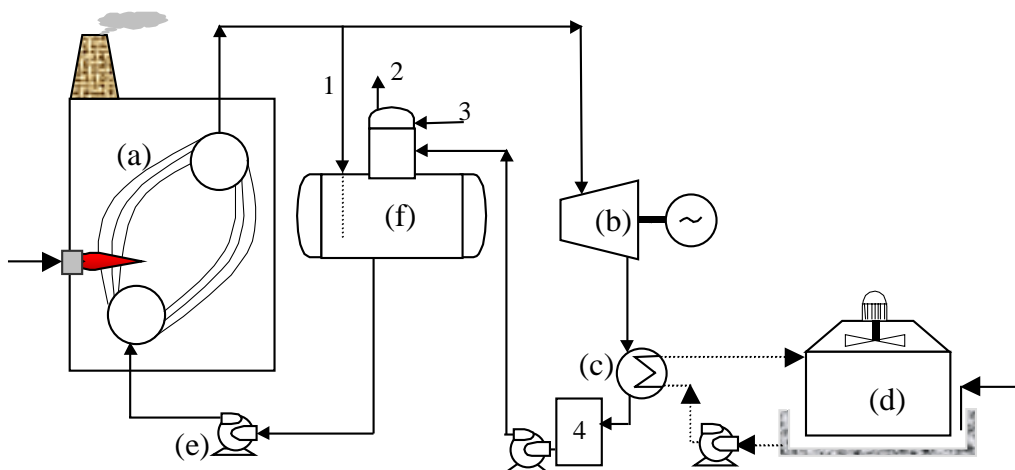


Figura 2.1.- Ciclo Rankine convencional- Lay-out

<sup>1</sup> Essas turbinas operam em forma similar aos ciclos com recuperação química, a serem discutidos na seção 2.7

Na Figura 2.1, o equipamento 4 é um coletor de condensado, que pode estar incluso no condensador. A entrada 3 do desaerador é para água de reposição e também poderia existir uma conexão adicional, não mostrada, para a entrada de um eventual retorno de condensado do processo. A saída 2 é um suspiro para os gases e vapor.

A faixa de eficiência do ciclo da Figura 2.1 está na faixa de 8 a 22% (MATAIX, 1973) e depende fundamentalmente da eficiência dos equipamentos individuais, dos níveis de pressão e temperatura do vapor, e da temperatura dos gases na chaminé, temperaturas que limitam o máximo teórico do ciclo de Carnot.

A temperatura mínima na chaminé é limitada pelo ponto de orvalho ácido dos gases e pela superfície de troca de calor necessária da caldeira. O ponto de orvalho depende basicamente do teor de enxofre no combustível e a superfície de troca influi no custo do equipamento. Outro aspecto interessante a ser considerado é o excesso de ar utilizado na combustão, que afeta o calor específico dos gases da combustão.

Outros aspectos estão relacionados com a eficiência da combustão, sendo maior para os combustíveis gasosos, seguida pelos combustíveis líquidos. Estes últimos podem exigir consumo adicional de energia para poder manter a viscosidade em níveis apropriados para a queima. Os combustíveis sólidos exigem também consumo de energia para seu manuseio. Lora (2001) indica que a influência do combustível é grande, especialmente quando este for sólido por um lado, e líquido ou gás por outro.

A influência da temperatura do vapor é maior com altas pressões; por exemplo, para uma pressão de 12 MPa o rendimento varia de 20,58% para 22,45% quando a temperatura do vapor varia de 400 a 500 °C. Lora (2001, p.1.11) menciona como “...valores típicos dos parâmetros iniciais do vapor de CTE modernas 560 a 580 °C e 30 a 35 MPa...”, com eficiências na faixa de 42 a 44,5%, sem esclarecer se trata de ciclos com regeneração e reaquecimento. Os valores elevados levam a pensar que sejam com regeneração e/ou reaquecimento.

## 2.2 CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO

Nas Figuras 2.2 e 2.3 é mostrado o esquema do ciclo, no qual os aquecedores 1 são aquecedores de superfície e o aquecedor 3 é um aquecedor de mistura que também cumpre com a função de desaerador. Os aquecedores da água de alimentação reduzem a quantidade de calor perdido no condensador e aumentam a temperatura média termodinâmica do ciclo, diminuindo a quantidade de calor fornecida (LORA e NASCIMENTO, 2004b).

A entrada 4 é para água de reposição e as válvulas 2 equilibram as pressões dos diferentes aquecedores. O suspiro 5 cumpre com as mesmas funções mencionadas anteriormente.

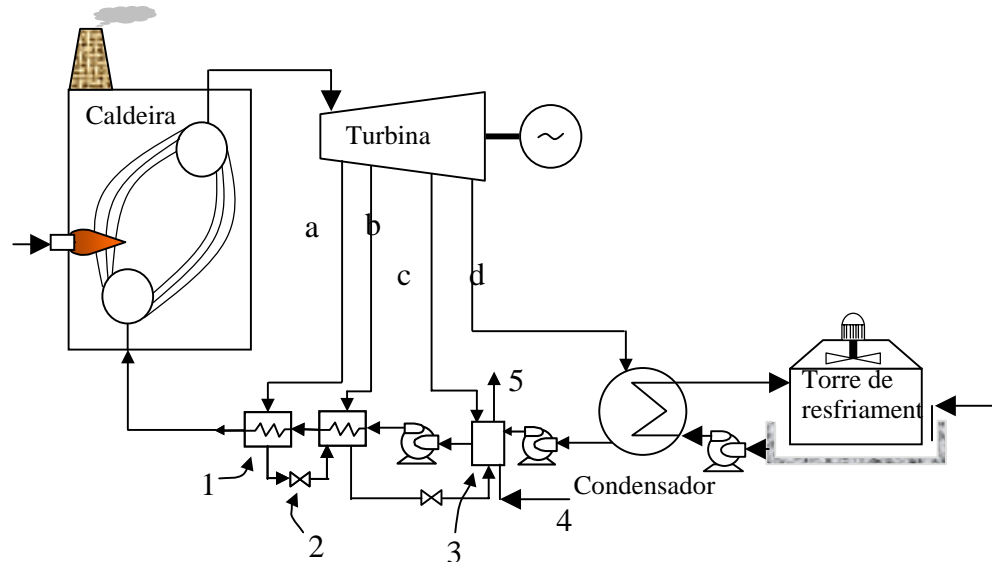


Figura 2.2.- Ciclo Rankine com regeneração-Lay-out

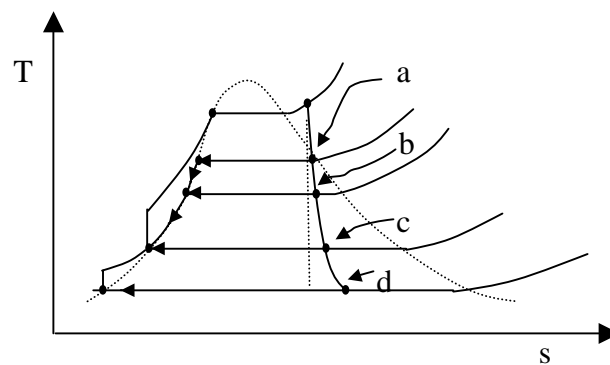


Figura 2.3.- Ciclo Rankine com regeneração-Diagrama T-s

A Figura 2.3 mostra o diagrama T-s do ciclo, indicando as extrações. Habib e Zubair (1992) indicam que para ciclos com pressão de vapor de 9 MPa, temperatura de 550 °C e pressão no condensador de 10 kPa (0,01 MPa) é possível esperar uma melhoria de 12 a 14% na eficiência do ciclo. Pode ser comentado que para 0,1 bar a temperatura de saturação é de 45 °C, sendo um valor possível de obter com torres de resfriamento por evaporação. Na seção

anterior foi indicado que a eficiência do ciclo convencional pode ser da ordem de 25%, logo a eficiência esperada com regeneração é da ordem de 28% se aplicado o percentual indicado pelos autores acima.

### 2.3 CICLO RANKINE COM REAQUECIMENTO

O ciclo com reaquecimento esquematizado nas Figuras 2.4 e 2.6 consiste em retirar o vapor num determinado ponto da TV para elevar a temperatura e voltar a introduzi-lo na TV. O reaquecedor 1 pode ser parte integrante da caldeira ou pode ser externo. A finalidade principal do reaquecimento é evitar títulos de vapor muito baixos, não sendo muito efetivo na melhoria da eficiência do ciclo, caso não seja utilizado em conjunto com a regeneração, como mostrado na Figura 2.5. Este último ciclo é o mais avançado no que se refere ao ciclo Rankine, dependendo a sua implantação dos custos dos aquecedores (quantidade e tamanho), dos níveis de pressão e temperatura e da contribuição na melhoria na eficiência do ciclo.

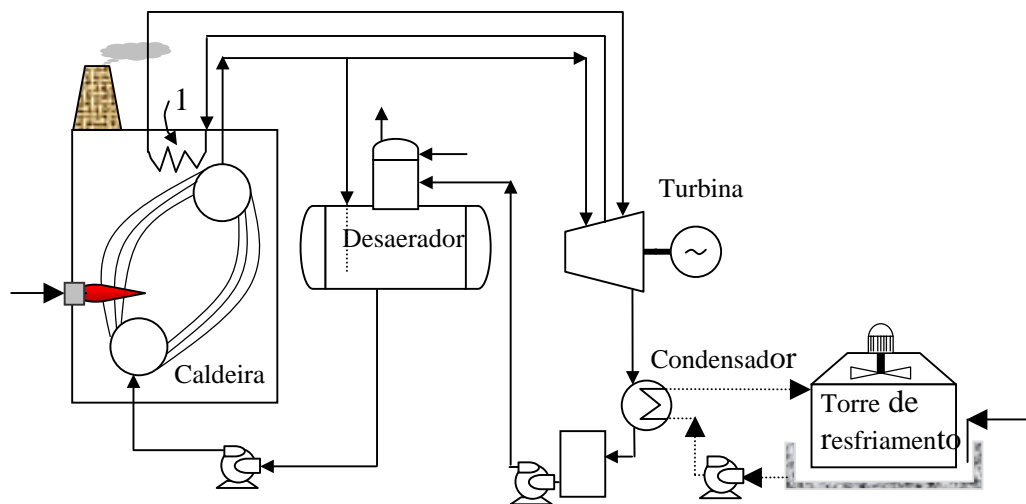


Figura 2.4.- Ciclo Rankine com reaquecimento

Apesar de caldeiras convencionais não serem usadas normalmente em ciclos combinados, podem ser utilizadas em ciclos de cogeração convencionais. Devido a que neste trabalho é dada maior ênfase aos ciclos combinados, os comentários que seguem são principalmente dirigidos à utilização de reaquecimento e/ou regeneração em ciclos combinados com HRSG.

Subrahmanyam et al. (1995) mencionam HRSGs com reaquecimento simples operando com TGs acima de 150 MW, atingindo uma eficiência de ciclo combinado (CC), isto é, a relação entre toda a energia útil produzida e a do combustível consumido, maior que 55%. Estudos de viabilidade para duplo reaquecimento indicam a possibilidade de atingir valores maiores que 60%.

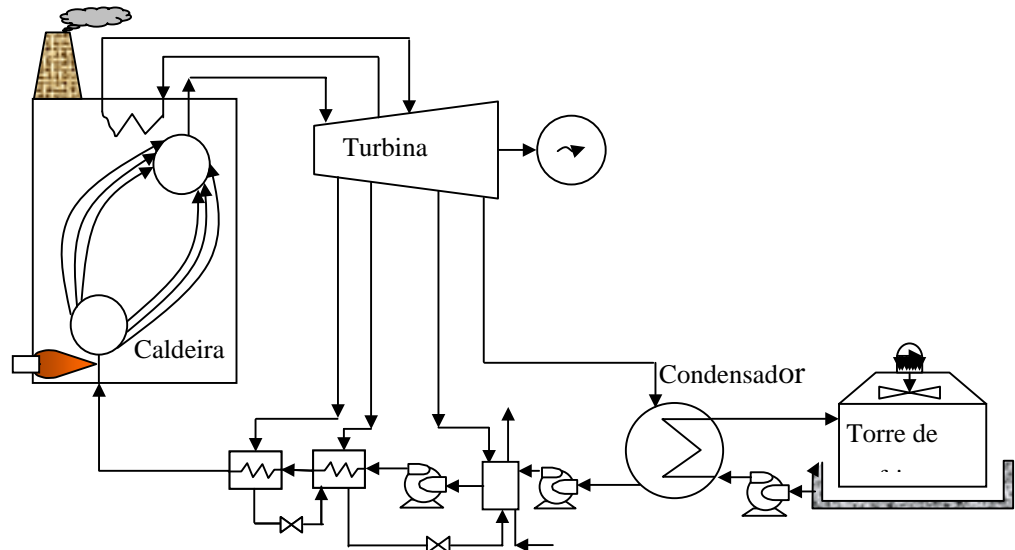


Figura 2.5- Ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração

Por outro lado, Narula (1995) indica que o ciclo a vapor com reaquecimento é viável para altas temperaturas<sup>2</sup> das TG (595 °C). Indica que as pressões utilizadas em HRSGs variam entre 6,3 a 10,4 MPa, ao contrário dos 12,5 a 24,1 MPa usados nas caldeiras convencionais.

O ganho obtido aumentando a pressão nas HRSGs não é significativo e não compensa economicamente. Isto é atribuído à ausência de aquecedores regenerativos de água nas plantas de ciclo combinado e a que a turbina a vapor em geral representa de 30 a 35% do total de potência do ciclo combinado.

Existem também limitações quanto à umidade na descarga da turbina a vapor. O mesmo autor menciona que o ciclo com reaquecimento tem uma vantagem de 0,7 a 0,9% em relação ao ciclo sem reaquecimento.

<sup>2</sup> No ciclo combinado existe o ciclo Brayton (*topping*) e o ciclo Rankine (*bottoming*). O ciclo Rankine recebe os gases de exaustão da TG. Se a temperatura não for suficientemente alta, o diferencial de temperatura para troca térmica no reaquecimento resulta pequeno e/ou a quantidade de vapor produzido diminui, de acordo com o balanço energético. A Figura 2.6 ilustra essa situação, na qual a área abaixo das curvas de temperatura dos gases representa o calor entregue pelos gases. Como a linha de temperatura dos gases da caldeira de recuperação está mais próxima das linhas de temperatura do vapor, o diferencial de temperatura para troca é menor, exigindo tamanhos maiores para uma mesma produção de vapor.

Por gerar um custo adicional e uma maior complexidade, o reaquecimento com extrações da turbina a vapor não é economicamente efetivo para caldeiras de recuperação (HRSG) com turbinas a gás convencionais, nas quais a temperatura de reaquecimento é limitada a 480 °C aproximadamente. A vantagem aparece com turbinas a gás avançadas, em que as temperaturas dos gases são maiores e o reaquecimento pode ser aproximadamente de 538 °C.

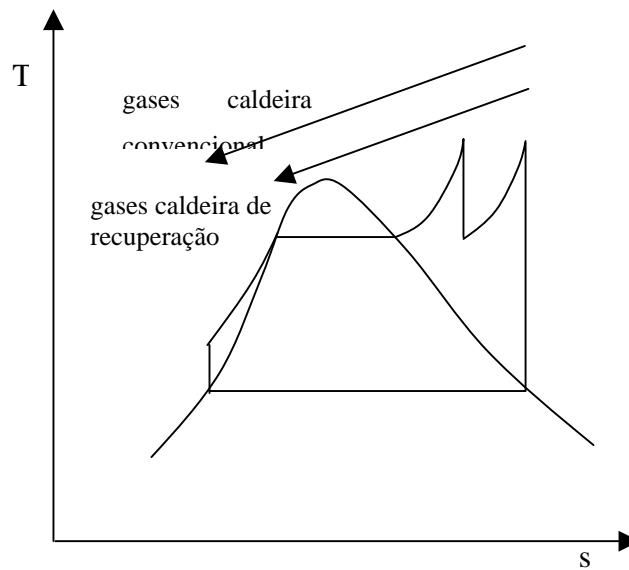


Figura 2.6.- Ciclo Rankine com reaquecimento-Diagrama T-s

Habib e Zubair (1992) analisaram de forma detalhada ciclos Rankine convencionais com regeneração e reaquecimento mostrando que a utilização de vapor a 9 MPa, 550 °C, e de condensado com pressão de 10 kPa (0,01 MPa) pode resultar numa melhoria de 12 a 14% na eficiência do ciclo.

Cerri e Colagé (1985) analisaram a regeneração num ciclo combinado (CC), concluindo que um espaçamento igual das temperaturas entre os aquecedores da água de alimentação seria uma solução próxima da ideal. Definiram o grau de regeneração como a entalpia da água que entra na caldeira menos a entalpia na saída do condensador dividido pela diferença de entalpias do líquido saturado e a entalpia na saída do condensador; o grau de regeneração indicaria, então, quanto é aquecida a água que sai do condensador em relação ao máximo, que é a temperatura de saturação. Concluíram que a regeneração é conveniente para graus de regeneração baixos, na faixa de 0,2 a 0,3.

Heyen e Kalitventzeff (1999) mostraram um ciclo Rankine com HRSG com três regeneradores, sendo um de troca direta e dois indiretos, incluindo reacondicionamento após a primeira expansão. O trabalho trata da repotenciação de um ciclo Rankine convencional 2-P (dois níveis de pressão) acrescentando uma TG e aproveitando os gases na caldeira existente. São discutidos os efeitos na parte radiante da caldeira, que perde aproximadamente 45% de transferência de calor devido à sua dependência à quarta potência da temperatura da chama (na caldeira convencional a temperatura é da ordem de 1000 °C e a temperatura dos gases da TG da ordem de 500 °C). O ciclo opera com alta pressão (AP) de 18 MPa a 810 K (537 °C). A TG utilizada pode ser convencional ou de oxidação parcial, que usa um reator catalítico. O gás entra misturado com vapor e O<sub>2</sub> proveniente dos gases de combustão do gerador de gás (que aciona o compressor). Este último ciclo tem certa semelhança com o ciclo com recuperação química e não será estudado em detalhe. Os autores informam que a repotenciação com turbina convencional aumentou a eficiência do ciclo do valor original de 40% para 42,8% e com turbina de oxidação parcial para 43,1%.

## 2.4 CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton aplicado na geração de energia é quase um sinônimo de turbina a gás, turbinas que tiveram suas primeiras aplicações na aeronáutica. O ciclo é representado no diagrama T-s da Figura 2.7 e o arranjo na Figura 2.8

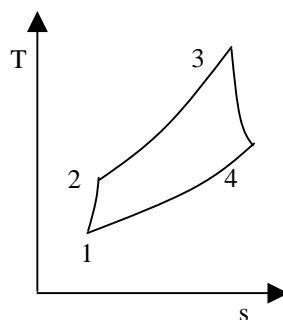


Figura 2.7.- Ciclo Brayton-Diagrama T-s

Molière (2000) indica que as turbinas a gás podem ser classificadas segundo a sua origem aeronáutica ou industrial. As primeiras aparecem na Segunda Guerra Mundial e tiveram um uso crescente na aviação militar e civil. Por motivos de segurança e espaço, os combustíveis são líquidos, como o querosene. Uma subdivisão é a constituída pelas turbinas

aeroderivadas, adaptadas para uso em terra na geração de energia ou para acionamentos mecânicos. Tais turbinas encontram-se na faixa de 40 a 50 MW e também podem usar gás natural e óleos leves. A família das turbinas industriais surge nos anos de 1930, sendo bastante posteriores às turbinas a vapor. O autor destaca o fato de que nas turbinas a gás foi substituído o bombeamento de um líquido pela compressão de um gás e que a transferência de calor na turbina a vapor é indireta, através de paredes metálicas na caldeira, limitando as temperaturas destas, criando perdas exergéticas que nas turbinas a gás são menores pelo fato de que os materiais de construção admitem temperaturas maiores.

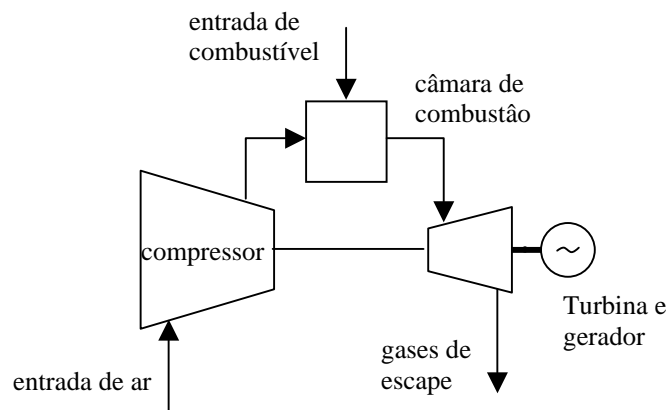


Figura 2.8.- Ciclo Brayton-Arranjo

Najjar (1996) relata os estudos e pesquisas em execução nas áreas da aerodinâmica, combustão, transferência de calor e materiais, destacando aspectos como substituição do estudo da camada limite em 2-D por 3-D, medição não intrusiva a partir de tecnologia laser, utilização de combustíveis de baixo hidrogênio (este aumenta a radiação para as paredes do combustor<sup>3</sup>), redução de NOx, combustíveis alternativos, dentre outros,. concluindo que a pesquisa sobre TG é contínua, procurando-se cada vez mais alcançarem-se altas temperaturas de entrada na turbina, dando-se ênfase à refrigeração das palhetas e melhoria dos materiais e aumento da vida útil dos combustores.

<sup>3</sup> Quanto maior o teor de H<sub>2</sub> no combustível maior a quantidade de vapor de água nos gases da combustão, sendo a emissividade do vapor maior do que a do CO<sub>2</sub>, originando mais perdas por radiação. Este fato deve ser considerado na análise dos ciclos com recuperação química, nos quais o combustível é rico em H<sub>2</sub>.

## 2.5 CICLO COMBINADO COM INJEÇÃO DE VAPOR (STIG ou Cheng)

A injeção de vapor na turbina aumenta o desempenho da mesma devido ao aumento de fluxo mássico (LORA e NASCIMENTO, 2004a).

A seguir é apresentado um resumo do histórico deste ciclo, descrito de forma detalhada por Tuzson (1992).

A injeção de vapor foi usada na Noruega em 1903 por Aegidius Ellving, um dos primeiros investidores em turbinas a gás. A partir de 1976, com as patentes e trabalhos de D. Y. Cheng, esta tecnologia ganha novo impulso quando foi testada em laboratório uma pequena turbina de 65 kW, a Solar T45. Em 1981 foram realizados testes com uma turbina Allison 501 KB de 3,5 MW. A partir dessa data Tuzson (1992) realiza uma série de experiências, incluindo estudos sobre a pureza e custo do vapor utilizado, concluindo que o custo da água era de aproximadamente 5% do custo do combustível. É interessante mencionar que em 1986 uma experiência com uma turbina LM5000 mostrou um aumento de potência de 34 MW para 49 MW e um aumento de eficiência de 37 para 41%.

Finalmente o autor menciona que os ciclos combinados são econômicos para potências acima de 50 MW, que para potências menores o custo da turbina a vapor começa a ter uma proporção maior no custo total da instalação e que para pequenas potências a injeção de vapor sem o uso de uma turbina a vapor pode ser atrativa. Também resulta interessante a aplicação se levado em conta que este ciclo se adapta melhor do que o ciclo convencional na operação com carga parcial.

Penning e de Lange (1996) indicam a pouca flexibilidade que existe num ciclo combinado convencional, o qual, ao variar a relação de demanda elétrica e térmica, exige descartar vapor para o ambiente ou desviar gases de escape da turbina a gás para atmosfera, sendo nos dois casos um desperdício de energia.

Indicam que para resolver essa situação existe uma possibilidade baseada num ciclo de cogeração utilizando uma turbina a gás com injeção de vapor (STIG, *steam injected gas turbine*). Indicam que um exemplo dessa solução é um ciclo patenteado como “Ciclo Cheng”, cujo esquema é mostrado na Figura 2.10, onde, por simplicidade, são mostradas apenas as partes que o descrevem.

Os gases da turbina a gás alimentam uma HRSG através da linha d. A HRSG produz vapor saturado para algum processo (linha b) e vapor superaquecido que é injetado na câmara de combustão (linha a). A água de alimentação entra na HRSG pela linha c. A qualidade dessa água deve ser apropriada para sua utilização na turbina a gás. A queima suplementar

(queimador e) permite uma flexibilidade razoável do ciclo para diversas proporções entre as demandas elétrica e térmica requeridas.

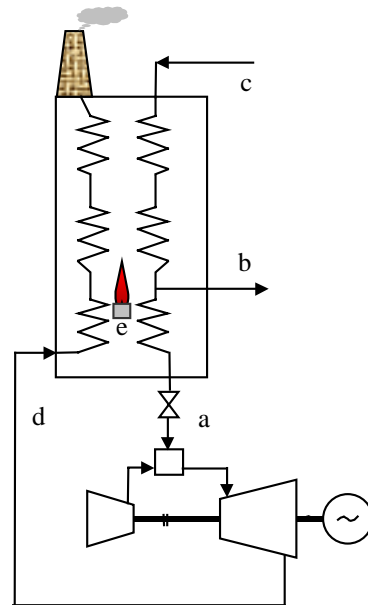


Figura 2.10.- Ciclo com injeção de vapor

É interessante observar que o queimador é posicionado de forma a acrescentar calor no evaporador e no economizador, e não no superaquecedor (PENNING e LANGE, 1996). Isto ocorre porque o propósito do ciclo é fornecer maiores quantidades de vapor saturado<sup>4</sup> para o processo, quando necessário, mantendo a quantidade de vapor superaquecido limitada a um máximo, que é característica de cada TG. Tal fato pode ser observado em casos mais complexos, nos quais há queima suplementar no superaquecedor, como encontrado em COEN (2004). Penning e de Lange (1996) indicam que no caso estudado a eficiência da TG sem injeção é de 27% e que se todo o vapor produzido pelos gases de combustão (sem queima suplementar) é injetado a eficiência aumenta para 37%. Não pode ser ignorado o fato de que a eficiência indicada refere-se apenas à eficiência da TG e não à do ciclo, já que a economia de combustível na TG é diminuída pelo consumo na queima suplementar da HRSG.

<sup>4</sup> A vazão e temperatura dos gases de exaustão definem a quantidade e nível de temperatura do vapor produzido na HRSG. A composição destes gases também altera o calor específico dos mesmos, valor que também tem influência na quantidade de calor recuperado. Este aspecto é estudado com detalhe na seção correspondente a HRSG's.

Tuzson (1992) confirma a flexibilidade de operação do ciclo Cheng e salienta a vantagem de não ser necessária uma TV. Confirma o melhor desempenho desse ciclo em cargas parciais e menciona a diminuição de  $\text{NO}_x$  para até 25 ppm, valor também indicado por Cârdú e Baica (2002), que tratam de injeção de água. Tuzson (1992) indica ainda que a tendência é incrementar o STIG em TG existentes, devido ao custo e tempo necessário para desenvolver novos projetos de turbinas com injeção de vapor.

A principal consideração deve ser em relação à confiabilidade da turbina modificada, que em princípio foi construída para uma vida útil de vinte anos ou mais, ou seja, existe um compromisso entre a melhoria da eficiência e uma possível diminuição da confiabilidade. Tuzson (1992) indica que as turbinas de eixo único permitem uma forma simples de injeção de vapor. O vapor pode ser pré-misturado com o combustível e injetado no bocal modificado de combustível. Como as câmaras de combustão têm sido adequadas para uma grande variedade de combustíveis, a adaptação das TG é fácil. O vapor também pode ser misturado com o ar de combustão primário ou secundário, facilitando o resfriamento do revestimento (*liner*) da câmara de combustão e aumentando sua durabilidade.

O aumento do fluxo de massa (até 15%) cria uma contrapressão no compressor, sendo então que o limite de descolamento (*surge limit*) controla a quantidade de vapor que pode ser injetado sem modificar a turbina. Deve ser verificado também o aumento de esforço em eixos, rolamentos, etc.

No caso de eixos múltiplos, Tuzson (1992) assinala que o vapor pode ser injetado em dois ou mais níveis de pressão e que pode ser necessário o ajuste das palhetas. Após definir o tipo de modificação é necessário verificar se a eficiência não será afetada de forma significativa quando a operação se fizer sem injeção de vapor, se o ar de resfriamento será suficiente, se as temperaturas das palhetas e câmara de combustão serão aceitáveis e se as cargas axiais não serão excessivas. Conclui que os custos com água são da ordem de 5% do combustível, sendo viável a aplicação do ciclo.

Saad e Cheng (1997) relatam testes efetuados numa turbina LM2500 da General Electric e mostram uma opção interessante de utilizar  $\text{N}_2$  pressurizado para as partidas, visando controlar a pressão do sistema. Durante o aquecimento, um aumento de pressão permite a ebulição com temperaturas maiores, sendo possível realizar a partida pelo aumento gradual da pressão via  $\text{N}_2$  sem ebulição, aumentando a velocidade da partida. Com a injeção de vapor foi conseguido que os valores originais de rendimento e potência produzida aumentassem de 37 para 45% e de 22.236 kW para 28.050 kW, respectivamente, com uma emissão de 25 ppm de  $\text{NO}_x$ . Explicam que o **ciclo Cheng avançado** é similar ao ciclo STIG,

com a diferença de que o vapor usado para recuperar a energia dos gases opera com a máxima temperatura possível, tendo como consequência uma grande diminuição da quantidade de combustível usado para um posterior aquecimento do vapor até a temperatura de trabalho do gás. Este ciclo avançado é mais sofisticado no controle e na refrigeração das palhetas. A máxima temperatura do vapor é conseguida por variação da pressão na HRSG<sup>5</sup>.

Boyen (1980) se refere ao ciclo Cheng de várias formas. Primeiro afirma que o ciclo de múltiplas pressões é o ciclo Cheng. Depois se refere a STIG como injetando vapor produzido na HRSG na câmara de combustão, resfriando os gases da combustão. Afirma que alguns autores recomendam que a quantidade de vapor seja até 3% da massa de ar, resultando num aumento de potência de 10%. Informa que testes realizados mostraram um consumo de água de 17,7 lb/HP.h (10,79 kg/kWh), maior que o equivalente numa turbina de condensação e que posteriores desenvolvimentos poderiam permitir até 20% de aumento da potência com a injeção de vapor. Mais adiante volta a se referir ao ciclo Cheng como um ciclo recente que diminui as perdas de água. Ainda mais à frente menciona o ciclo Cheng dual, que também é mencionado por Saad e Cheng (1997) com a mesma denominação. Este ciclo dual simplesmente é um ciclo em que os gases da TG produzem vapor, que é injetado na câmara de combustão tal como mostrado na Figura 2.10, distinguindo-se pelo fato de na descarga final dos gases ser instalado um condensador para recuperar água, e possivelmente seja o ciclo mencionado anteriormente por Boyen (1980) como sendo uma proposta recente.

Heppenstall (1998) indica que o sistema funciona somente se a pressão do vapor é maior que a de descarga do compressor e que até para altas razões de compressão a temperatura de saturação do vapor pode ser menor que 200 °C (~ 1,5 MPa). Assinala que o modelo LM 5000 da General Electric é um projeto bem conhecido de injeção de vapor. No sistema convencional a turbina produz 30 MW com uma eficiência térmica de 36% e a injeção de vapor aumenta a potência para 42 MW e a eficiência para quase 42%.

Análises feitas numa turbina ABB GT10 sugerem uma melhoria de 40% na potência específica e uma eficiência de 44%, com potência da ordem da LM 5000. Nos casos descritos não há recuperação de água (alta pureza), cujo consumo típico é de 1,1 a 1,6 kg/kWh. O sistema de purificação para grande escala representa um custo da ordem de 5% do investimento, e os custos de operação aproximadamente 5% do custo do combustível.

Existem tentativas para recuperar a água, como o caso de uma turbina relativamente pequena (GE LM 2500) no Canadá. O vapor injetado pode atingir temperaturas da ordem de

---

<sup>5</sup> Aparentemente o ciclo avançado não é um conceito diferente do ciclo Cheng ou STIG, e sim apenas um aprimoramento do projeto e controle.

1250 °C na câmara de combustão, sendo desejável que o vapor injetado esteja numa temperatura o mais próxima possível dessa temperatura (limitada pela temperatura dos gases de escape da TG), porém, maior temperatura do vapor significa menor recuperação de calor, devido ao *pinch point*. Segundo o autor, este problema seria resolvido utilizando uma HRSG de múltiplas pressões, o que exige um projeto complexo. Esta última afirmação não é condizente com a prática comum de HRSG's com dois níveis de pressão (2P) e de 3 níveis em alguns casos. Stodola (1945b) menciona a injeção de vapor como uma possibilidade de reduzir a temperatura de entrada na TG, indicando como ponto negativo a possibilidade de condensação do vapor de água, acompanhada de corrosão no caso de haver enxofre no combustível. Faz cálculos termodinâmicos detalhados sobre os gases de combustão, considerando as pressões parciais dos componentes. Sobre este último assunto, Rice (1995) assinala que, para a faixa de trabalho das câmaras de combustão, o erro cometido ao considerar a pressão total no lugar da parcial pode ser desprezado.

## 2.6 CICLOS EVAPORATIVOS (HAT, REVAP e CHAT)

Heppenstall (1998) comenta que o ciclo STIG apresenta uma deficiência no aproveitamento do calor dos gases da TG para altas temperaturas do vapor e que, para um melhor aproveitamento, a temperatura do vapor deve ser reduzida. Os ciclos evaporativos reduzem tal deficiência, sendo o HAT (*Humir Air Turbine*) um deles, segundo esquema da Figura 2.11.

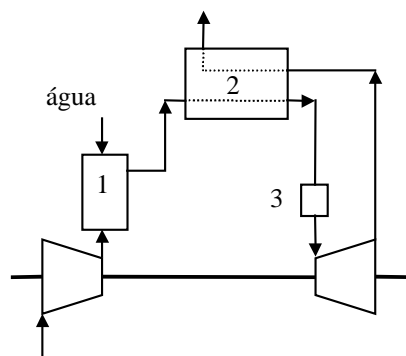


Figura 2.11.- Esquema do ciclo HAT

A água injetada após o compressor é evaporada pelo ar quente do compressor, no evaporador 1. Este ciclo é complementado normalmente por um regenerador 2. Os benefícios

são os mesmos que os da injeção de vapor, isto é, maior vazão mássica e aumento do calor específico do fluido de trabalho. A eficiência está na faixa de 45 a 46%, porém a potência específica é 20% menor do que a do STIG. Este ciclo tem sido incrementado por outros ciclos mais sofisticados, tais como o REVAP (*Regenerative Evaporation Cycle*) e o CHAT (*Cascade Humidified Advanced Turbine*). O ciclo REVAP é esquematizado na Figura 2.12. De Ruyck et al. (1997) indicam que o ciclo é similar ao HAT, porém não usa saturador (ou evaporador) e sim circula o ar úmido pelo resfriador intermediário 1 e pelo resfriador final 2. O ar resfriado em 2 passa para uma câmara de injeção de água 5, onde é umidificado e conseqüentemente resfriado por evaporação. Este ar serve como meio de resfriamento nos resfriadores 1 e 2. Finalmente, parte do ar úmido passa pelo economizador 3 juntando-se com as correntes dos resfriadores em 6, onde espera-se que não esteja saturado.

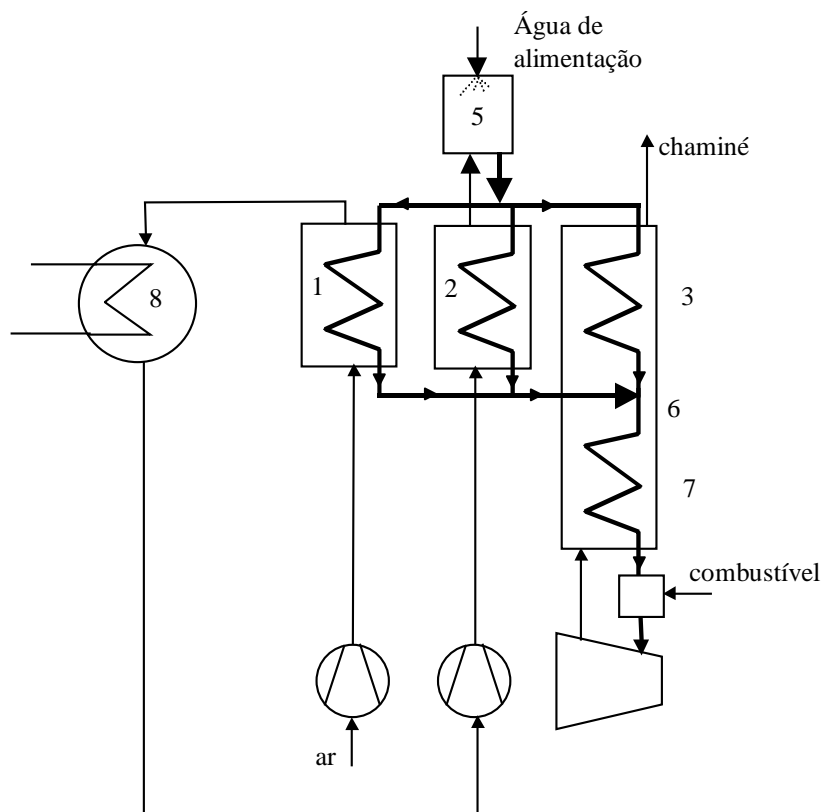


Figura 2.12.- Esquema do ciclo REVAP

A mistura recebe um aquecimento final em 7 antes de entrar na câmara de combustão. Esta pode ser preaquecida no resfriador 8. Deve ser feito um cálculo aprimorado para verificar o efeito que haveria nos outros resfriadores, caso a água de alimentação fosse

preaquecida. O autor utiliza a técnica do *pinch point* para realizar o balanço térmico dos trocadores de calor.

De Ruyck *et al.* (1997) indicam que o ciclo evaporativo tipo HAT é considerado por vários autores como o de melhor relação rendimento/custo, mas que isso ainda não está demonstrado de forma categórica. Segundo explicam, as análises mostram que aparentemente não é possível obter eficiências melhores do que a do HAT, mas que outros sistemas podem conseguir iguais valores. Salientam que o consumo de água do HAT é comparável ao da torre de resfriamento de um ciclo combinado, justificando as dúvidas em relação às vantagens do HAT. O consumo de água é da ordem de 15% do ar seco. Com este ciclo pode ser obtida uma eficiência de 54%. Indica que o REVAP pode ser uma alternativa interessante do CHAT (Fig. 2.13), que utiliza saturador.

O ciclo CHAT é descrito por Nakhmkin *et al.* (1996) e a principal diferença é que utiliza um saturador; no caso analisado por esses autores, o saturador tem 16 pés (4,8 m) de diâmetro, 100 pés (30,5 m) de altura e a espessura da chapa do costado e de 5 polegadas (aproximadamente 137 mm). Pelo tamanho indicado, deve ser muito bem estudado se este ciclo pode ser prático ou não. A quantidade de água no ar que sai do saturador é aproximadamente 16%, bastante parecida com a do ciclo REVAP. A Figura 2.13 mostra também a utilização de uma turbina operando como gerador de gás e outra como turbina de potência.

Neste ciclo uma turbina (5) é empregada como gerador de gases, com resfriamento intermediário e inicial (descarga do compressor de baixa pressão 2). Os resfriadores são duplos, sendo que o final utiliza água ou ar fresco. Aparentemente, no caso de água, esta poderia ir para uma torre de resfriamento.

O primeiro resfriador da descarga do compressor 2 é resfriado por água de reposição misturada com água recirculada do saturador. O primeiro resfriador do compressor de pressão intermediária 3 é resfriado por água recirculada do saturador, que primeiro é utilizada para aquecer parte do combustível. Embora não mencionado pelo autor, trata-se de um ciclo complexo e que precisa de um balanço térmico apurado, seguramente através de curvas compostas da técnica do *pinch point*. Pode-se verificar da Figura 2.13 que se trata de um ciclo com reaquecimento (saída da turbina 5). São anunciadas como principais vantagens a menor perda de eficiência com cargas parciais (p. ex., com 50% de carga o *heat rate* aumenta de 100% para 108% quando no ciclo simples o aumento é para 122%) e custos menores em 15 a 20% do que os custos dos ciclos combinados. Parece pouco provável esta última afirmação, considerando o tamanho do saturador.

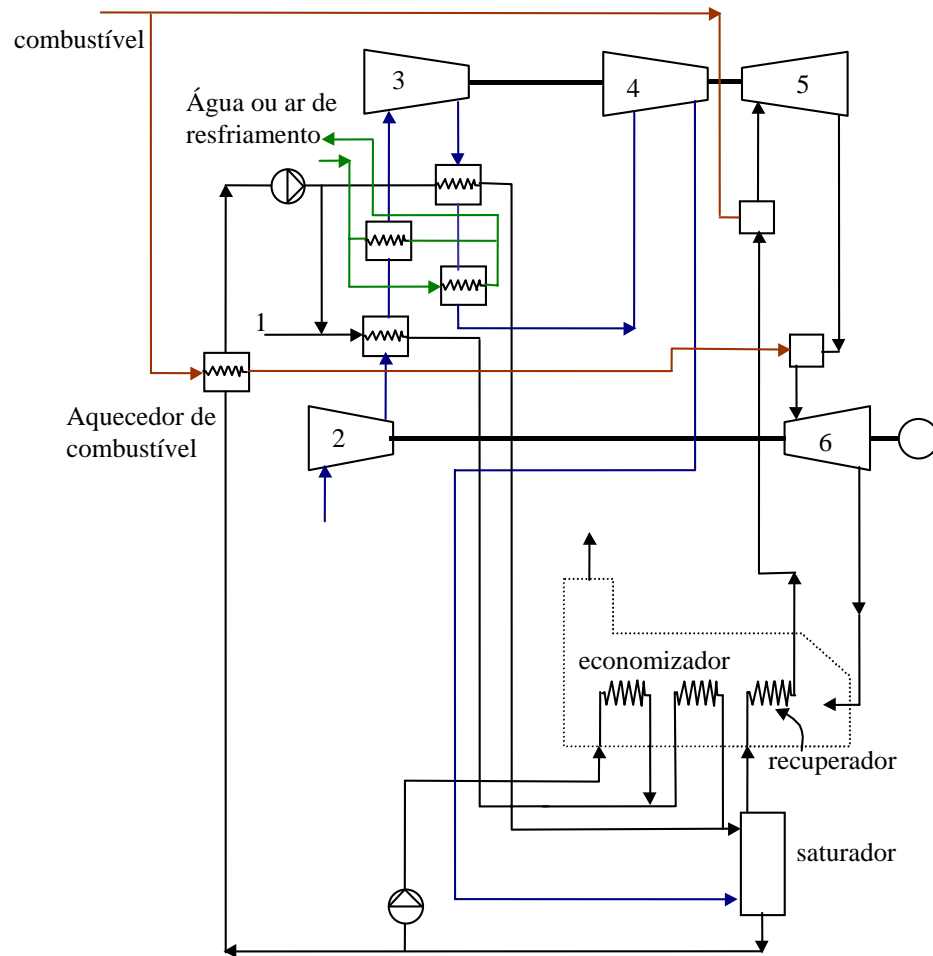


Figura 2.13.- Esquema do ciclo CHAT

## 2.7 CICLO COM RECUPERAÇÃO QUÍMICA (*Chemically Recuperated Gas Turbine, CRGT*)

A descrição desse ciclo pode ser resumida como segue, com o auxílio da Figura 2.14, segundo Harvey e Kane (1997). O calor dos gases da turbina a gás é utilizado para produzir um combustível rico em  $H_2$ . As vantagens são uma baixíssima emissão de  $NO_x$  ( $< 1$  ppm), melhor rendimento e pouca área construída necessária por potência produzida.

O ciclo precisa de alta temperatura nos gases de escape da TG. Este ciclo é uma evolução do ciclo STIG, sendo que, no lugar de injetar vapor diretamente na câmara de combustão, o vapor é previamente misturado com metano e depois aquecido no reformador,

produzindo um combustível composto por CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O (vapor) e CH<sub>4</sub>. A relação vapor/metano varia entre 3 a 5.

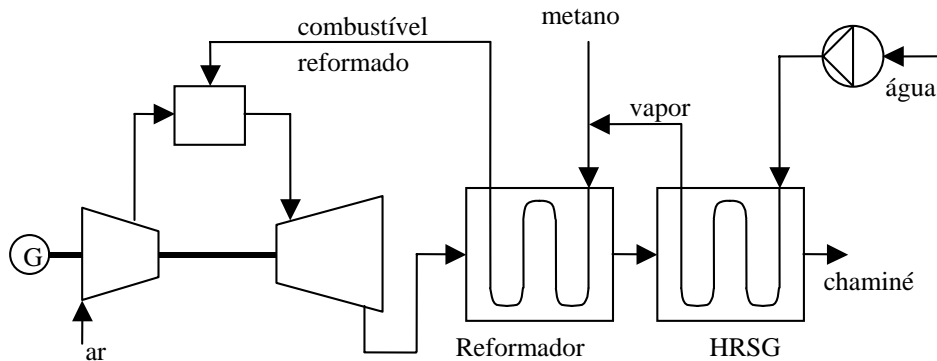
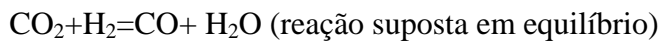
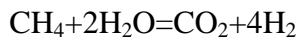


Figura 2.14.- Ciclo com Recuperação Química. Lay-out

Os autores indicam que uma conversão completa de metano poderia aumentar o poder calorífico em até 30%, sendo que na simulação indicada no artigo a conversão foi da ordem de 27%. As reações que acontecem no reformador são:

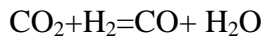
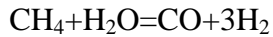


Os resultados obtidos de uma simulação feita com o programa ASPEN+ numa turbina ABB GT 26 foram de uma eficiência térmica (base PCI) de 54,8% para um ciclo 1-P (um nível de pressão) sem reaquecimento, enquanto o fabricante informa um rendimento de 58,5% para um ciclo 3-P (três níveis de pressão) com reaquecimento.

Os autores informam que a eficiência é menor que a de um ciclo combinado convencional porque o ganho obtido com a recuperação de calor é superado pelas perdas adicionais devidas à mistura do combustível com vapor (irreversibilidade) e pelas grandes quantidades de vapor injetado. Indicam que, em todo caso, a eficiência é melhor que a do STIG. Finalizam afirmando que a maior vantagem do CRGT é a baixa emissão de NO<sub>x</sub> e que devem ser realizados mais estudos para poder ser conclusivos em relação à eficiência. A Figura 2.15, baseada em Harvey e Kane (1997), mostra o efeito da recuperação química, comparada com um simples aquecimento da mistura vapor-metano, revelando que a recuperação química aumenta a recuperação de calor.

Abdallah e Harvey (2001) informam eficiência de 59% obtida num ciclo CRGT com

resfriamento intermediário e reaquecimento e que numa comparação entre CRGT e convencional as eficiências foram 47,3 e 49,7%, respectivamente. No reformador a temperatura é da ordem de 700 a 900 °C, a pressão da ordem de 3,5 MPa e a relação vapor/metano entre 3 a 6. Indicam que as reações químicas no reformador são:



Finalmente, os autores mencionam que, numa avaliação econômica preliminar, o ciclo será viável se estiver disponível uma fonte de água barata.

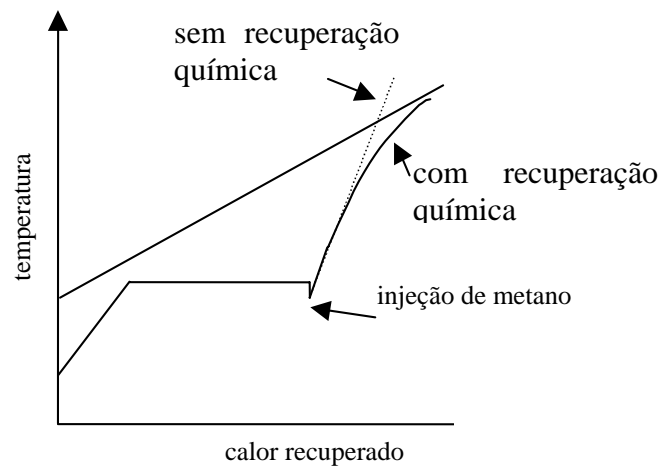


Figura 2.15.- Efeito da recuperação química.

A Tabela 2.1 (BALESTIERI, 2001<sup>6</sup>, apud ABDALLAH E HARVEY, 2001) mostra o *status* das diferentes tecnologias em 2001, indicando que apenas o ciclo STIG era comercial.

<sup>6</sup> BALESTIERI, J.A.P. **Avaliação tecnológica e metodológica para o planejamento de centrais de cogeração.** Florianópolis, SC, Relatório de Pós Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. 154 p.

Tabela 2.1.- Sumário das tecnologias de geração com turbinas a gás

sigla	definição	componentes	aspectos principais	mercado e condição atual
<b>STIG</b>	turbina a gás com injeção de vapor	turbina a gás (em geral aeroderivativa) e caldeira de recuperação	o calor retirado da turbina a gás é recuperado para produzir vapor diretamente injetado na câmara de combustão. Comparado com CTGT, produz menor potência e menor eficiência, mas também tem menor custo para unidades de médio porte, com aplicações em carga intermediária.	comercialmente disponível para aplicações de cogeração com cargas intermediárias. A turbina LM5000-STIG apresenta 51,16 MW, eficiência de 43,8% e custo específico de 272 \$/kW.
<b>HAT</b>	turbina a gás com ar úmido	turbina a gás, regenerador e saturador	o calor contido nos gases de exaustão é recuperado para saturar e re-aquecer o ar na saída do compressor. Comparado com CCGT e STIG, apresenta custo, capacidade e eficiência intermediária entre esses ciclos, com aplicações em carga intermediária e de base.	uma máquina disponível em escala de demonstração, desenvolvida pela Westinghouse.
<b>ICAD GT</b>	turbina a gás aeroderivativa com resfriamento intermediário	turbina a gás aeroderivativa modificada e compressor com resfriamento intermediário	um resfriador intermediário é adicionado à saída do compressor de baixa pressão. Comparado com turbinas a gás aeroderivativas, menor consumo específico de potência do compressor e menor fluxo de ar para resfriamento de ar.	nenhuma máquina está disponível atualmente. O principal promotor desse projeto é o projeto CAGT para aplicações em carga intermediária.
<b>CRGT</b>	turbina a gás quimicamente recuperada	turbina a gás, caldeira de recuperação, reformador de metano e vapor	o calor eliminado é recuperado para produzir vapor que, ao invés de ser superaquecido num ciclo STIG, é misturado ao metano para facultar uma reação altamente endotérmica no reformador. Vantagem: NO <sub>x</sub> reduzido a 1-3 ppm e eficiência chega a 50%.	nenhuma máquina está disponível. O principal promotor desse projeto é a <i>California Energy Commission</i> . Aplicações de carga intermediária em centrais de média carga. Seu mercado depende das futuras regulamentações de NO <sub>x</sub> .

## 2.8 PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DE CICLOS

Existe uma diversidade de códigos para simulação de ciclos, os quais, em geral, mostram poucas possibilidades de interagir um com o outro, criando confusão para o usuário que procura uma ferramenta geral. Cada código utiliza suas próprias tabelas de propriedades e formatos de entrada e saída. Com poucas exceções, as saídas e entradas dos códigos não são compatíveis. Alguns programas de simulação são ASPEN+, Speedup, Pro-Vision, Flowpack, Chemasim, GateCycle, P-sace (SCIUBBA, 1998a).

Sciubba (1998b) afirma que o termo otimização é um dos termos mais mal empregados no âmbito da engenharia, sendo muitas vezes difícil entender o que é otimizado e em relação a

que. O autor afirma que em muitas ocasiões o modelo é simplificado demais e que um resultado puramente matemático, negligenciando ou simplificando de forma pouco precisa aspectos da configuração, operação e manutenção, é apresentado como solução de um determinado problema. Menciona os programas COLOMBO e CAMEL que podem trabalhar de forma complementar, o que é mais detalhado por Falcetta e Sciubba (1995).

Seyedan et al. (1995) realizam a simulação de um ciclo combinado, indicando no seu trabalho uma modelagem matemática bastante completa para os componentes e um procedimento de simulação, terminando por apresentar uma validação positiva do programa utilizado, porém não é indicada a linguagem utilizada na programação, nem se menciona um nome para o programa criado. Ong'iro et al. (1995) também simularam ciclos combinados utilizando o programa ASPEN+, incluindo ciclos com gaseificação. Quando necessárias foram incluídas sub-rotinas em FORTRAN, trabalhando em conjunto com o ASPEN+.

Outros programas que podem ser apropriados para este tipo de trabalho são o EES (*Engineering Equation Solver*), IPSE-Pro, Thermoflow e LabView, utilizados de forma individual ou conjunta. Programas como Excel e Interactive Thermodynamics e linguagens como o FORTRAN poderiam ser utilizados caso não houvesse disponibilidade dos programas anteriores, mas seria exigido um trabalho muito grande e de resultados inferiores. Dependendo dos programas disponíveis a simulação poderia ser dinâmica, ou seja, mostrar um processo em tempo real, variando com o tempo e a demanda, ou estática, vale dizer, mostrando os resultados através de tabelas ou planilhas após simuladas as diversas situações.

Não é o propósito desta tese otimizar sistemas e sim elaborar sua fase prévia, que é a simulação, pelo que não são cogitados programas de otimização.

## 2.9 DESENVOLVIMENTO SUSTENTÁVEL E CRÉDITOS DE CARBONO

Desenvolvimento sustentável é aquele que satisfaz as necessidades do presente sem comprometer as futuras gerações. Este é um conceito internacional, definido pelo documento *Our Common Future* como conclusão dos trabalhos realizados em 1987 pela Comissão Mundial da ONU sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento. A partir dessa data, outros eventos foram realizados criando maior consciência sobre a redução de CO<sub>2</sub> (ALTENFELDER, 2004).

O uso do termo **créditos de carbono** começa com o compromisso dos países que participaram do Protocolo de Kyoto, em 1997 (e se encontram listados no Anexo I desse

documento), de reduzir as emissões de poluentes no o período de 2008 a 2012. Nesta seção é justificada a inclusão dos benefícios econômicos da comercialização dos créditos de carbono na análise de viabilidade de projetos relacionados com a geração de energia.

Como poderá ser depreendido das referências que seguem, o termo créditos de carbono significa que o dióxido de carbono equivalente que um processo deixa de emitir pode ser creditado para processos que precisam ter suas emissões reduzidas e nos quais, por motivos técnicos ou puramente econômicos, torna-se mais conveniente pagar por esse crédito. Este conceito está baseado na idéia de um balanço global das emissões, com o intuito de ir paulatinamente diminuindo as emissões totais de gases, principalmente os causadores do efeito estufa.

Pelo fato de o CO<sub>2</sub> ser o principal causador do efeito estufa, os demais poluentes, como SO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>, são expressos na forma de CO<sub>2</sub> equivalente, de maneira tal que quando são negociados os créditos de carbono exista um único valor pela transação. É adotada como forma de quantificação que um crédito de carbono é igual a uma tonelada de carbono equivalente, e que realmente uma tonelada de carbono quer dizer uma tonelada de CO<sub>2</sub>. Em geral, quando se menciona uma tonelada de carbono se está mencionando uma tonelada de CO<sub>2</sub> equivalente. A discussão das referências que seguem ajudam a esclarecer as definições anteriores.

O Protocolo de Kyoto de 1997 tem como objetivo a redução de 5,2%, em relação a 1990, das emissões de gases procedentes da queima de combustíveis fósseis por automóveis e fábricas, no período de 2008 a 2012. O tratado somente entra em vigor depois que os países responsáveis por 55% das emissões causadoras do efeito estufa, principalmente CO<sub>2</sub>, o adotem (AGENCIAS INTERNACIONAIS DE MOSCOU, 2003).

Os projetos considerados no Protocolo são aqueles que reduzem, não emitem ou seqüestrem a emissão nos países não listados no Anexo I do Protocolo. Os países listados são os que devem reduzir as emissões e podem implantar projetos com esse objetivo em países que não estão no referido Anexo. O Brasil não está elencado no Anexo e estaria, portanto, em condições de vir a implantar tais projetos (HOFFMAN, 2004).

A absorção de carbono pelas árvores na fase de crescimento é conhecida como seqüestro de carbono. Por outro lado, a queima dos resíduos de madeira é preferível a permitir sua decomposição natural, na qual é gerado metano, que é altamente poluente (ÉBOLI, 2002). O metano produzido pela decomposição de madeira ou aterros sanitários é 23 a 24 vezes mais poluente que o CO<sub>2</sub> (BRITO, 2003; OLIVEIRA, 2004).

Os créditos de carbono poderão ser obtidos pelo seqüestro (investimentos em

reflorestamentos) ou por atividades que substituam a queima de combustíveis fósseis, por exemplo com o uso de bagaço de cana. O plantio de 10.000 hectares de espécies nativas poderia seqüestrar 2 milhões de toneladas de dióxido de carbono em 40 anos, e como na data da transação a tonelada tinha um valor em torno de seis dólares, haveria um ganho de 300 mil dólares por ano (SANTOS, 2003). Sasaki (2003a) indica que florestas de pinus em crescimento seqüestram entre 13 a 18 toneladas de CO<sub>2</sub> por ano e de eucaliptus entre 20 a 25 toneladas de CO<sub>2</sub> por ano.

Embora o Protocolo não esteja em vigor, diversas iniciativas independentes indicam que de uma forma ou outra a comercialização de créditos de carbono é uma prática crescente, algumas das quais são mencionadas a seguir.

Em 2002 o governo canadense comprou da empresa brasileira Piratini, CGDE, Koblitz Energia S.A. 1900 toneladas de CO<sub>2</sub>, quantidade estimada pelo uso de aviões e automóveis durante os três dias de duração de uma reunião dos Ministros do Meio Ambiente do G-8, no Canadá. A empresa irá receber entre 5 mil e 10 mil dólares. A Piratini produz energia elétrica a partir de biomassa (CARVALHO, 2002).

Também em 2002, a Dinamarca planejava abrir concorrência internacional para comprar entre 5 a 10 milhões de créditos de carbono por ano para reduzir 21% das emissões entre 2008 e 2012, conforme compromisso assumido em Kyoto (MOREIRA, 2002).

Apesar do Protocolo de Kyoto não ter sido aprovado por todos os integrantes, a Holanda estabeleceu como meta eliminar a emissão de 200 milhões de toneladas de carbono, para o qual destinou 250 milhões de euros para desenvolvimento de novas tecnologias e substituição de fontes de energia. Também aprovou dois projetos para a compra de créditos de carbono, sendo um com a Usina Catanduva, que utilizará biomassa da geração de 25 MW, com créditos de carbono de 200 mil toneladas em oito anos e um investimento de 30 milhões de reais. O outro projeto é da SASA Sistemas Ambientais, que utilizará gases de aterro sanitário gerando 30 MW, com créditos de carbono de 700 toneladas em dez anos e um investimento de 550 mil dólares. O aterro gera entre 700 a 800 m<sup>3</sup> de metano por dia. O valor do crédito de carbono na data situava-se entre quatro e cinco euros (NOGUEIRA, 2003).

A companhia Açucareira Vale do Rosário, em Riberão Preto, SP, tem uma planta de cogeração de 65 MW. Segundo metodologia elaborada pela consultora Econergy a Vale do Rosário poderia ter um crédito de 713,99 milhões de toneladas em sete anos. Para cada MWh produzido pela cogeneradora deixam de ser emitidos 600 kg de carbono equivalente, entendendo-se que a cogeração supre a demanda de energia que seria produzida a partir da queima de combustíveis como diesel ou gás natural, e que o CO<sub>2</sub> emitido na queima do

bagaço é capturado pelas novas lavouras de cana. A equivalência corresponde à conversão de todos os gases para a base de CO<sub>2</sub>. Indica ainda que cada tonelada de gás metano corresponde a 23 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente, e que na data em que se estabeleceu a transação a tonelada era negociada entre quatro e cinco dólares, estimando-se que no ano de 2008 este valor alcance entre nove e onze dólares (BRITO, 2003). Pelo Tratado de Kyoto, os países desenvolvidos podem comprar créditos de carbono para poder emitir quantidade equivalente. Sem a assinatura da Rússia, os países da União Européia estabeleceram um ambiente próprio de negociação. Dessa forma, a Suécia assinou acordo com as usinas Vale do Rosário, Cia. Energética Santa Elisa e Moema, por 2 milhões de toneladas de carbono em sete anos, resultando um valor a ser pago às usinas em torno de dez milhões de dólares (SCARAMUZZO, 2004). Mais recentemente, a Itália está estudando a compra de 36 milhões de toneladas de carbono até 2012 (RIOS, 2004).

Adiantando-se ao Protocolo de Kyoto, foi formada uma bolsa para negociar os créditos de carbono, a *Chicago Climate Exchange* (CCX); a empresa brasileira Klabin assinou carta de adesão para integrar a CCX, podendo assim negociar mais de um milhão de toneladas até 2006. Na data da adesão, o valor médio era de um dólar por tonelada de carbono, estimando-se que nos próximos dez anos possa chegar a um valor de vinte dólares por tonelada (NAKAMURA, 2004).

O Protocolo de Kyoto estabeleceu também os Mecanismos de Desenvolvimento Limpo (MDL) pelos quais as reduções na emissão de gases do efeito estufa podem ser negociadas entre empresas de países desenvolvidos e em desenvolvimento (CZAPSKI, 2004).

### 3 MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS

A seguir são equacionados os equipamentos mais importantes utilizados neste trabalho. Para fins de água de refrigeração é considerada apenas a alternativa de torre de resfriamento por evaporação, de forma a evitar a dependência de grandes corpos d'água. O combustível considerado é gás natural (GN).

#### 3.1 CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG)

Nesta seção são estabelecidas as equações utilizadas na modelagem de HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) com um e dois níveis de pressão, assim como uma descrição dos critérios para a avaliação do desempenho com carga parcial. Embora as HRSG utilizem a energia de gases quentes na entrada, da mesma forma que as caldeiras tradicionais, a diferença está em que as HRSG podem ou não apresentar queima suplementar e as convencionais sempre utilizam queimadores em fornalhas. A temperatura dos gases é também um diferencial, visto que a HRSG utiliza gases quentes de refugo de processos, especialmente gases de escape de turbinas a gás (TG), nas quais as temperaturas encontram-se no máximo na ordem de 600 °C ao passo que nas caldeiras convencionais essa temperatura pode ser da ordem de 900 a 1000 °C. Esse diferencial conduz a uma diferença no projeto das HRSG, especialmente o maior uso de tubos aletados. As HRSG's também podem queimar combustível, com grande vantagem no caso dos gases serem provenientes de uma turbina a gás pelo alto teor de O<sub>2</sub> contido, na ordem de 14 a 16%. No caso de haver queima, a HRSG é referida como caldeira de recuperação com queima suplementar.

##### 3.1.1 Caldeira de recuperação com um nível de pressão (HRSG1P)

A Figura 3.1 mostra o esquema de energia tipicamente utilizado, incluindo recirculação e os diferenciais de temperatura nos pontos *pinch* e *approach*. A Figura 3.2 é uma representação física da caldeira, para auxiliar o entendimento da formulação que será desenvolvida. Antes de se estabelecerem as equações que serão utilizadas é necessário descrever o funcionamento da HRSG. A água proveniente do desaerador entra no economizador da HRSG (ponto 5 da Figura 3.1 ou 3.2) e é aquecida até uma temperatura T<sub>6</sub>, usualmente inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão P<sub>7</sub> ou P<sub>6</sub>,

desconsiderando perdas de carga.

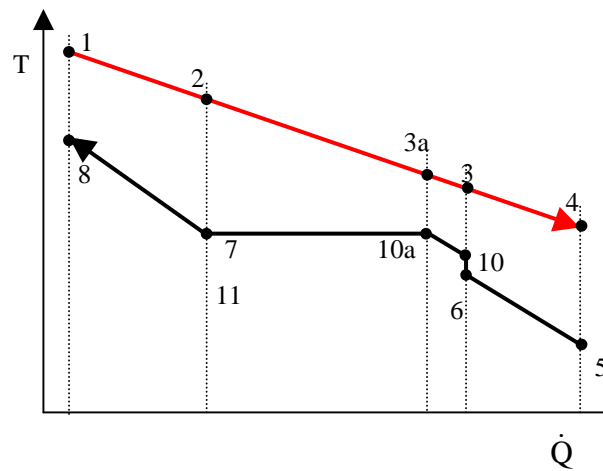


Figura 3.1.- Esquema energético da HRSG1P

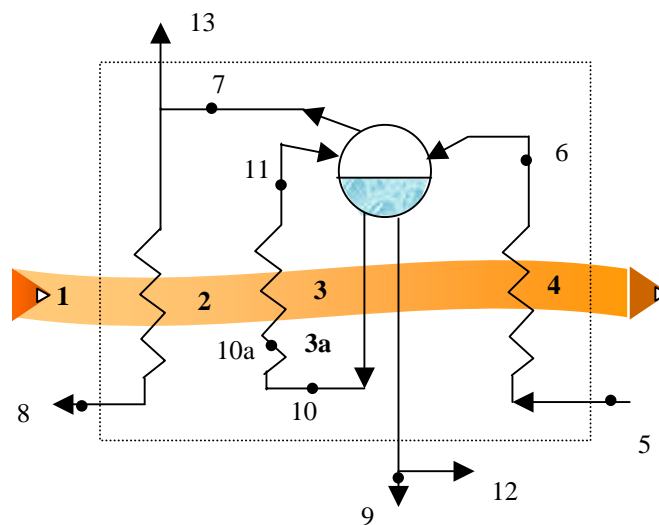


Figura 3.2.- Disposição da HRSG1P

Esta diferença de temperaturas ( $T_7 - T_6$ ) é conhecida como *approach*, e normalmente são usados valores entre 10 a 30 °C. A literatura indica a necessidade desta prática para evitar o risco de acontecer evaporação no economizador, o que pode gerar vibrações e problemas de fluxo irregular nos tubos do mesmo (BOYEN, 1980). O *approach* permite compensar diferenças no caso de variações de carga.

A literatura indica também a conveniência de recircular pelo evaporador uma quantidade maior de líquido do que a correspondente ao vapor gerado no ponto 7 das Figuras 3.1 e 3.2 para evitar borbulhamento e separação de vapor dentro do evaporador e sim que a separação seja dentro do tubulão (PASHA e SANJEEV, 1995). No desenvolvimento das equações é demonstrado o efeito da recirculação.

O vapor saturado pode ser total ou parcialmente superaquecido, como indicado na Figura 3.2 pelos pontos 7, 8 e 13. Esse último ponto indica uma saída que pode ser destinada a um processo e/ou ao desaerador. O ponto 9 indica o ponto de dreno da caldeira, com a finalidade de controlar a concentração de sólidos, e a conexão 12 uma possível utilização de água quente. Na formulação que segue, a vazão dos pontos 12 e 13 é considerada nula para simplificar a análise. As vazões de dreno e recirculação habitualmente são relacionadas à vazão de vapor produzido no ponto 7, sendo utilizado neste trabalho a letra  $r$  para a razão de recirculação (valor comumente usado entre 5 e 10). Para a fração drenada é utilizado o termo  $f_{\text{dreno}}$ . O balanço de massas é representado pelas equações (3.1) a (3.5) para o lado vapor e pela equação (3.6) para o lado dos gases.

$$r = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_7} \quad (3.1)$$

$$f_{\text{dreno}} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_7} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{10a} = \dot{m}_{11} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{3a} = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (3.6)$$

O balanço de massas é facilitado quando são conhecidas a massa de vapor a ser produzida e os fatores de dreno e recirculação, sendo esses dois últimos valores predefinidos no projeto do equipamento em condições nominais, para as quais também é conhecida a vazão e temperatura dos gases de uma determinada turbina a gás. As equações seguintes podem ser melhor compreendidas através da Figura 3.3. A modelagem criada neste trabalho considera que, por estar a temperatura do ponto 6 entre 10 a 30 °C abaixo da temperatura do ponto 7, as temperaturas dos pontos 10 e 9 são iguais e estão num valor entre as temperaturas  $T_6$  e  $T_7$ .

Também é considerado que o líquido que entra no ponto 11 (Figura 3.3) possui um

título tal que na separação entre vapor e líquido ( $11_{\text{vapor}}$  e  $11_{\text{líqu}}$ ), a parte de vapor,  $11_{\text{vapor}}$ , é igual à vazão do ponto 7. As considerações anteriores são utilizadas no balanço de massas do sistema A da Figura 3.3, segundo equações (3.7) a (3.10).

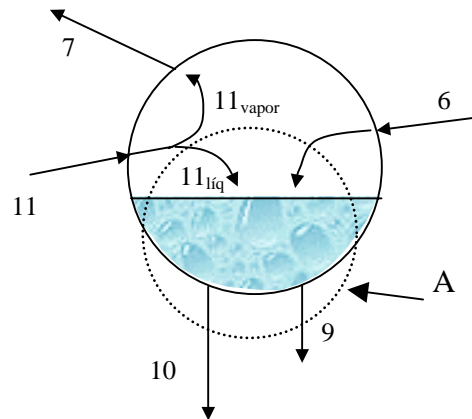


Figura 3.3.- Balanço no tubulão

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{11_{\text{líqu}}} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_9 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{11_{\text{vapor}}} = \dot{m}_7 \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{11} \cdot x_{11} = \dot{m}_7 \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{11_{\text{líqu}}} = (1 - x_{11}) \cdot \dot{m}_{11} \quad (3.10)$$

Também é possível calcular o título necessário no ponto 11 combinando as equações (3.9) e (3.1) resultando a equação (3.11)

$$x_{11} = \frac{1}{r} \quad (3.11)$$

Para o cálculo do calor necessário no economizador, evaporador e superaquecedor são necessárias equações de balanço de energia, as quais, referidas às Figuras 3.2 e 3.3, são:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \left(1 - \frac{1}{r}\right) \dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (3.12)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (3.13)$$

Como foi assumido que  $\dot{m}_{11,\text{vapor}} = \dot{m}_7$ , segundo a equação (3.8), e tratando-se de uma mistura de vapor líquido no ponto 11, é razoável admitir que a temperatura do ponto 11 é a mesma do ponto 7, o que facilitará a resolução do sistema de equações, porque a entalpia do ponto 11 é definida com a temperatura e título desse ponto. No ponto de projeto, com a temperatura do ponto 6 definida pelo *approach*, e aplicando as equações anteriores necessárias na equação (3.12), obtém-se:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_8 + f_{\text{dreno}} \cdot \dot{m}_8) \cdot h_6 + \left(1 - \frac{1}{r}\right) \dot{m}_8 \cdot r \cdot h_{11} &= \dot{m}_8 \cdot r \cdot h_{10} + \dot{m}_8 \cdot f_{\text{dreno}} \cdot h_9 \\ (1 + f_{\text{dreno}}) \cdot h_6 + (r - 1) \cdot h_{11} &= (r + f_{\text{dreno}}) \cdot h_{10} \\ h_{10} &= \frac{(1 + f_{\text{dreno}}) \cdot h_6 + (r - 1) \cdot h_{11}}{(r + f_{\text{dreno}})} \end{aligned} \quad (3.14)$$

A equação (3.14) pode ser verificada considerando a ausência de recirculação (o que significa  $r=1$ ) e drenagem nula; substituindo os valores resulta da equação (3.14) que  $h_{10}=h_6$ , sendo as temperaturas iguais à do ponto 7 quando o *approach* é nulo. Considerando que  $f_{\text{dreno}}$  é bastante menor que a recirculação a equação (3.14) assume a forma da equação (3.15).

$$h_{10} = \frac{h_6}{r} + h_{11} - \frac{h_{11}}{r} \quad (3.15)$$

mostrando que  $h_{10}$  pode variar entre  $h_6$  e  $h_{11}$  dependendo se  $r$  vale 1 ou é bastante elevado, sendo equivalente dizer-se que a temperatura do ponto 10 pode estar entre a temperatura do ponto 6 e 7. Cabe mencionar que nos cálculos ou estimativas simplificadas as temperaturas dos pontos mencionados são consideradas iguais. Como a temperatura do ponto 10 é menor que a do ponto 7 e a pressão é a mesma ou maior, caso consideradas perdas de carga, a condição do ponto 10 é de líquido comprimido ou sub-resfriado, motivo pelo qual no evaporador há um primeiro trecho no qual acontece aquecimento sem evaporação, sendo esse trecho indicado pelos pontos 10, 10a, 3 e 3a das Figuras 3.1 e 3.2. As seguintes equações completam o conjunto necessário para estabelecer o balanço energético:

$$h_{10a} = \text{função de } (x_{10} = 0, p_{10a} = p_7) \quad (3.16)$$

e para o calor cedido pelos gases, com  $C_{pg}$  igual ao calor específico médio dos gases a pressão constante:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_2) = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_2 \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_3) = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_3 \cdot C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_5) \quad (3.19)$$

A utilização das equações anteriores permite apenas um cálculo termodinâmico, sem levar em conta a geometria da HRSG, e por consequência os coeficientes globais de transferência de calor. Normalmente no projeto do equipamento são especificadas as condições na entrada e saída do vapor, e a vazão e temperatura dos gases disponíveis, que podem provir do escape de uma turbina a gás, por exemplo. Pode-se ser verificar que as equações (3.1) a (3.19) não são suficientes para resolver o sistema de equações, devendo serem especificadas outras variáveis, tais como o fator de recirculação  $r$  e o fator de dreno  $f_{\text{dreno}}$  das equações (3.1) e (3.2). Usualmente é definido também o já mencionado *approach*, como indicado na equação (3.20), permitindo assim calcular diretamente a temperatura  $T_6$ , e utilizando-se a pressão  $p_6=p_7$  determinar a entalpia  $h_6$ .

$$\text{Approach} = T_7 - T_6 \quad (3.20)$$

Finalmente é necessário determinar uma segunda temperatura para os gases que passam pela HRSG, sendo uma possibilidade simples fixar a temperatura na chaminé, ponto 4, porém o usual é especificar a diferença de temperatura (usualmente 20 °C) no *pinch point*, diferença que convencionalmente é definida como:

$$\text{DP} = T_3 - T_7 \quad (3.21)$$

que permite o cálculo direto da temperatura  $T_3$ . Da Figura 3.1 depreende-se a necessidade de verificar o DP com as diferenças de temperatura  $T_{3a}-T_{10a}$  e  $T_3-T_{10}$ . Para o cálculo da temperatura  $T_{3a}$  é utilizado o balanço mostrado na equação (3.22).

$$\dot{m}_2 \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_{3a}) = \dot{m}_{11} \cdot (h_7 - h_{10a}) \quad (3.22)$$

Ao se definir DP implicitamente está sendo definida a quantidade de vapor produzida na condição nominal, e a geometria da HRSG (APÊNDICE F), como indicam as equações (3.23) a (3.25) que seguem, nas quais é utilizada uma nomenclatura similar à utilizada no código computacional. O subíndice zero nas equações indica a condição nominal ou de projeto.

$$\dot{Q}_{\text{sup}_0} = \dot{m}_{1_0} \cdot C_{\text{pg}_0} \cdot (T_{1_0} - T_{2_0}) \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{eva}_0} = \dot{m}_{2_0} \cdot C_{\text{pg}_0} \cdot (T_{2_0} - T_{3_0}) \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{\text{eco}_0} = \dot{m}_{3_0} \cdot C_{\text{pg}_0} \cdot (T_{3_0} - T_{4_0}) \quad (3.25)$$

O calor transferido calculado com as equações (3.23) a (3.25) deve ser equivalente ao calculado pelas equações de transferência de calor. Como as temperaturas já estão definidas, podem ser calculadas as diferenças logarítmicas médias (LMTD) para cada equipamento. Neste trabalho é aplicada a definição destas diferenças para o caso de fluxos em contracorrente, por simplificação, uma vez que não é propósito calcular exatamente as áreas de troca A e os coeficientes globais de transferência U e sim estabelecer uma base de comparação que permita a simulação com carga parcial. As diferenças médias de temperatura para a condição nominal são calculadas com as equações (3.26) a (3.28).

$$\text{LMTD}_{\text{sup}_0} = \frac{(T_{1_0} - T_{8_0}) - (T_{2_0} - T_{7_0})}{\ln\left(\frac{T_{1_0} - T_{8_0}}{T_{2_0} - T_{7_0}}\right)} \quad (3.26)$$

$$\text{LMTD}_{\text{evap}_0} = \frac{(T_{2_0} - T_{7_0}) - (T_{3_0} - T_{10_0})}{\ln\left(\frac{T_{2_0} - T_{7_0}}{T_{3_0} - T_{10_0}}\right)} \quad (3.27)$$

$$\text{LMTD}_{\text{ecop}_0} = \frac{(T_{3_0} - T_{6_0}) - (T_{4_0} - T_{5_0})}{\ln\left(\frac{T_{3_0} - T_{6_0}}{T_{4_0} - T_{5_0}}\right)} \quad (3.28)$$

Com as diferenças de temperaturas conhecidas, é calculada a área e o coeficiente global de transferência de calor para cada equipamento, com as equações (3.29) a (3.31).

$$(U \cdot A)_{\text{sup}_0} = \frac{\dot{Q}_{\text{sup}_0}}{\text{LMTD}_{\text{sup}_0}} \quad (3.29)$$

$$(U \cdot A)_{\text{eva}_0} = \frac{\dot{Q}_{\text{eva}_0}}{\text{LMTD}_{\text{eva}_0}} \quad (3.30)$$

$$(U \cdot A)_{\text{eco}_0} = \frac{\dot{Q}_{\text{eco}_0}}{\text{LMTD}_{\text{eco}_0}} \quad (3.31)$$

O termo  $(U \cdot A)$  depende do coeficiente  $U$  que é calculado aplicando propriedades de transporte, a partir do qual é determinada a área, eventualmente através de iterações. Neste trabalho considera-se que as dimensões dos equipamentos foram definidas corretamente de acordo com as necessidades de transferência de calor.

A formulação que segue é utilizada no cálculo das condições com carga parcial, sendo mantidas as dimensões da HRSG. O problema de carga parcial pode ser interpretado de duas maneiras: a primeira seria calcular a quantidade de vapor produzido quando se varia a temperatura e/ou vazão dos gases, e a segunda, a partir de uma quantidade demandada de vapor, calcular a vazão de gás necessária. Nos dois casos é possível que as propriedades do vapor requerido sejam diferentes da nominal.

O mais conveniente é estimar em primeiro lugar os novos valores dos termos  $(U \cdot A)$ , o que é simples de se obter se conhecida a nova vazão de gases, uma vez que a transferência de calor é governada principalmente pelo lado dos gases (GANAPATHY, 1993b; ABDALLAH e HARVEY, 2001). Ganapathy (1993b) indica uma relação simples para corrigir o termo  $(U \cdot A)$  na faixa de aplicação de caldeiras de recuperação sem queima suplementar, não diferenciando se trata de caldeira vertical ou horizontal, de acordo com a equação (3.32), sendo  $F(T)$  uma função da temperatura.<sup>7</sup>

$$(U \cdot A) = (U \cdot A)_0 \left( \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1_0}} \right)^{0,65} \cdot F(T) \quad (3.32)$$

<sup>7</sup> Ganapathy (1993) não mostra a forma da função mas Abdallah e Harvey (2001) indicam que  $F(T) = 1 - (\bar{T}_D - \bar{T}) \cdot 5 \cdot 10^{-4}$  em que  $\bar{T}_D$  e  $\bar{T}$  são as temperaturas médias em K, nas condições de projeto e carga parcial, respectivamente. No caso da diferença de temperaturas ser 200 K, valor escolhido elevado para considera-lo como máximo,  $F(T)=0,9$ , mostrando que a correção pela temperatura pode ser desprezada.

Os novos valores para o superaquecedor, evaporador e economizador são calculados com a equação (3.32), valores que servem como base para iniciar os cálculos para a nova vazão de gases disponível. Os cálculos são iterativos e a marcha de cálculo consiste em estimar uma nova vazão de vapor para entrar nas equações (3.1) a (3.28) sendo que os cálculos indicarão temperaturas que devem ser verificadas comparando-se o calor transferido em cada equipamento, segundo as equações (3.23) a (3.25), com o que resulta ao se utilizar as equações (3.29) a (3.31), nas quais são conhecidos  $(U \cdot A)$  e LMTD para cada equipamento, segundo as equações (3.32a) a (3.34).

$$Q_{\text{sup}} = (U \cdot A)_{\text{sup}} \cdot \text{LMTD}_{\text{sup}} \quad (3.32a)$$

$$Q_{\text{eva}} = (U \cdot A)_{\text{eva}} \cdot \text{LMTD}_{\text{eva}} \quad (3.33)$$

$$Q_{\text{eco}} = (U \cdot A)_{\text{eco}} \cdot \text{LMTD}_{\text{eco}} \quad (3.34)$$

As equações (3.23) a (3.25), agora na condição de carga parcial, adotam a forma indicada nas equações (3.35) a (3.37).

$$\dot{Q}_{\text{sup}} = \dot{m}_1 \cdot C_{\text{pg}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{\text{eva}} = \dot{m}_2 \cdot C_{\text{pg}} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{\text{eco}} = \dot{m}_3 \cdot C_{\text{pg}} \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.37)$$

Para limitar o número de iterações é estabelecido um erro relativo máximo permitido segundo as equações (3.38) a (3.40).

$$\text{Erro}_{\text{sup}} = \frac{\dot{Q}_{\text{sup}} - Q_{\text{sup}}}{\dot{Q}_{\text{sup}}} \quad (3.38)$$

$$\text{Erro}_{\text{eva}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eva}} - Q_{\text{eva}}}{\dot{Q}_{\text{eva}}} \quad (3.39)$$

$$\text{Erro}_{\text{eco}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eco}} - Q_{\text{eco}}}{\dot{Q}_{\text{eco}}} \quad (3.40)$$

A demanda variável, e por consequência a operação da HRSB com carga parcial,

acontece porque esta se encontra instalada num sistema composto de vários equipamentos e processos que interagem entre si, com condições de operação dependentes do tempo. Na subsecção que segue são mostrados exemplos que ilustram e fornecem alguns critérios de análise.

### 3.1.1.1 Caldeiras convencionais operando com demanda variável.

As caldeiras de recuperação operando em ciclos de cogeração ou combinado fornecem vapor para um processo e/ou uma turbina a vapor, da mesma forma que uma caldeira convencional, motivo pelo qual, por simplicidade, valida-se uma análise das caldeiras convencionais operando numa instalação como a mostrada na Figura 3.4.

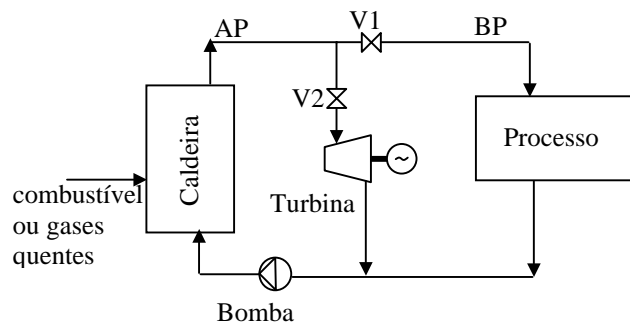


Figura 3.4.- Caldeira instalada num sistema.

A unidade de processo da Figura 3.4 precisa normalmente de vazões variáveis de vapor, com pressões e temperaturas relativamente constantes. Na instalação mostrada, a caldeira fornece o vapor de baixa pressão (BP) através de uma válvula de estrangulamento V1, de abertura variável de acordo com a demanda, visando manter a pressão na saída constante. A caldeira fornece também vapor de alta pressão (AP) para acionar uma turbina a vapor.

As considerações que seguem partem do suposto que existe uma demanda média de vapor da turbina e uma demanda média de vapor do processo e que a caldeira foi especificada para suprir 20% a mais da soma das demandas, com o qual é coberta a maior parte dos picos normais de consumo, porém não picos excepcionais e pouco frequentes.

Acontece então que o equipamento operará a maior parte do tempo com carga parcial aproximada de 83% da sua capacidade nominal. Existem quatro possibilidades de operação: carga acima da média, carga abaixo da média, carga igual à média e carga superior à sua

capacidade máxima. É conveniente observar-se que estatisticamente a condição de igualdade neste caso não existe, sendo necessário especificarem-se faixas de valores.

Assumindo-se que as válvulas foram dimensionadas em função dos valores médios, com as possibilidades de controle necessárias, estuda-se primeiramente uma situação na qual o consumo da turbina permanece constante. Se a demanda média de vapor em baixa pressão é  $\bar{D}_{BP}$  e em alta pressão é  $\bar{D}_{AP}$ , pelo mencionado anteriormente a capacidade máxima da caldeira é  $1,2 \cdot (\bar{D}_{AP})$ , de vapor produzido em alta pressão. Se a turbina está consumindo a média  $\bar{D}_{AP}$  e o processo está consumindo um valor  $\bar{D}_{BP}$ , a caldeira estará operando com capacidade inferior à projetada, ou seja, com carga parcial. A válvula V1 opera com uma abertura menor do que a necessária para as condições nominais, e a caldeira, como produz menos vapor, consome menos combustível, ou, no caso de ser uma caldeira de recuperação, desvia gases na entrada por uma chaminé auxiliar e registro.

Outro caso mais complexo acontece quando a demanda do processo aumenta acima da demanda média  $\bar{D}_{BP}$ , situação na qual a válvula V1 começa a abrir e o consumo de combustível ou gás na caldeira aumenta. Em princípio, o consumo em BP poderia aumentar até 20% acima da média, mas se a turbina continua mantendo o consumo médio  $\bar{D}_{AP}$  haveria um excedente para o processo igual a  $0,2 \cdot \bar{D}_{AP}$  e nesse caso o pico admissível no processo seria de  $0,2 \cdot (\bar{D}_{BP} + \bar{D}_{AP})$ , sempre que a válvula V1 estivesse dimensionada para essa situação. O cálculo anterior mostra a importância de se considerar a simultaneidade de cargas.

Se a válvula V1 estivesse dimensionada somente para um máximo de  $1,2 \cdot \bar{D}_{BP}$  não seria possível a passagem dos  $0,2 \cdot \bar{D}_{AP}$  excedentes com a válvula V1 totalmente aberta. As conseqüências no processo seriam uma vazão menor de vapor do que a requerida, e uma pressão e temperatura menores do que a especificada (APÊNDICE C). Se a válvula permitisse a passagem de vapor poderia acontecer a situação de começar a ser exigida da caldeira uma capacidade superior à máxima, o que traria como conseqüência uma queda da pressão na linha de alta pressão (AP). As conseqüências na turbina a vapor podem ser duas: caso a turbina esteja operando com a válvula V2 suficientemente estrangulada, haveria possibilidades de aumentar a abertura, de forma a manter a vazão e pressão requerida para manter a potência; caso a pressão AP continuasse diminuindo, a válvula V2 totalmente aberta não mais poderia manter as condições necessárias e deveria ser diminuída a carga da turbina ou se fosse necessário, pará-la. A mesma análise pode ser feita mantendo-se a demanda em BP constante

e variando a demanda em AP, ou, que é mais realista, isto é, ter as duas demandas variáveis.

O seguinte exemplo mostra uma forma de analisar a instalação da Figura 3.4, esclarecendo que é entendido como consumo em baixa pressão (BP) a vazão de vapor que passa pela válvula V1 e consumo em alta pressão a vazão de vapor que passa pela válvula V2. A Figura 3.4 mostra que a caldeira ou HRSG produz todo o vapor em AP. No exemplo é considerado que o consumo médio em AP é de 4 kg/s e em BP é de 6 kg/s. Como os consumos são variáveis, a HRSG é especificada para uma capacidade nominal 20% maior do que a soma dos consumos médios, ou seja, para 12 kg/s. Ainda é considerado que a HRSG pode trabalhar com picos 10% acima da capacidade nominal, ou seja, 13,2 kg/s. As válvulas de controle V1 e V2 são dimensionadas para fornecer, com abertura máxima, 50% a mais do consumo médio em BP e AP respectivamente, mantendo as respectivas pressões na descarga, o que significa vazões máximas de 9 e 6 kg/s, respectivamente. Caso o consumo seja maior do que permita a válvula totalmente aberta, a pressão começa a cair, o que também acontece se o consumo total é maior do que a capacidade máxima da caldeira (13,2 kg/s). A Figura 3.5 mostra uma maneira gráfica de estudar diversas combinações de consumo, sendo indicadas as vazões limites comentadas.

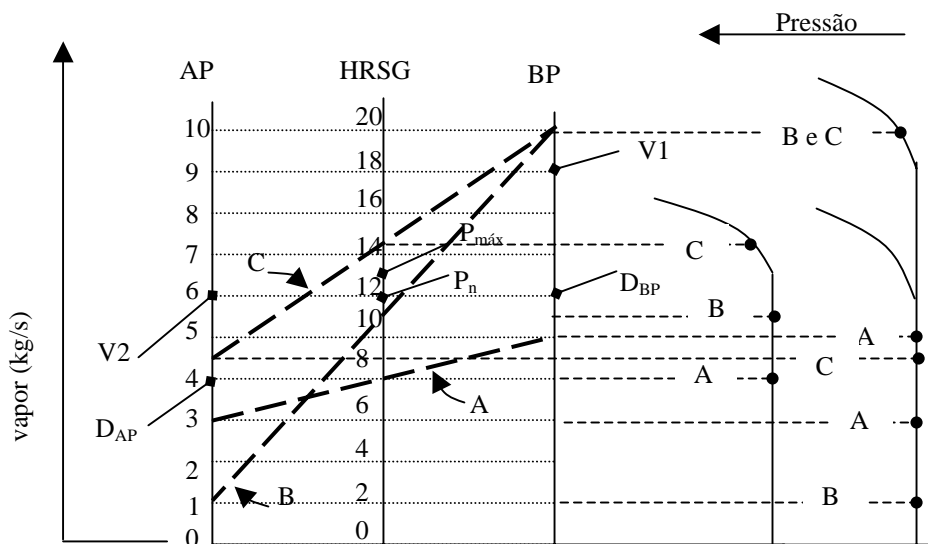


Figura 3.5.- Nomograma para estudo de simultaneidade de demandas de vapor

As linhas AP e BP mostram os consumos em kg/s, na mesma escala e a linha HRSG a soma dos consumos anteriores, que corresponde à produção necessária da caldeira. Os pontos de vazão máxima sem perda de pressão permitida pelas válvulas são indicados por V1 e V2,

os consumos médios por  $D_{BP}$  e  $D_{AP}$ , e a produção nominal e máxima da caldeira por  $P_n$  e  $P_{máx}$ , respectivamente. A última linha à direita permite conferir se a pressão desejada está sendo mantida (parte vertical) ou se já não está sendo mantida (parte curva). Para a HRSG é mostrada uma linha similar, à esquerda da recém mencionada. Os três casos representados na Figura 3.5 são resumidos na Tabela 3.1.

Descrição	Caso			
	Nominal	A	B	C
Consumo BP	6	5	10	10
Consumo AP	4	3	1	4,5
Pressão V1	BP	BP	<BP	<BP
Pressão V2	AP	AP	AP	AP
Produção HRSG	10	8	11	14,5
Pressão HRSG	AP	AP	AP	<AP

No caso C a pressão não pode ser mantida pela HRSG, motivo pelo qual a pressão após a válvula V2 também é menor que AP, ao contrário do que inicialmente mostra a Figura 3.5 e a Tabela 3.1.

A forma de análise mostrada no exemplo salienta a importância já mencionada de levar em consideração a simultaneidade dos picos, quando possível, porque isto pode permitir uma escolha mais racional dos equipamentos. As variações de demanda acontecem de diversas maneiras, num extremo uma variação gradual que permite um acompanhamento apropriado da produção da caldeira, no outro, uma variação repentina e elevada, caso no qual a caldeira demorará em acompanhar a mudança. Este tipo de estudo não faz parte deste trabalho.

O tratado nesta secção tem como objetivo estabelecer critérios básicos de controle que permitam modelar o equipamento operando fora do ponto de operação.

### 3.1.1.2 Controle de caldeiras operando com demanda variável.

O controle da caldeira entende-se neste trabalho como a relação entre variáveis de entrada e saída da caldeira, sem entrar no mérito dos instrumentos a serem utilizados. Variáveis de entrada numa caldeira podem ser a demanda de vapor, pressão de saída requerida

ou temperatura do vapor, podendo ser simultaneamente. A variável de saída pode ser a vazão de combustível necessário para satisfazer as variáveis de entrada. Este é um exemplo que permite alertar sobre o fato de que entradas e saídas de controle não correspondem necessariamente a entradas e saídas de fluídos ou energia. Outro exemplo é considerar como entrada a demanda, sem a entrada de combustível como variável de controle, ou seja, não há controle. Neste caso, a pressão e temperatura poderiam aumentar ou diminuir, dependendo se a demanda diminui ou aumenta, e assumiriam o papel de variáveis de saída.

No caso de caldeiras de recuperação, alimentadas com os gases de escape de uma turbina a gás, a temperatura e vazão desses gases são mais ou menos constantes, caso a carga da turbina a gás seja constante e as condições atmosféricas acusem pouca variação, e a quantidade de vapor produzido dependerá também da temperatura de saída na chaminé ou do DP, como explicado anteriormente. Nesta situação, a quantidade de vapor é uma variável de saída e, se consideradas constantes a vazão e temperatura dos gases de entrada, assim como o DP, não há variáveis de entrada, não havendo controle sobre o vapor produzido. Uma forma de controlar a quantidade de vapor é utilizar na entrada da HRSG um desvio de gases (GANAPATHY, 1993a; BOYEN, 1980), fornecendo assim maior ou menor vazão de gases, segundo o requerido pela demanda de vapor, que nesta situação passa a ser uma variável de entrada. Este procedimento altera também o DP, passando este a ser uma variável de saída. Boyen (1980) menciona que para facilitar a partida da turbina a vapor pode ser utilizado um desvio do vapor para o condensador. Lora e Nascimento (2004) mencionam que o *by-pass* é utilizado para variações em forma discreta, e o controle fino do vapor liberado para a turbina a gás e por *by-pass* para o condensador.

Qualquer tipo de controle pode ser resumido ao fato de se controlar a quantidade de vapor através da variação da vazão e temperatura dos gases, podendo ser o primeiro entrada e os segundos saídas, ou vice-versa. No caso de uma HRSG alimentada com os gases de uma turbina a gás que opere com carga constante somente podem ser absorvidas variações de demanda de vapor através do desvio de parte dos gases antes de entrar na HRSG ou *by-pass* do vapor, visando diminuir a produção, ou com queima suplementar, quando seja necessário aumentá-la. A relação entre as variáveis de entrada e saída é a indicada pelas equações anteriores, escolhendo-se as variáveis de entrada e saída apropriadas para cada caso específico.

### 3.1.1.3 Queima suplementar e desvio dos gases.

Antes de explicar o conceito de queima suplementar em caldeiras de recuperação é conveniente observar que numa caldeira convencional, quando é preciso aumentar a produção de vapor, e portanto aumentar a quantidade de energia adicionada, faz-se necessário aumentar o consumo de combustível em relação ao que estava sendo utilizado previamente, aumento que pode ser considerado como adicional ou suplementar, embora seja um termo não utilizado comumente em caldeiras convencionais. Na caldeira convencional é importante manter uma eficiência de queima razoável, parâmetro intimamente relacionado à manutenção do valor ótimo da razão ar-combustível, o que ocasiona um aumento da vazão dos gases mas não uma variação significativa da temperatura dos mesmos.

A queima suplementar em HRSG's tem um efeito contrário ao das convencionais, porque provoca um aumento da temperatura dos gases com aumento desprezível na vazão dos gases (Figura 3.6).

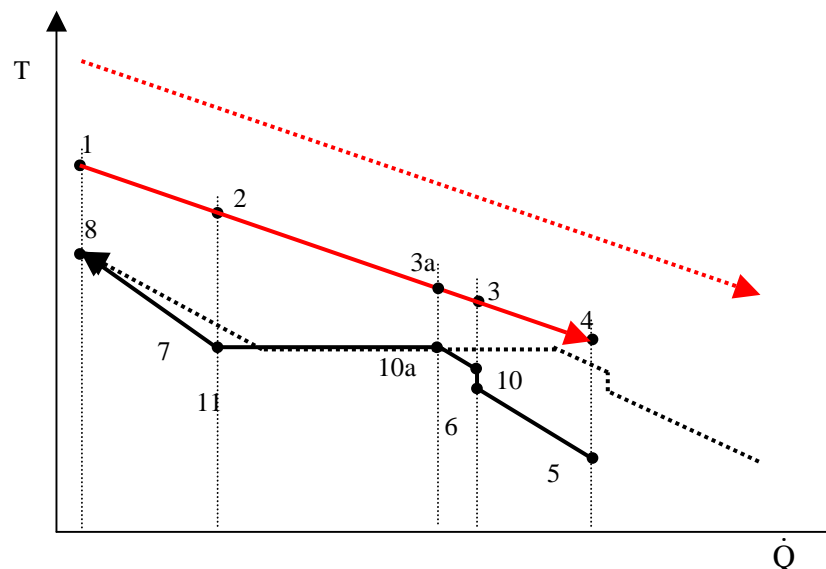


Figura 3.6.- Efeito da queima suplementar na HRSG1P

Na Figura 3.6 o fluxo dos gases sem queima suplementar é representado pela linha 1-4 e do vapor pela linha 5-8. O diagrama energético sem queima é o mesmo da Figura 3.1, mostrado com linha cheia, e o diagrama com queima mostrado com linha tracejada. Pode ser observado o aumento de energia trocada entre os gases e a HRSG, montante que corresponde a um aumento do vapor produzido.

O aumento desprezível da vazão dos gases pela queima suplementar é devido à

utilização do oxigênio residual dos gases de combustão, residual típico em turbinas a gás, não sendo necessária a admissão de ar suplementar para a combustão.

Quando necessário diminuir a produção de vapor e para o qual parte dos gases é desviada antes de entrar na HRSG, a situação é diferente, como mostrada na Figura 3.7, na qual a condição da Figura 3.1 é mostrada com linha cheia e a condição com desvio com linha tracejada, sendo possível verificar a diminuição da quantidade de calor trocado e, por conseguinte, do vapor produzido.

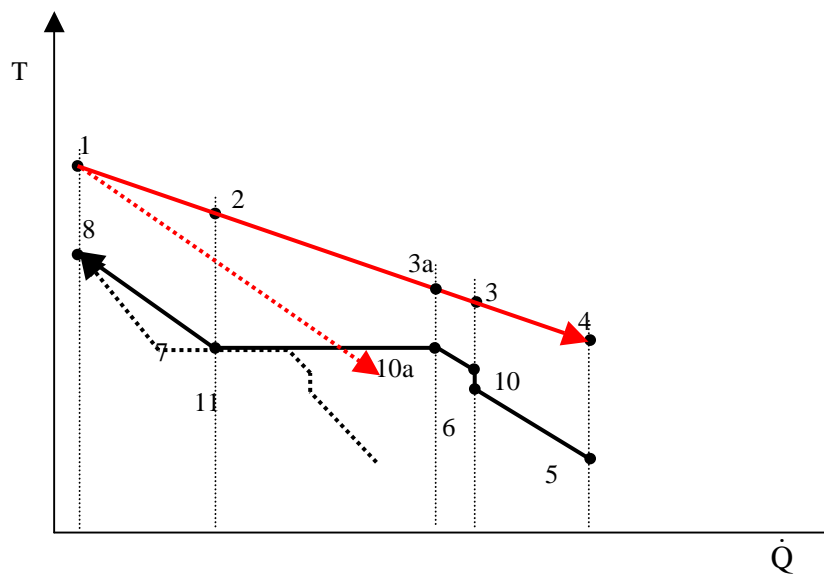


Figura 3.7.- Efeito do desvio dos gases na HRSG1P

A quantidade suplementar necessária de combustível é calculada através do método da temperatura de chama adiabática, estabelecendo a temperatura de chama necessária.

No caso das HRSG, especialmente nos sistemas de cogeração e ciclo STIG, o aumento de temperatura pode ser necessário apenas para aumentar a quantidade de vapor saturado, mantendo constante a quantidade de vapor superaquecido, como mostrado nas Figuras 3.8 e 3.9 (PENNING; DE LANGE, 1996).

Na Figura 3.9 é mostrada a situação original da Figura 3.1 e com linha tracejada o diagrama de energia com queima suplementar a partir do ponto 2, ou seja, entre o superaquecedor e o evaporador. O aumento de temperatura de 2 para 2' é produzido pela energia do combustível suplementar e a relação entre ambos é encontrada através da teoria da combustão e o conceito de temperatura de chama adiabática; porém, ao se considerar o calor específico dos gases constante, podem ser adotadas algumas simplificações. A primeira é assumir que a energia da combustão se reflete num aumento da temperatura dos gases de

forma direta, ou seja, sem aplicar balanços estequiométricos nem entalpias de formação, como mostrado nas equações (3.41) e (3.42) para o caso de queima suplementar no superaquecedor

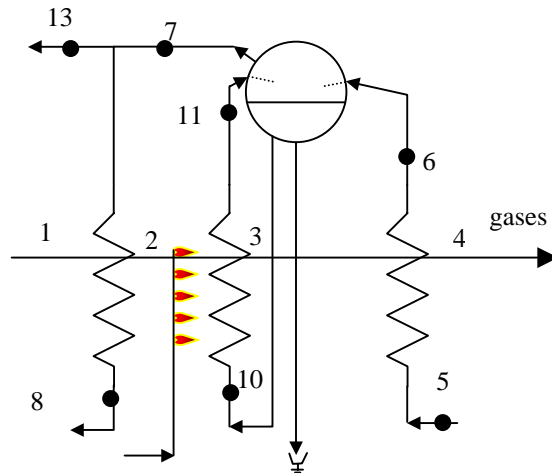


Figura 3.8.- HRSG com queima suplementar no evaporador

e no evaporador, respectivamente.

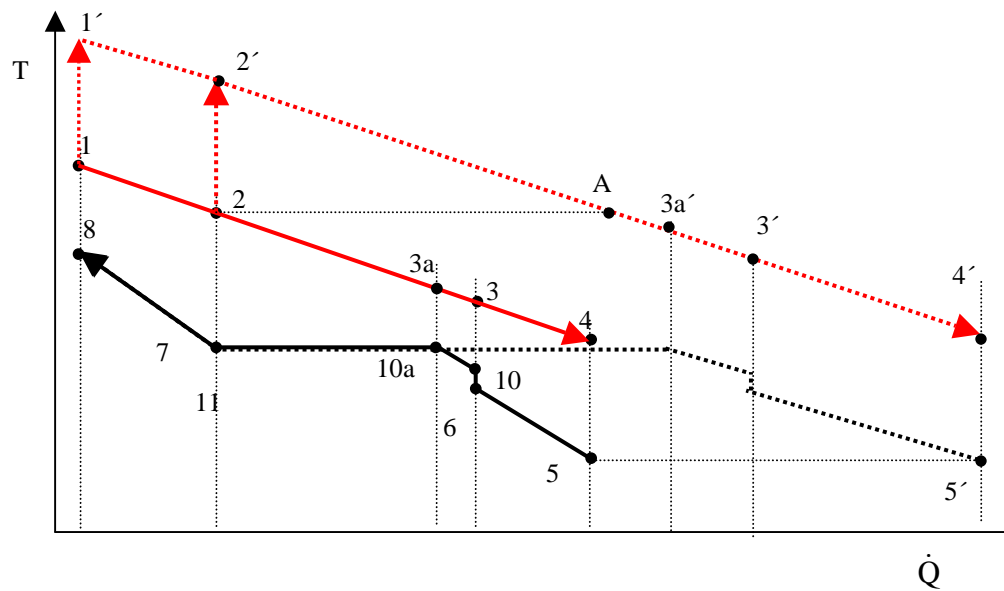


Figura 3.9.- Efeito da queima suplementar no evaporador da HRSG1P

$$\dot{m}_1 \cdot C_{pg} \cdot (T_{1'} - T_1) = \dot{m}_{comb1} \cdot PCI \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_2 \cdot C_{pg} \cdot (T_{2'} - T_2) = \dot{m}_{comb2} \cdot PCI \quad (3.42)$$

Nesta tese as quantidades de combustível suplementar foram calculadas com as equações acima. Na Figura 3.9 a energia adicionada aos gases para aumentar a temperatura de 2 para 2' é equivalente à energia acrescentada ao vapor, e corresponde à linha 2-A e também ao traço 5-5'. A temperatura na chaminé para os dois casos (4 e 4') não é necessariamente igual. A quantidade adicional de vapor produzido pode ser calculada com as equações (3.43) e (3.44), levando em consideração que no caso da equação (3.44) somente houve aumento da quantidade de vapor saturado e não do superaquecido.

$$\dot{m}_1 \cdot C_{pg} \cdot (T_{1'} - T_1) = \dot{m}_{v1} \cdot (h_8 - h_5) \quad (3.43)$$

$$\dot{m}_2 \cdot C_{pg} \cdot (T_{2'} - T_2) = \dot{m}_{v2} \cdot (h_7 - h_5) \quad (3.44)$$

Ainda deve ser feita uma reavaliação das LMTD, usando as equações (3.1) a (3.40), e verificar se a quantidade de oxigênio residual nos gases permite queimar a quantidade necessária de combustível para alcançar a temperatura desejada. O cálculo da máxima potência térmica suplementar ou adicional  $\dot{F}$  que pode ser aplicada numa caldeira de recuperação pode ser feito pela equação (3.45) (HORLOCK, 1987):

$$\dot{F} = 135,8 \cdot \dot{m}_{\text{gases}} \left( \% O_{2 \text{ nos gases}} \right) [\text{kW}] \quad (3.45)$$

sendo necessário calcular o percentual de  $O_2$  disponível para a combustão nos gases de escape da turbina. Nesta equação o autor inclui na constante numérica informações sobre o PCI do combustível. Cálculos estequiométricos com metano são mais conservativos mas mostraram que para aumento de temperaturas até aproximadamente 600 °C o residual de oxigênio de 14 a 16% seria suficiente para uma queima com 10 a 20% de excesso de oxigênio.

O efeito da queima suplementar e o correspondente aumento de temperatura altera os valores dos LMTD, valores que aumentam de acordo com o aumento da temperatura dos gases, que por sua vez estão relacionados com a quantidade adicional de calor transferido ao vapor. Aparece então uma limitante da queima suplementar que é a temperatura máxima de trabalho dos materiais de construção da HRSG. Pelo fato de a alteração do LMTD acompanhar a quantidade de calor adicional, nos cálculos de queima suplementar é suficiente estimar a quantidade de combustível adicional, não sendo necessário realizar cálculos iterativos.

### 3.1.1.4 Critérios e limitações no projeto de HRSG's

Nas seções anteriores foi visto que um limitante da máxima quantidade de energia que pode ser transmitida dos gases para o vapor é o DP, que não pode ser negativo e sim mantido em valores da ordem de 20 a 30 °C. Mantendo essa restrição e considerando também que a vazão dos gases disponíveis e sua temperatura são constantes, pode ser encontrada a dependência da quantidade de calor recuperado, da pressão do vapor produzido (que finalmente determina também a temperatura) e da temperatura da água de alimentação, dependência que para o caso da produção de vapor saturado mostra uma relação inversa, como mostrado na Figura 3.10 e Tabela 3.2.

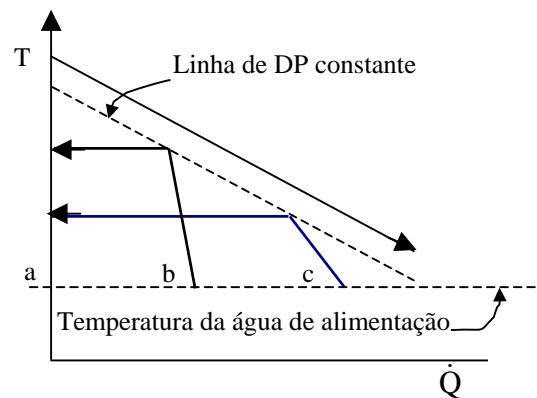


Figura 3.10.- Influência da pressão no calor recuperado

Na Figura 3.10 o calor recuperado com a pressão maior é representado pela linha a-b e no caso da menor pressão pela linha a-c com a tendência de que, para menor pressão, maior é a recuperação. Os valores na Tabela 3.2 são representados na Figura 3.11 e foram obtidos utilizando o programa **maxRec.ees**, baseado na Figura 3.10.

Dos resultados mostrados verifica-se que a quantidade de calor recuperado é maior para pressões menores e que se o nível de pressão necessário é um só, o vapor deve ser produzido nessa pressão. O fato de produzir vapor superaquecido, mantendo as outras condições, não conduz a um aumento na quantidade do calor recuperado, por causa da limitante do DP, como mostrado na Figura 3.12. A quantidade de calor é mantida, e a vazão de vapor diminui, para compensar a entalpia maior do ponto **d** em relação ao **c**.

A recuperação de calor pode ser aumentada utilizando-se dois ou mais níveis de pressão na HRSG, como será confirmado na secção que segue. Na simulação do modelo para a

HRSG1P, que considerava o efeito da recirculação e do *approach*, foi verificado que a operação com carga parcial não alterava os resultados de forma significativa, mas sim as variações dos LMTD. Por esse motivo, na análise que segue a formulação é simplificada, favorecendo também a elaboração dos modelos computacionais.

Tabela 3.2.- Efeito da pressão e temperatura da água de alimentação no calor recuperado (kW).

Pressão (MPa)	Temperatura da água de alimentação (°C)			
	50	75	100	125
0,5	8.796	8.433	8.069	7.702
1	8.535	8.187	7.838	7.486
1,5	8.353	8.015	7.675	7.332
2	8.210	7.878	7.545	7.209
2,5	8.090	7.764	7.436	7.106
3	7.988	7.665	7.342	7.016
3,5	7.898	7.579	7.260	6.938
4	7.819	7.503	7.186	6.867
4,5	7.748	7.435	7.121	6.804
5	7.685	7.374	7.062	6.747

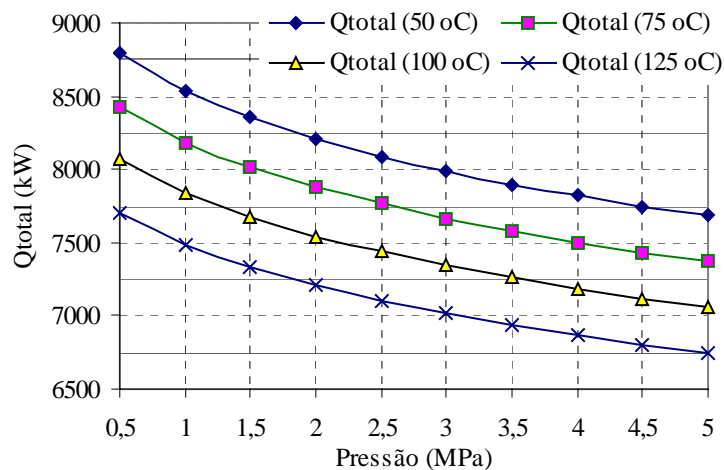


Figura 3.11.- Efeito da pressão e temperatura da água de alimentação no calor recuperado

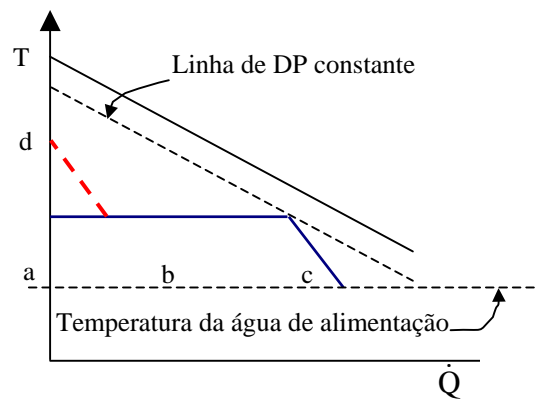


Figura 3.12.- Influência da pressão no calor recuperado

### 3.1.2 Caldeira de recuperação com dois níveis de pressão (HRSG2P)

A utilização de dois ou três níveis de pressão visa aumentar a quantidade de calor recuperado dos gases quentes, através da otimização das diferenças de temperatura. Com auxílio da Figura 3.13 o conceito para dois níveis de pressão é explicado. A condição de um nível de pressão é mostrado em linha cheia com a numeração 1 a 4 para os gases e 5 a 8 para o vapor.

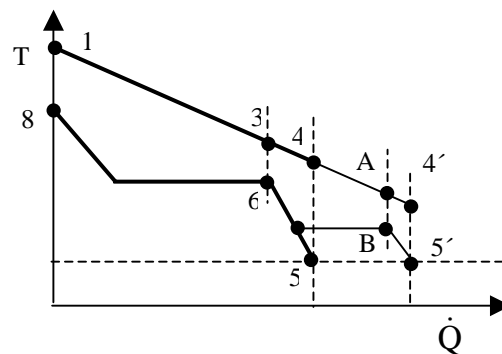


Figura 3.13.- Diagrama simples para HRSG2P

Na condição original a quantidade de calor recuperado corresponde à projeção na horizontal da linha 1-4. O DP é a diferença de temperaturas entre os pontos 3 e 6, diferença que na prática é mantida entre 20 a 30 °C na ocasião do projeto. Esta diferença é inversamente

proporcional ao tamanho do equipamento para uma mesma quantidade de calor recuperado, e teoricamente o valor mínimo poderia ser zero, sendo necessária uma área de troca infinita.

Com a limitação indicada, uma possibilidade de se recuperar uma quantidade maior de calor consiste em gerar vapor numa pressão menor que a pressão do ponto 6, por exemplo a do ponto B, retirar parte do líquido saturado do tubulão de baixa pressão, que na Figura 3.14 aparece confundida com o ponto 12 da Figura 3.15 e com a utilização de uma bomba (Fig. 3.15) envia-lo para o tubulão de alta pressão (AP). A recuperação de calor neste caso é a projeção do traço 1-4' da Figura 3.13. Esta solução somente tem sentido quando o vapor de BP tem alguma aplicação, como por exemplo no caso de cogeração, caso contrário seria uma produção de vapor inútil. Também não se justifica aquecer água até um nível de temperatura correspondente à pressão de B para depois elevar a pressão até o nível 6 com uma bomba. O diagrama de energia nesse caso corresponderia ao original.

Outra possibilidade de uso do vapor em BP seria superaquece-lo, como indicado nas Figuras 3.14 e 3.15, para uso na entrada de BP de uma turbina a vapor. O uso de dois níveis de pressão também é aplicável no caso do ciclo STIG e de recuperação química (CRGT). O equacionamento das HRSG2P é similar ao da HRSG1P, sendo mais complicada a modelagem computacional por existirem seis LMTD, ao contrário de três. Por esse motivo, e como já mencionado, na modelagem foram desconsiderados o *approach* e a recirculação, confundindo-se os pontos 9 e 12 das Figuras 3.14 e 3.15.

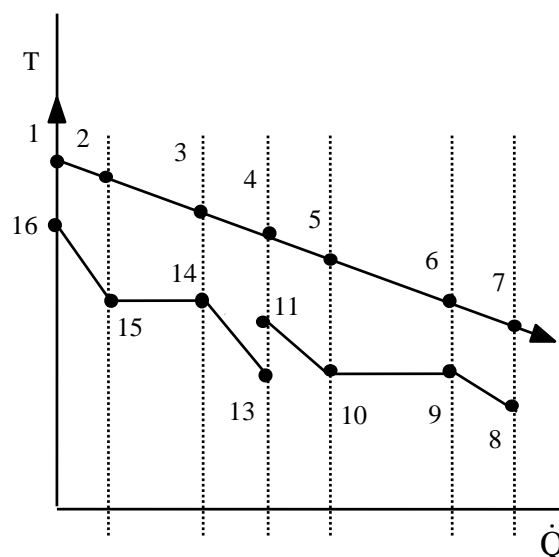


Figura 3.14.- Esquema energético da HRSG2P

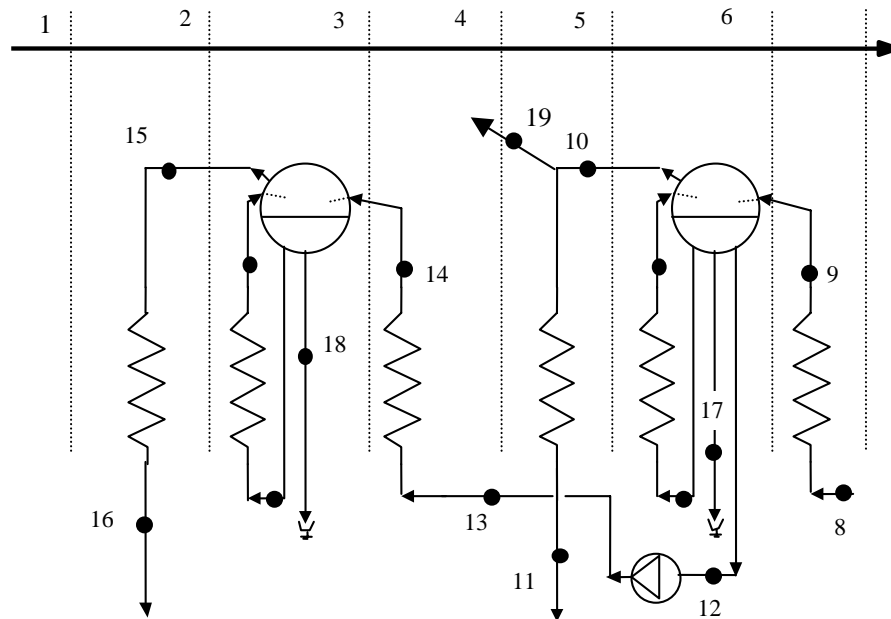


Figura 3.15.- Disposição da HRSG2P

Deve ser observado que qualquer aumento da quantidade de calor recuperado dos gases é acompanhado por uma diminuição da temperatura na saída da HRSG (ponto 4 da Fig.3.13), quando a vazão destes é constante, assim como a temperatura de entrada. A limitação na temperatura de saída pode ser o ponto de orvalho ácido e/ou valores mínimos aceitáveis dos DP de alta e baixa pressão. No estudo de caso do Capítulo 4 é feita uma comparação de HRSG1P e HRSG2P.

A Figura 3.15 mostra o *lay-out* de uma HRSG2P com superaquecimento nos dois níveis de pressão, alternativa conveniente quando o vapor é utilizado numa turbina a vapor, sendo alimentada a turbina com duas entradas, ou, no caso mais simples, duas turbinas com níveis de pressão diferentes. O *lay-out* da Figura 3.15 está de acordo com o esquema energético mostrado na Figura 3.14 e mostra que parte da água aquecida até a temperatura de saturação correspondente à pressão do nível de BP é transferida por uma bomba ao economizador de AP, com a pressão correspondente.

A seguir é feita uma discussão para o caso no qual o vapor é produzido em dois níveis de pressão, porém, sem superaquecimento, isto porque pode ser um caso real e porque facilitará o entendimento dos comentários, que também podem ser estendidos para o caso de

superaquecimento. O primeiro arranjo possível é mostrado na Figura 3.16 (a), onde a linha tracejada horizontal indica a temperatura de alimentação da HRSG e a inclinada indica um DP constante, como fora mostrado na Figura 3.12.

Neste arranjo, e em geral quando se trata de níveis múltiplos de pressão, é necessário estabelecer algumas condições adicionais, como por exemplo, o DP de AP e uma proporção de vazões em BP e AP. Na figura em questão foi considerado que o DP de AP (linha 9 – 2) é igual ao DP de BP (linha 7 – 4)). Todo o vapor passa pelo economizador de BP (6 – 7) e uma parcela é desviada com uma bomba para o economizador de AP (8 – 9). O calor recuperado em AP é representado pela linha a – b e o recuperado em BP pela linha b – 6, o calor total recuperado pela linha a – 6, que deve ser igual ao calor cedido pelos gases, ou seja, a projeção horizontal da linha 1 – 5 no eixo das abscissas.

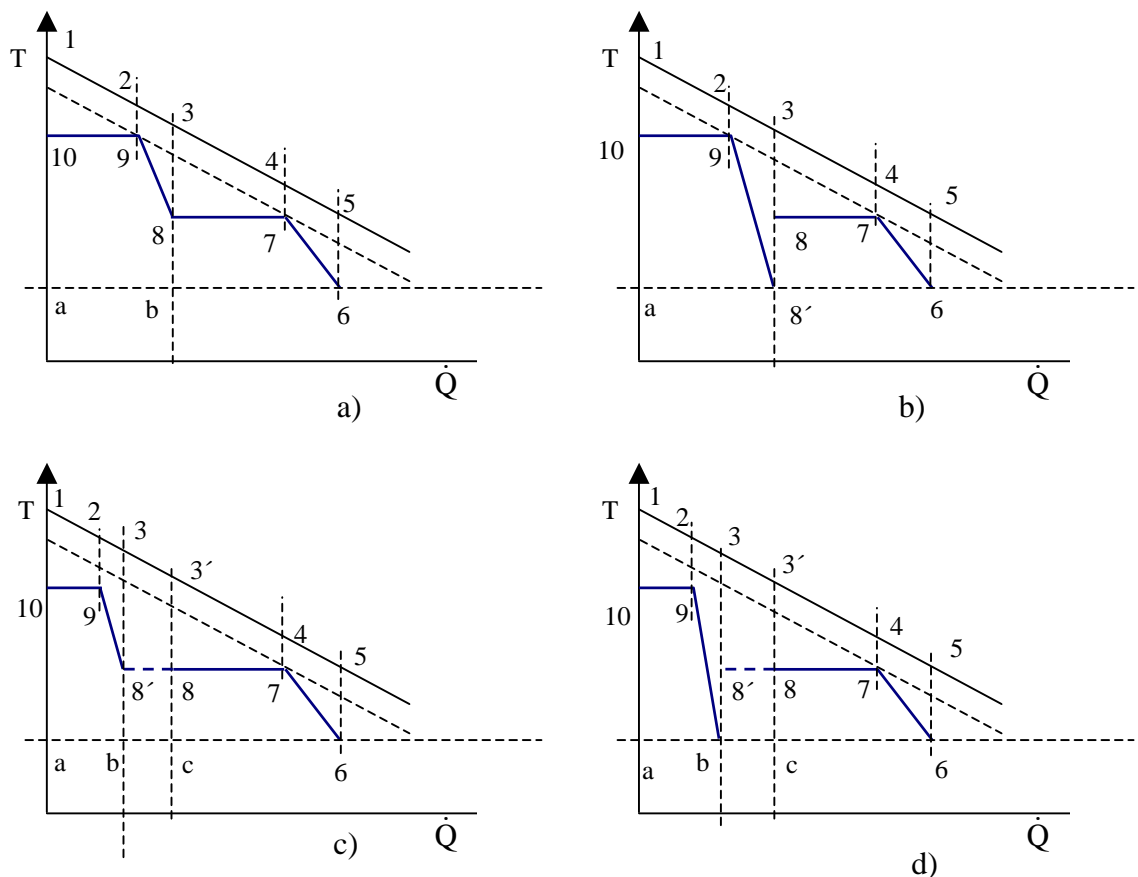


Figura 3.16.- HRSG2P – Possibilidades de projeto

Visto que o DP é definido e as temperaturas  $T_6$  e  $T_7$  também o são como condições do

projeto, a quantidade total de calor que pode ser recuperado também é definida, independentemente do nível de AP utilizado, nível que altera apenas a proporção das vazões em AP e BP. Por essas razões, a recuperação de calor em dois (ou mais) níveis de pressão somente se justifica se realmente existe uma aplicação do vapor em cada nível.

No caso da Figura 3.16 (a), se somente fosse necessário o vapor em BP, a recuperação de calor seria a mesma que produzir também em AP para depois reduzir essa pressão. Essa prática talvez poderia interessar no caso de produzir vapor superaquecido em AP para reduzir a pressão para BP numa turbina a vapor e produzir energia elétrica, porém seria apenas uma solução estratégica mas não de aumento na quantidade de calor recuperado.

A Figura 3.16 (b) mostra a possibilidade de alimentar o nível de AP de forma independente, com uma bomba que transfira a água de uma pressão de alimentação diretamente à pressão de AP. Como não houve alteração nos DP's nem nas temperaturas e pressões, a quantidade de calor recuperado permanece igual que no caso da Figura 3.16 (a), porém, ao variar a temperatura de alimentação de AP varia a LMTD e o projeto do equipamento. O trabalho de bombeamento permanece o mesmo porque no caso da Figura 3.16 (a) é bombeada toda a água até o nível de BP e depois parte para o nível de BP para AP, e no caso da Figura 3.16 (b) parte é bombeada da pressão de alimentação para BP e parte da pressão de alimentação para a AP.

Os dois casos anteriormente vistos podem ser analisados para o caso de aumentar o DP de AP, Figuras 3.16 (c) e (d). Nos dois casos o aumento do DP de AP produz uma diminuição do calor recuperado no nível de AP, indicada pela linha  $8 - 8'$ , o que fisicamente poderia ser interpretado como um resfriamento dos gases de 3 para  $3'$  sem que signifique calor recuperado (por exemplo, uma sangria de gás na temperatura 3 para outro processo de aquecimento com posterior reposição na temperatura  $3'$ ) ou aproveitamento na própria HRSG aumentando a quantidade de vapor em BP, ou seja, no evaporador de BP acontece a troca de calor  $7 - 8'$  no lugar de  $7 - 8$ . Depois destes comentários, verifica-se que para cada aplicação corresponde um projeto específico, para o qual são utilizadas as equações da seção 3.1.1.1 para o projeto em condição nominal e para as estimativas operando com carga parcial.

### 3.2 TURBINAS A GÁS (TG)

As turbinas a gás são equipamentos associados ao ciclo Brayton e na sua construção normalmente estão inclusos os equipamentos que complementam o ciclo, tais como compressor e queimador. Pelo motivo anterior, ao se estudar a turbina a gás, é natural o estudo conjunto do ciclo, mostrado nas Figuras 3.17 e 3.18.

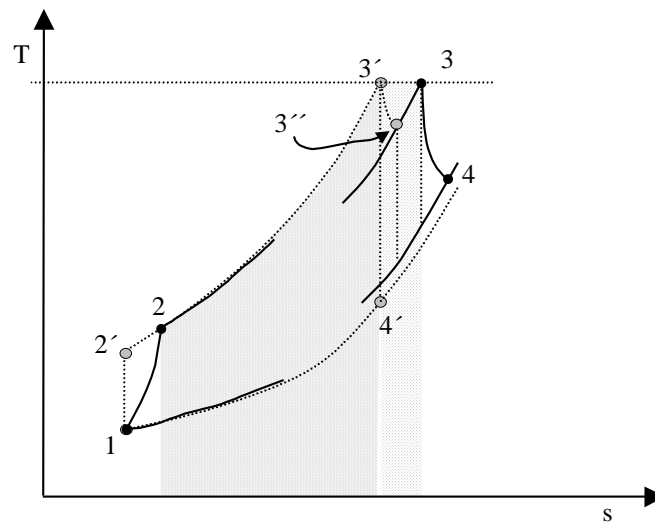


Figura 3.17.- Ciclo Brayton padrão ar. Diagrama T-s

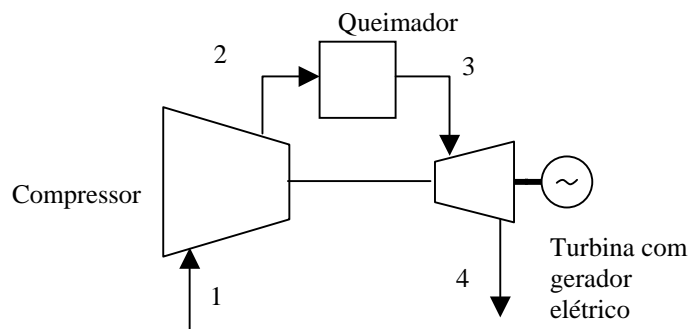


Figura 3.18.- Ciclo Brayton. Disposição.

O equacionamento típico para cada componente do ciclo (compressor, câmara de combustão e turbina) é indicado entre outros por Cohen *et al.*(1996), que mostram um procedimento para o cálculo de um ciclo real, sendo o item mais interessante a indicação de que os calores específicos ( $C_p$ ) dos gases e do ar podem ser considerados constantes e independentes da temperatura, visto que na formulação a relação  $\frac{k-1}{k}$ , com  $k=C_p/C_v$ , age de forma contrária ao  $C_p$ , havendo certa compensação. Na Figura 3.17 são mostrados o ciclo

teórico com linha tracejada (1-2'-3'-4') e o ciclo real pelos pontos 1-2-3-4. A linha 3'-3'' representa a perda de pressão na câmara de combustão e a área abaixo a linha 3'-3 a energia adicional de combustível para manter a temperatura  $T_3$ . Não é apropriado representar o ciclo real por linhas, devido às irreversibilidades.

A seguir é mostrada a análise energética para cada componente.

### 3.2.1 Compressor.

O trabalho teórico é calculado como:

$$\dot{W}_{1-2'} = \dot{m}_a (h_{2'} - h_1) = \dot{m}_a C_{pa} (T_{2'} - T_1) \quad (3.46)$$

com  $C_{pa}$  igual ao calor específico médio do ar.

Para um processo isentrópico

$$\frac{T_{2'}}{T_1} = r^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.47)$$

com  $r = P_2/P_1$  resultando

$$\dot{W}_{1-2'} = \dot{m}_a C_{pa} T_1 \left( r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.48)$$

A definição de rendimento isentrópico para o compressor é

$$\eta_c = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.49)$$

resultando o trabalho real do compressor

$$\dot{W}_{1-2} = \frac{\dot{m}_a C_{pa} T_1}{\eta_c} \left( r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.50)$$

No lugar do rendimento isentrópico, freqüentemente é utilizado o rendimento politrópico, que é calculado segundo o conceito de que a compressão entre 1 e 2 é efetuada

em etapas infinitamente pequenas, obtendo-se para esse rendimento a expressão (COHEN *et al.*, 1996):

$$\eta_{\infty c} = \frac{\ln \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\ln \left[ \frac{T_2}{T_1} \right]} \quad (3.51)$$

e também

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{\eta_{\infty c} k}} \quad (3.52)$$

podendo o trabalho real do compressor ser expresso como

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}_a C_{pa} T_1 \left( r^{\frac{k-1}{\eta_{\infty c} k}} - 1 \right) \quad (3.53)$$

Os dois rendimentos são equivalentes, ou seja, representam o mesmo processo, porém de forma diferente. O rendimento politrópico é bastante prático porque pode ser calculado com simples medições de pressão e temperatura (maiores detalhes no APÊNDICE E). Com qualquer dos rendimentos conhecido é simples calcular as propriedades do ponto 2.

Cohen *et al.* (1996) indicam 99% como valor típico para o rendimento mecânico do compressor e Harvey e Kane (1997) indicam um valor para o rendimento politrópico da ordem de 89,5% e perdas de pressão no filtro do compressor da ordem de 1%. Esses autores não indicam qual é a referência para essa perda, provavelmente refere-se à pressão atmosférica.

### 3.2.2 Câmara de combustão

Na câmara de combustão existe a perda de pressão devida à formação da chama e atrito dos gases. Também existe uma perda devida à combustão incompleta. A perda de pressão é

denominada como  $\Delta P_b$  resultando que a pressão no ponto 3 (Figura 3.17) é

$$P_3 = P_2 - \Delta P_b \quad (3.54)$$

Cohen et al. (1996) indicam valores orientativos para  $\Delta P_b/P_2$ , sendo esses na faixa de 2 a 3% para turbinas industriais (valor indicado também por Harvey e Kane (1997)) e de 6 a 8% para as aeroderivadas.

Para definir as propriedades do ponto 3 pode ser usado um dos seguintes critérios:

- É mantida a mesma quantidade de calor (energia do combustível,  $E_{comb}$ ) necessária para alcançar o ponto 3' teórico (área baixo da curva 2-3'), sendo então a temperatura em 3'' menor que  $T_{3'}$  (área baixo a "curva" 2-3'' igual a  $E_{comb}$ ).
- É adicionado mais calor (área adicionada baixo 3'-3) para manter a temperatura original. Nesse caso, Cohen *et al.* (1996) inserem um conceito de eficiência da combustão. Considerando  $r_{c/a}$  a razão combustível/ar:

$$\eta_b = \frac{r_{c/a \text{ teórico}}}{r_{c/a \text{ real}}} \quad (3.55)$$

Na definição anterior também está inclusa a perda por combustão incompleta (1 a 2%).

Para o cálculo de  $f$  ou da temperatura adiabática da chama o autor utiliza:

$$(1 + r_{c/a})C_{pg}(T_3 - 298) + r_{c/a} \cdot \Delta H_{25} + C_{pa}(298 - T_2) + r_{c/a} \cdot C_{pg}(298 - T_f) = 0 \quad (3.56)$$

$C_{pg}$  é o calor específico dos produtos com a água considerada na fase vapor,  $T_f$  é a temperatura de chama adiabática e  $\Delta H_{25}$  a entalpia de formação do combustível a 25 °C.  $C_{pg}$  depende do combustível e de  $r_{c/a}$ , pelo que a aproximação do autor de que  $C_{pg}$  pode ser considerado igual a 1,148 kJ/kg.K deve ser verificada em cada caso. Aceitando que o calor específico dos produtos é constante (não necessariamente 1,148), o uso da fórmula anterior na simulação resulta muito conveniente.

Na câmara de combustão existe também uma perda de calor da ordem de 0,4%, segundo Harvey e Kane (1997). A mesma referência indica uma perda de pressão na injeção de combustível da ordem de 30%, valor elevado mais necessário por motivos de controle.

Em relação a considerar que a vazão é ou não a mesma em qualquer ponto da turbina, é necessário avaliar se a vazão de combustível pode ou não ser desprezível em relação à vazão de ar, e se a quantidade de ar desviado na saída do compressor para refrigeração da turbina é relevante (para turbinas com TIT moderado esse valor é da ordem de 1 a 2%). Cohen *et al.* (1996) indicam que para altas temperaturas de entrada na turbina ( $TIT > 1100$  K) aproximadamente 15% do ar do compressor é extraído para refrigeração com fatores  $\beta_D$ ,  $\beta_S$  e  $\beta_R$  para indicar refrigeração do disco, estator e rotor, respectivamente, sem mencionar qual é a tecnologia de refrigeração. Indicam que  $\beta_S \approx 6\%$  do ar total. Na Figura 3.19 é esquematizado o fluxo de ar de refrigeração.

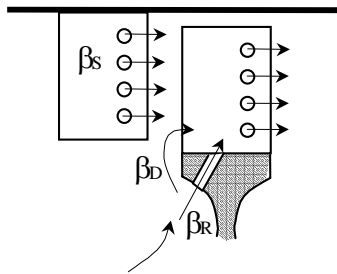


Figura 3.19.- Ar de refrigeração (Cohen et al. (1996))

O ar de refrigeração para o disco (palhetas), o estator e rotor é purgado na descarga do compressor e injetado nos pontos a refrigerar. As quantidades de ar utilizadas para refrigerar o disco (palhetas da turbina) e o estator contribuem na geração de potência, não assim o ar utilizado para refrigerar o rotor. Pode-se verificar que a massa de gás disponível no rotor ou palhetas da turbina é

$$\dot{m}_R = \dot{m}_a (1 - \beta_R) + \dot{m}_f \quad (3.57)$$

em que o sub índice **a** corresponde ao ar total do compressor e **f** ao combustível.

O consumo de combustível pode ser calculado como

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (1 - \beta_D - \beta_S - \beta_R) \cdot r_{c/a} \quad (3.58)$$

devido a que  $\dot{m}_a (1 - \beta_D - \beta_S - \beta_R)$  é a quantidade de ar disponível para a combustão

Abdallah e Harvey (2001) indicam uma forma um tanto mais complexa para o cálculo da quantidade de ar de refrigeração para o caso de refrigeração por convecção interna, de acordo com a equação (3.59), mostrada apenas como ilustração:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \dot{m}_g \frac{C_{pg}}{C_{p\text{ref}}} St_{\text{eg}} \frac{Q_b}{Q_g} \frac{1}{\varepsilon_b} \frac{\phi}{1-\phi} \quad (3.59)$$

Para turbinas em ciclos avançados os valores para  $St_g$  (número de Stanton),  $Q_b/Q_g$  e  $\varepsilon_b$  são 0,005, 4 e 0,3 respectivamente, e  $\phi$  é definido como:

$$\phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{\text{ref}}} \quad (3.60)$$

Com a formulação anterior ou de outros autores (APÊNDICE D) podem ser calculados os valores necessários para definir os parâmetros de operação da turbina, assumindo valores para rendimentos e perdas de pressão. O equacionamento da câmara de combustão deve ser aprimorado para incluir os efeitos das condições atmosféricas e da injeção de vapor ou água nos ciclos mais avançados.

Como este trabalho pretende utilizar informações o mais próximas possíveis da realidade, foi suposto conveniente utilizar uma forma de modelagem baseada em curvas de fabricantes, obtidas indiretamente através de informações de fabricantes e contidas no programa IPSEpro. As turbinas utilizadas, parâmetros e formulação estão indicadas no APÊNDICE A e foram inseridas nos programas de simulação utilizados na tese, programas que objetivam:

- a) Permitir a avaliação dos ciclos operando a plena e média carga.
- b) Incluir aspectos reais de operação, tais como perdas de pressão (filtros, caldeiras de recuperação) e condições atmosféricas.
- c) Servir como base para a evolução para ciclos avançados (p.ex. STIG, HAT).

### 3.3 TURBINAS A GÁS COM INJEÇÃO DE VAPOR.

O modelo utilizado foi elaborado especificamente para este trabalho, utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) complementado por parâmetros de operação

com carga parcial e condições diferentes das condições ISO de teste.

A formulação que segue fornece um modelo termodinâmico simples que facilita a simulação computacional. A simplificação principal é considerar o calor específico constante tanto para gases como para vapor, sendo as entalpias calculadas através desses. Outra consideração importante é assumir que o calor específico das misturas de gases de combustão e vapor pode ser calculado pela proporção em massa do gás e vapor segundo Bathie (1984), que indica que as propriedades da mistura de gases ideais podem ser calculadas segundo a equação (3.61)

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^j x_i \bar{y}_i \quad (3.61)$$

em que  $j$ =número de componentes da mistura

$x_i$ =fração molar de cada componente

$\bar{y}_i$ =propriedade molar de cada componente, em que  $\bar{y}_i$  pode ser  $\bar{C}_p$ ,  $\bar{C}_v$ ,  $\bar{h}$ ,  $\bar{s}$ ,  $\bar{u}$

Quando se trata de turbinas a gás operando em condições nominais é suficiente conhecer a temperatura de saída dos gases e sua vazão, para fins de produção de vapor. Quando a operação é com carga parcial, as curvas de desempenho foram obtidas indiretamente, para algumas turbinas comerciais, através de parâmetros fornecidos por fabricantes e indicados no *software* de simulação IPSE, não sendo necessária maior informação quando consideradas essas turbinas específicas, motivo pelo qual aquelas turbinas são as consideradas neste trabalho.

A situação torna-se diferente ao considerar a injeção de vapor, porque esta injeção altera as temperaturas dos gases na entrada (TIT, turbine inlet Temperature) e saída ( $T_{out}$ ) da turbina, e não foram achadas informações detalhadas para turbinas com injeção de vapor, assim como também não foram encontrados valores da temperatura de entrada nas turbinas utilizadas no programa IPSE.

A seguir é desenvolvido um modelo que resolve as questões indicadas anteriormente, utilizando informações de fornecedores e conceitos termodinâmicos.

### 3.3.1 Temperatura de entrada (TIT), sem injeção de vapor e carga nominal.

A Figura 3.20 é um esquema genérico, que permite a análise sem e com injeção de vapor, sendo suficiente indicar que o valor da vazão de vapor é zero para a primeira opção.

Para facilitar a análise termodinâmica a injeção de vapor é assumida após a combustão (APÊNDICE D).

A indicação de  $TIT^0$  significa a temperatura dos gases na condição de operação nominal sem injeção de vapor,  $TIT$  a temperatura dos gases na condição de operação com carga parcial sem injeção de vapor e  $TIT_i$  é a temperatura após a injeção, sendo igual a  $TIT^0$  ou  $TIT$  no caso sem injeção. A primeira modelagem consiste em determinar  $TIT^0$  para turbinas indicadas no IPSE, das quais foram selecionadas oito, indicadas no APÊNDICE A. Considerando o calor específico dos gases  $C_{pg}$  constante, a potência total produzida pela turbina é

$$E_T = \dot{m}_g C_{pg} (TIT^0 - T_{out}) \quad (3.62)$$

sendo que em geral os fabricantes fornecem os valores de  $\dot{m}_g$  e  $T_{out}$ . As Figuras 3.20 e 3.21 esclarecem a equação (3.62) e as que seguem.

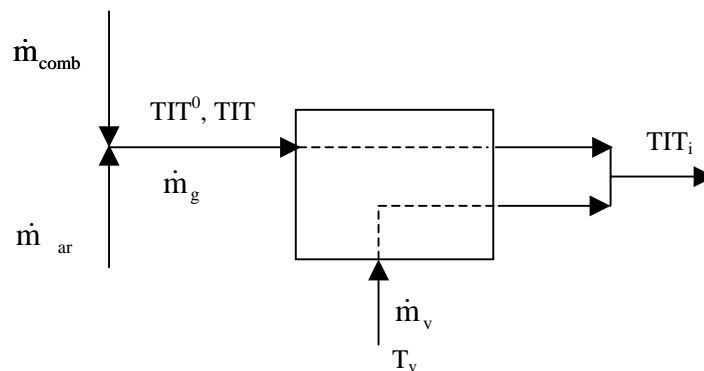


Figura 3.20.- Modelo de câmara de combustão com injeção de vapor

A Figura 3.21 mostra o conjunto turbina a gás, compressor e câmara de combustão, sem indicar a possível injeção de vapor, por simplicidade e não ser necessária para a modelagem termodinâmica. A potência total fornecida pela turbina deve ser igual à potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_c$ ) mais a potência útil fornecida ( $E_p$ ), segundo expressão (3.63).

O valor  $E_p$  é fornecido pelos fabricantes (GTW, 2003), assim como o consumo específico de calor ou *heat rate* (HR), que significa a relação entre consumo energético de combustível ( $E_{comb}$ ) e potência útil, o que permite calcular a eficiência do conjunto ( $\eta_{HR}$ ),

não da turbina a gás como equipamento individual, sendo possível definir a equação (3.64).

$$E_T = E_p + \dot{W}_c \quad (3.63)$$

$$\eta_{HR} = \frac{E_p}{E_{comb}} \quad (3.64)$$

O rendimento da turbina é expresso pela equação (3.65), a qual sendo combinada com a equação (3.64) permite estabelecer a equação (3.66).

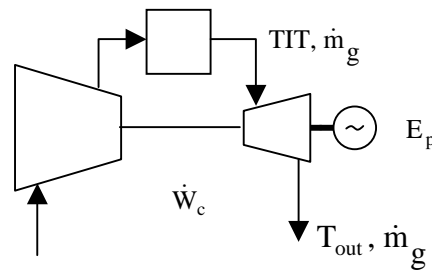


Figura 3.21.- Esquema da turbina a gás

$$\eta_T = \frac{E_p + \dot{W}_c}{E_{comb}} \quad (3.65)$$

O termo  $\dot{W}_c$  da equação (3.65) é a potência que efetivamente a turbina fornece ao compressor, pelo que estão incluídos os rendimentos correspondentes a perdas mecânicas e perdas por irreversibilidades no compressor.

$$\eta_T = \eta_{HR} \frac{E_p + \dot{W}_c}{E_p} \quad (3.66)$$

Usando a equação (3.63) para substituir  $E_p + \dot{W}_c$  e a equação (3.62) para substituir  $E_T$ , é obtida a equação (3.67).

$$\eta_T = \eta_{HR} \frac{\dot{m}_g C_{pg} (TIT^0 - T_{out})}{E_p} \quad (3.67)$$

Para poder calcular  $TIT^0$  é necessário conhecer a eficiência da turbina e o calor específico dos gases. Cohen *et al.* (1996) indicam ser razoável utilizar um valor igual a  $C_{pg}=1,149 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$ , valor que é verificado no APÊNDICE A utilizando dados do GTW (2003), para turbinas das quais é informado o valor de  $TIT^0$  e  $C_{pg}$  é estimado a partir da composição dos gases de combustão, utilizando um código criado para esse fim, denominado **Queimador2.ees**, assumindo que o combustível é metano puro ou gás natural de composição igual a de Macaé (ATEE, 2002), utilizando a média dos dois valores obtidos. O código exige como dados de entrada a temperatura adiabática de chama (neste caso, aproximada a  $TIT^0$ ) e a composição do combustível, fornecendo o excesso de ar necessário e por consequência a composição dos produtos da combustão, calculando  $C_{pg}$  utilizando as funções de propriedades de substâncias do *software* EES utilizado na criação do código. Os cálculos referentes à temperatura de chama são os usuais encontrados na literatura, como por exemplo Van Wylen *et al.* (1997). No APÊNDICE A, Tabela A1, são mostrados os valores obtidos para 12 turbinas das quais é fornecido o valor de  $TIT^0$ , sendo razoável assumir que em geral o rendimento das turbinas é na faixa de 0,65 a 0,85, sendo menor para turbinas menores e que  $C_{pg}$  médio da turbina varia entre 1,18 a 1,28  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$ . Quando não indicado, os valores utilizados nesta tese são  $C_{pg}=1,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}}$  e  $\eta_T=0,8$ , correspondentes aproximadamente aos valores médios encontrados..

### 3.3.2 Temperatura de entrada (TIT), sem injeção de vapor e carga parcial.

Para os cálculos com injeção de vapor é necessário estimar os valores de TIT sem injeção para condições de operação com carga parcial. O procedimento utilizado nesta tese adota os valores de  $C_{pg}$  e  $\eta_T$  indicados no final do parágrafo anterior e baseia-se nas temperaturas de descarga com carga parcial  $T_{out}$  determinadas para turbinas das quais existe informação (programa IPSE). As turbinas selecionadas são indicadas no APÊNDICE A. A expressão (3.68) representa o balanço energético entre a potência total produzida pela turbina e o combustível consumido. O fator  $\eta_{th}$  é fornecido pelo fabricante e deve ser utilizado para corrigir o rendimento nominal  $\eta_T$  com carga parcial de forma aproximada, porque na realidade esse fator corrige a eficiência do ciclo. A expressão (3.68) permite calcular TIT,

sendo aqui utilizado um PCI de  $50.000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  que é o valor indicado no programa IPSE. Como os PCI do metano e gás natural de Macaé são  $50.010$  e  $47.777 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ , respectivamente, é razoável adotar o valor de  $50.000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ , por simplicidade.

$$\dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (TIT - T_{out}) = \eta_T \cdot \eta_{th} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (3.68)$$

Todo o equacionamento mostrado é incluído no código computacional que simula o funcionamento de oito turbinas em condições de operação nominais e com carga parcial, sem e com injeção de vapor.

### 3.3.3 Temperatura de entrada ( $TIT_i$ ) e saída ( $T_{out}$ ) com injeção de vapor .

Do ponto de vista termodinâmico não há dificuldades em estabelecer um modelo matemático para as turbinas a gás com injeção de vapor (CÂRDU e BAICA, 2002). Na Figura 3.20 aparecem representados o queimador da TG e os pontos de entrada e saída de substâncias.

O ponto de injeção de vapor pode ser localizado após a combustão ou misturado previamente com o combustível, dependendo da construção da TG e da quantidade de vapor. Os balanços de massa e energia são mostrados nas equações (3.69) e (3.70)

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar} + \dot{m}_v = \dot{m}_g \quad (3.69)$$

$$\dot{m}_{comb} h_{comb} + \dot{m}_{ar} h_{ar} + \dot{m}_v h_v = \dot{m}_g h_g \quad (3.70)$$

A equação (3.71) é mais apropriada que a equação (3.70) porque esta última implica em cálculos adicionais para considerar a entalpia de combustão do combustível e porque anteriormente foi determinado um calor específico médio para os gases sem injeção de vapor.

$$\dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot TIT + \dot{m}_v \cdot C_{pv} \cdot T_v = (\dot{m}_g + \dot{m}_v) \cdot C_{pgi} TIT_i \quad (3.71)$$

Também pode ser estabelecida a equação (3.72), baseada no conceito da equação (3.61),

e definindo como  $f_v$  a fração em massa de vapor em relação à massa de gases sem injeção segundo a equação (3.73), podem ser deduzidas as expressões equações (3.74) e (3.75) para determinar  $C_{pgi}$  e  $TIT_i$ , respectivamente.:

$$\dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot TIT_i + \dot{m}_v \cdot C_{pv} \cdot TIT_i = (\dot{m}_g + \dot{m}_v) \cdot C_{pgi} TIT_i \quad (3.72)$$

$$\dot{m}_v = f_v \cdot \dot{m}_g \quad (3.73)$$

$$C_{pgi} = \frac{C_{pg} + f_v \cdot C_{pv}}{1 + f_v} \quad (3.74)$$

$$TIT_i = \frac{C_{pg} \cdot TIT + f_v \cdot C_{pv} \cdot T_v}{C_{pg} + f_v \cdot C_{pv}} \quad (3.75)$$

Devido a que a temperatura de entrada na turbina sem injeção de vapor (TIT) é elevada, por exemplo 1000 °C, a temperatura do vapor  $T_v$  é menor que a TIT.

Deve ser notado que o valor de  $C_{pg}$  corresponde ao valor de entrada na turbina sem injeção e não ao valor médio, ou seja, valores indicados na Tabela A2 do APÊNDICE A, correspondendo um valor aproximado de 1,25 no lugar de  $1,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$ .

No APÊNDICE A é justificado o uso de um valor médio para o calor específico do vapor, considerando que se encontra superaquecido.

### 3.3.4 Cálculos para potência máxima com injeção de vapor.

Neste caso supõe-se a turbina operando com carga máxima, sendo avaliado o efeito da injeção de vapor no aumento de potência produzida e do rendimento. A equação (3.76) permite calcular a potência total produzida pela turbina, com injeção de vapor. O valor de TIT foi determinado levando-se em consideração o rendimento da turbina, e o valor de  $T_{out}$  também o será, pelo que não haverá necessidade de considerá-lo novamente.

$$E_T = \dot{m}_{gi} \cdot C_{pgi} \cdot (TIT_i - T_{outi}) \quad (3.76)$$

em que  $C_{pgi}$  e  $TIT_i$  são determinados através das equações (3.74), (3.75) e (3.77).

$$\dot{m}_{gi} = \dot{m}_g + \dot{m}_v \quad (3.77)$$

A temperatura de saída com injeção de vapor não é conhecida, o que é contornado como explicado a continuação. A Figura 3.22 mostra a expansão dos gases dentro da turbina, na condição nominal e numa condição com carga parcial, na qual as temperaturas de entrada são calculadas conforme indicado anteriormente. A figura também pode ser utilizada para explicar o funcionamento com cargas acima da nominal.

Uma possibilidade de estimar  $T_{out}$  é considerar que a diferença de temperaturas da condição inicial,  $TIT^0 - T_{out0}$ , permanece constante para qualquer condição de operação, sendo suficiente subtrair esta diferença do TIT, quando conhecido, para obter  $T_{out}$ , ou adicioná-la a  $T_{out}$  caso contrário. Esta simplificação deve ser acompanhada de algumas suposições discutíveis, como por exemplo que as pressões de entrada e descarga são constantes e/ou que no diagrama da Figura 3.22 as linhas são paralelas. A suposição de pressão constante na descarga é bastante razoável.

Em relação à pressão de entrada na turbina (saída do queimador), considerando que a vazão mássica dos gases não experimenta grandes variações, mas a temperatura de saída sim, como mostrado na Tabela A8 do APÊNDICE A, pode ser assumido que a pressão de entrada também não experimenta grandes alterações, sendo a variação de potência produzida principalmente resultado da variação de temperatura.

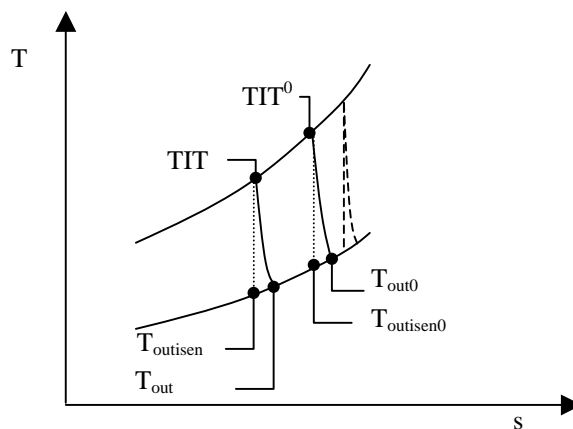


Figura 3.22.-Expansão na turbina a gás-Diagrama T-s.

Pelos motivos anteriores, outra alternativa é considerar os gases na condição ideal,

calculando-se uma expansão isentrópica e aplicando-se o rendimento da turbina com carga parcial sem injeção de vapor.

No caso da turbina com carga nominal acrescida de injeção de vapor o rendimento nominal da turbina é mantido, por não haver outras informações disponíveis.

A formulação para gás ideal utiliza a relação entre calores específicos  $k=C_p/C_v$ , a qual é variável, especialmente por causa da injeção de vapor. Com  $C_{pgi}$  calculado pela equação (3.74) e

$$C_{vgi}=R_{mistura}-C_{pgi} \quad (3.78)$$

é calculada a relação  $k=C_{pgi}/C_{vgi}$ . e com a equação (3.79) é calculado  $T_{outi}$ , equação que utiliza a relação de pressões entre a entrada e saída da turbina, sendo razoável assumir que a pressão de descarga é aproximadamente constante e igual à pressão atmosférica. Para a pressão de entrada pode ser aplicado o mesmo raciocínio quando a turbina opera com sua potência máxima acrescida de injeção de vapor, sendo então a relação entre pressões igual à razão de compressão.

$$\frac{TIT_i}{T_{outi}} = \left( \frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)} \quad (3.79)$$

No APÊNDICE A é realizada uma simulação a partir da qual é observado que esta modelagem não tem concordância para o ponto de potência nominal, comparada com a formulação para potência nominal mais injeção. Este resultado exige muitos cálculos e suposições, além de se aceitar que se trata de um gás ideal. Os desvios podem ser grandes porque o cálculo inicial do calor específico dos gases é teórico com algumas informações reais, valor a partir do qual é estimada uma temperatura de entrada dos gases na turbina, e também o valor de  $k$ , com  $C_v$  calculado a partir da constante  $R$  da mistura gás e vapor (imaginada como ideal).

A terceira possibilidade é assumir que a relação  $TIT^0/T_{out0}$  é a que permanece constante, alternativa que parece mais correta porque não exige as condições mencionadas para o caso da diferença constante, sendo suficiente conhecer as temperaturas na condição de projeto, porém, implicitamente assume-se uma expansão na qual alguns parâmetros são constantes, por exemplo, o rendimento isentrópico da turbina, embora este problema possa ser corrigido no cálculo da potência. Da Figura 3.22, considerando expansão isentrópica de um gás ideal,

pode ser demonstrado, a partir da equação (3.79) que, de fato, caso as pressões e  $k$  permaneçam constantes

$$\frac{TIT^0}{T_{outi\ sen\ 0}} = \frac{TIT}{T_{outi\ sen}} \quad (3.80)$$

Esta alternativa difere da anterior, em que se estima diretamente o fator  $\left(\frac{p_{in}}{p_{out}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}$  para a condição nominal e o considera constante para qualquer fator de carga, garantido uma certa precisão pelo menos no valor de partida. Deve ser observado que a equação (3.80) a rigor é válida para a expansão isentrópica, e está sendo aceito que o raciocínio também é válido para a expansão real, segundo a expressão (3.81).

$$\frac{TIT^0}{T_{outi0}} = \frac{TIT}{T_{out}} \quad (3.81)$$

A alternativa da diferença de temperatura constante e esta última mostraram certa proximidade nos resultados obtidos, motivo pelo qual esta última alternativa é adotada para esta tese.

Uma vez calculadas as temperaturas, é utilizada a equação (3.76) para calcular a potência total da turbina.

### 3.4 TURBINAS A VAPOR

Na Figura 3.23 é mostrado o processo de expansão na TV, considerando que o controle da potência é por estrangulamento na entrada da TV. Por simplicidade é mostrada uma TV de um estágio, o que é válido se no ciclo Rankine não há extrações de vapor. O rendimento isentrópico da TV pode ser considerado então como o resultado do rendimento de todos os estágios.

Na Figura 3.23 o ponto 0 indica a saída da caldeira, antes da válvula de estrangulamento que regula a vazão e pressão do vapor que entra na turbina, sendo esse ponto de entrada o ponto 1. O processo 0-1 de estrangulamento ocorre na válvula de controle e é assumido que acontece com entalpia constante.

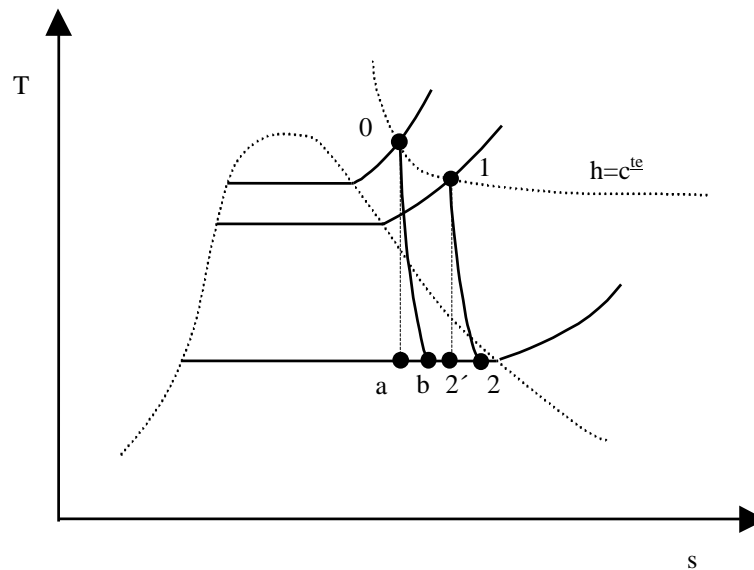


Figura 3.23.- Turbina a vapor com estrangulamento

A modelagem da turbina considera que, com a válvula de estrangulamento totalmente aberta, a pressão de entrada na turbina é  $p_0$ , e o ponto 1 coincide com o ponto 0. A pressão de descarga é  $p_2$  e para essas condições é calculada a potência específica, considerando um rendimento isentrópico nominal  $\eta_0$ . Também é estabelecida uma vazão mássica máxima de vapor  $\dot{m}_0$ , e assim, tem-se uma TV virtual, na qual o rendimento para qualquer ponto de operação pode ser aproximado, se conhecida a curva de uma turbina real. No modelo computarizado a curva é introduzida na forma de tabela.

O grau de estrangulamento tem influência na vazão e pressão de entrada na TV (ponto 1), sendo que o salto entálpico 1-2 multiplicado pela vazão mássica deverá suprir a demanda energética real. Existem duas variáveis independentes e se faz necessário estabelecer uma relação adicional, sendo a mais comumente utilizada a da elipse de Stodola (STODOLA, 1945).

Stodola (1945) explica a teoria da elipse com as suas limitações de aplicação, indicando ainda que para turbinas de condensação pode ser considerada uma relação linear entre a vazão e o diferencial de pressão, sempre que a seção de entrada não varie. Mostra também que o consumo de vapor de uma turbina sem carga é 10 a 15% (expresso como fração  $\beta$ ) do consumo com carga total. No APÊNDICE B explica-se em detalhe como se obtém a relação entre vazão e pressão adotada na modelagem, relações indicadas pelas equações (3.82) e (3.83).

$$p_1 = p_0 \left( \frac{(1-\beta) \cdot \dot{W}}{\dot{W}_0} + \beta \right) \quad (3.82)$$

$$\dot{m}_v = \left( \frac{(1-\beta) \cdot \dot{W}}{\dot{W}_0} + \beta \right) \cdot \dot{m}_{0v} \quad (3.83)$$

A pressão  $p_0$  pode ser entendida como a pressão de projeto da turbina a vapor no lugar da pressão da caldeira.

A formulação típica da TV é:

$$h_1 = h_0 \text{ (estrangulamento isentálpico)} \quad (3.84)$$

$$s_2 = s_1 \quad (3.85)$$

$$\eta_{isen} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} \text{ (determina } h_2) \quad (3.86)$$

$s_1$  é determinado com  $h_1$  e  $p_1$  conhecidos, lembrando que  $p_1$  é determinado pela expressão (3.82) e a vazão de vapor pela expressão (3.83) sendo que a potência requerida é uma entrada do modelo.

Para definir uma turbina virtual pode ser definida uma pressão e temperatura de entrada (ponto 0), um rendimento isentrópico e uma pressão de descarga. A capacidade da TV é definida através da definição de uma vazão máxima para um rendimento nominal  $\eta_0$ . O rendimento varia com a carga e preliminarmente pode ser suposta essa variação, quando não disponíveis informações de fabricantes.

Em resumo, para criar a TV virtual são assumidos parâmetros de entrada e saída para o ponto de operação, incluindo o rendimento isentrópico, e a operação dessa TV fora do ponto de projeto é corrigida em função da potência requerida. A pressão é calculada em função da potência requerida, assim como o rendimento. Como consequência determina-se a vazão mássica.

Como mencionado, o rendimento da turbina é afetado pela carga e valores de fabricantes são de difícil obtenção, porém Stodola (1945) mostra um grande número de exemplos reais, com resultados obtidos em testes no campo. Na sequência é indicado um desses testes, realizado com uma turbina Allis Chalmers tipo Parsons de 15000 kW, 1800 rpm com pressão de 260 psi manométricas (1,77 MPa) e temperatura de 620 °F (327 °C). A

descarga foi a vácuo de 28,5 mm Hg referidos a 30 polegadas barométricas (762 mmHg). A data do teste foi 20 de agosto de 1924 entre 7:30 a 22:45 horas.

O teste é bastante completo, incluindo dados elétricos do gerador. Na Tabela 3.3 são indicados os valores apropriados para indicar o rendimento medido em função da carga e nas Figuras 3.24 e 3.25. Pode ser notado que quando a potência é maior do que um valor ótimo, ligeiramente menor do que o nominal, existe um decréscimo do rendimento, assim como para valores menores. A Figura 3.24 mostra os resultados em função da fração de carga,  $1/2 = 50\%$ , etc., carga ótima para um valor diferente que o nominal, uma vez que determinado em condições reais, e sobrecarga indicando o valor máximo utilizado no teste. A Tabela 3.3 indica a potência equivalente a cada fração de carga.

Tabela 3.3.- Teste de uma TV real

carga (fração)	Potência (kW)	Rendimento (%)
1/4	3800	60,15
1/2	7500	70,75
3/4	11275	74,9
ótimo	13860	76
1	15000	75
sobrecarga	16250	74,2

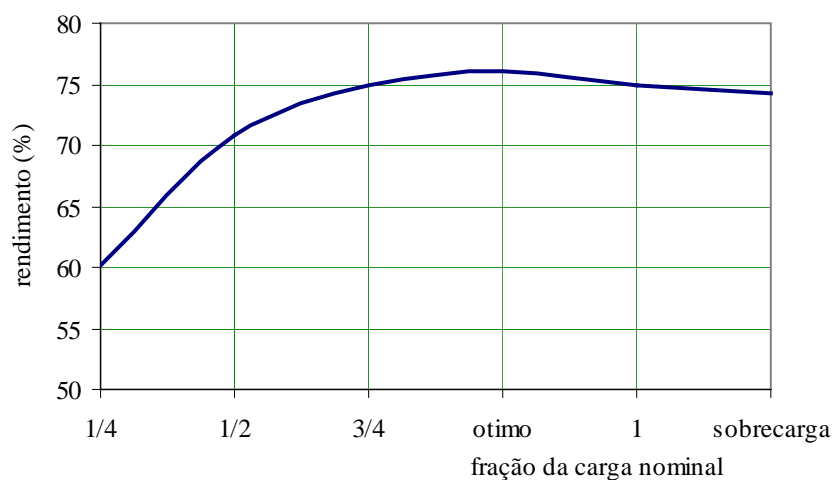


Figura 3.24.- Efeito da carga no rendimento. Parâmetro, Fração da carga

A Figura 3.24 é do tipo qualitativo, uma vez que as frações de carga não são uma fração exata da potência nominal, o que é razoável de se aceitar porque somente no teste é possível verificar os valores supostos no projeto incluindo as condições de funcionamento, basicamente as condições climáticas no momento do teste. A Figura 3.25 utiliza como parâmetro as potências reais medidas no teste, que correspondem aproximadamente aos percentuais da Figura 3.24.

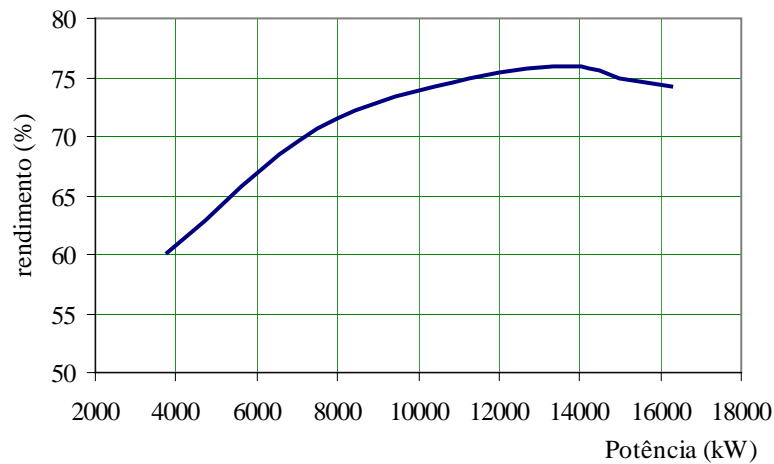


Figura 3.25.- Efeito da carga no rendimento. Parâmetro, Potência

Na falta de informações atualizadas de fornecedores será utilizada uma curva semelhante à da Figura 3.25 para corrigir o rendimento dos modelos.

## 4 MODELAGEM DOS CICLOS UTILIZADOS

Neste capítulo são comparados os ciclos Rankine, Brayton, combinado e STIG, indicando o equacionamento básico de cada um, e explicando os efeitos da operação com carga parcial no rendimento dos principais componentes e do ciclo como um todo. No capítulo 6, que é um estudo de caso, são vistos outros aspectos.

### 4.1 CICLO RANKINE

O ciclo Rankine tem por finalidade produzir energia elétrica numa turbina a vapor, vapor produzido por um gerador de vapor. A Figura 4.1 mostra o *lay-out* do ciclo.

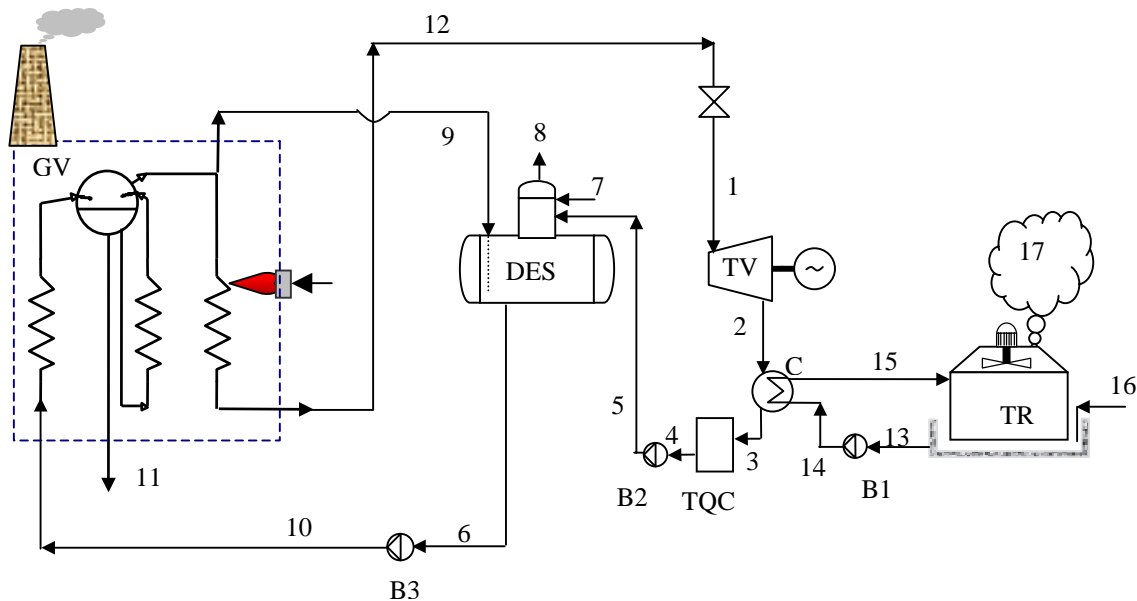


Figura 4.1.- Ciclo Rankine - Lay-out

O vapor superaquecido produzido (12) pelo gerador de vapor GV entra na turbina a vapor após passar pela válvula de estrangulamento (1), que é uma maneira possível de controlar a potência da turbina, maneira adotada na tese e explicada na seção 3.4 e APÊNDICE B. Parte do vapor saturado da caldeira (9) é desviada para o desaerador DES, numa quantidade necessária para manter o equilíbrio térmico dentro do desaerador, considerando que este trabalha ligeiramente pressurizado e que a saída 6 para a Bomba B3 é líquido saturado e o respiro 8 é vapor saturado. A descarga do ponto 11 é necessária para

controlar a concentração de sólidos e prevenir incrustações e corrosão na caldeira. Ganapathy (1994) indica num exemplo que esse valor é aproximadamente 2% do vapor produzido e que a vazão no respiro é desprezível. Na realidade a descarga do ponto 11 deve ser determinada através da concentração de sólidos.

Como o propósito deste ciclo é produzir energia elétrica, o dado mais importante é a demanda de energia elétrica, a partir do qual é dimensionada a turbina a vapor e posteriormente o gerador de vapor. A vazão e pressão do gerador de vapor são escolhidas um pouco maiores do que os valores máximos de projeto da turbina, de forma que a válvula de controle consiga funcionar corretamente.

O restante dos equipamentos é dimensionado de acordo com as necessidades térmicas sendo importante observar que a pressão de descarga da turbina a vapor é acompanhada pela correspondente temperatura de saturação, ficando então limitada às condições ambientais quando é utilizada uma torre de resfriamento.

Em relação ao rendimento do gerador de vapor, este é afetado principalmente pelas perdas através da carcaça, que são pouco dependentes da vazão de vapor, pela combustão incompleta e principalmente pela quantidade de calor nos gases na chaminé (GANAPATHY, 1994).

A formulação do desaerador é indicada pelas equações (4.1) a (4.6).

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} - \dot{m}_9 - \dot{m}_{12} \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_{11} = f_{\text{dreno}}(\dot{m}_{10} + \dot{m}_9) \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_9 + \dot{m}_7 + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_8 \quad (4.3)$$

$$\dot{m}_8 = f_{\text{vent}}\dot{m}_9 \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_{12}(f_{\text{dreno}} + 1)h_6 - [\dot{m}_{12}(f_{\text{dreno}} + 1) - \dot{m}_5]h_7 - \dot{m}_5 h_5}{(f_{\text{dreno}} + f_{\text{vent}} + 1)h_7 + h_9 - (f_{\text{dreno}} + 1)h_6 - f_{\text{vent}} h_8} \quad (4.6)$$

Das vazões acima somente é conhecida  $\dot{m}_{12}$ ,  $\dot{m}_5$  e os fatores  $f_{\text{vent}}$  e  $f_{\text{dreno}}$ . A vazão  $\dot{m}_5$  é assumida conhecida porque normalmente é igual a de saída da TV, e se houver outros retornos de condensado também deveriam ser conhecidos. Das entalpias acima são conhecidas as entalpias dos pontos 9 (vapor saturado na pressão da caldeira), dos pontos 6 e 8 (líquido e vapor saturado na pressão do desaerador), do ponto 5 (condensado) e do ponto 7

que é a água de reposição.

Num caso real a vazão e a entalpia do ponto 11 são conhecidas, a primeira, com uma fração ou porcentagem do vapor produzido pela caldeira ( $\dot{m}_{12} + \dot{m}_9$ ), sendo que a porcentagem é calculada de forma a manter um percentual máximo de sais dissolvidos na água da caldeira. Valores típicos são entre 1 a 5% (GANAPATHY, 1994). Neste trabalho o percentual será escolhido de valores típicos encontrados na literatura. A vazão  $\dot{m}_9$  realmente não é conhecida *a priori* e depende da pressão de trabalho do desaerador, que usualmente é pré-estabelecida entre 1 a 2 bar e define as entalpias dos pontos 8 e 6, considerando vapor e líquido saturado respectivamente. A vazão de alívio  $\dot{m}_8$  é uma mistura de vapor e gases retirados da água, e também existem valores típicos em relação à vazão  $\dot{m}_9$ , valores por volta de 1 a 3% (GANAPATHY, 1994). A vazão de retorno de condensado e sua entalpia (ponto 5) são valores conhecidos que dependem de cada processo.

O desempenho da torre de resfriamento depende especialmente das condições atmosféricas, sendo o limite mínimo teórico da temperatura de retorno (ponto 13) a temperatura de bulbo úmido. Na prática o valor da temperatura mínima é entre 4 a 5°C acima da temperatura de bulbo úmido e existe uma perda de água por evaporação e arraste da ordem de 4,5% da vazão total que passa pela torre. Existe ainda um consumo elétrico no ventilador da torre, de, por exemplo, para uma carga térmica de 16.890.000 kcal/h (19.610 kW), consumo de 54,6 CV (74 kW)<sup>8</sup>. Na modelagem da torre o consumo elétrico é estimado em forma proporcional ao exemplo citado.

Em relação ao gerador de vapor, um equacionamento razoável exige efetuar cálculos estequiométricos e calcular temperaturas de chama, assim como estimativas de LMTD (GANAPATHY, 1994), como fora feito na seção 3.1.1. Na realidade, do ponto de vista térmico, as caldeiras convencionais e as de recuperação trabalham com gases quentes, com a diferença que nas convencionais a transferência de calor por radiação é importante, assim como nas de recuperação quando têm queima suplementar. Nos modelos computacionais utilizados na tese o equacionamento das caldeiras é o mesmo, utilizando o programa Queimador2.ees para calcular temperaturas de chama, calores específicos e consumo de combustível.

Uma forma de melhorar o rendimento do ciclo Rankine é acrescentar regeneradores para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira, como mostrado na Figura 4.2, na qual foram retiradas a torre de resfriamento e o gerador de vapor, por simplificação. A Figura 4.3

---

<sup>8</sup> Proposta comercial No 65.626/02 em 17/05/2002 da firma Alpina

mostra o Diagrama T-s correspondente.

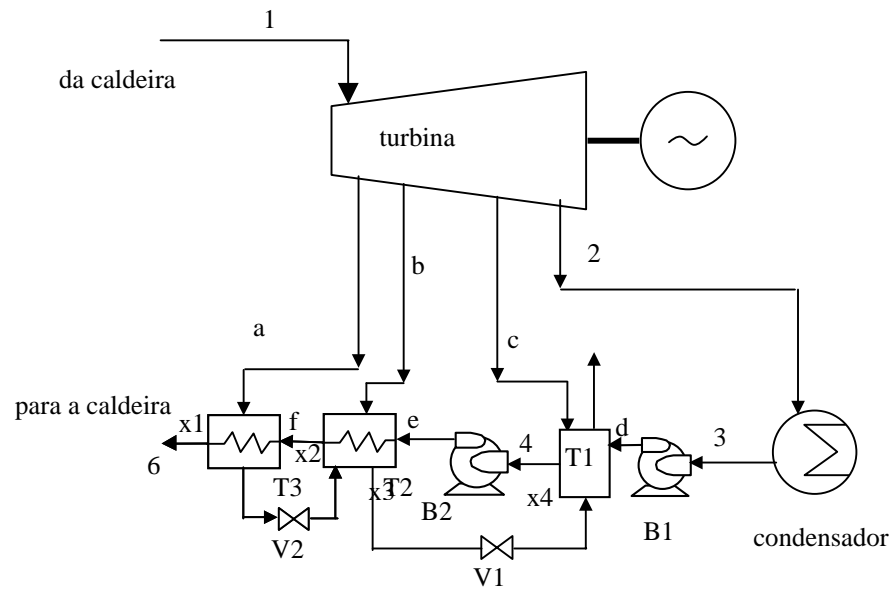


Figura 4.2.- Ciclo Rankine com regeneração

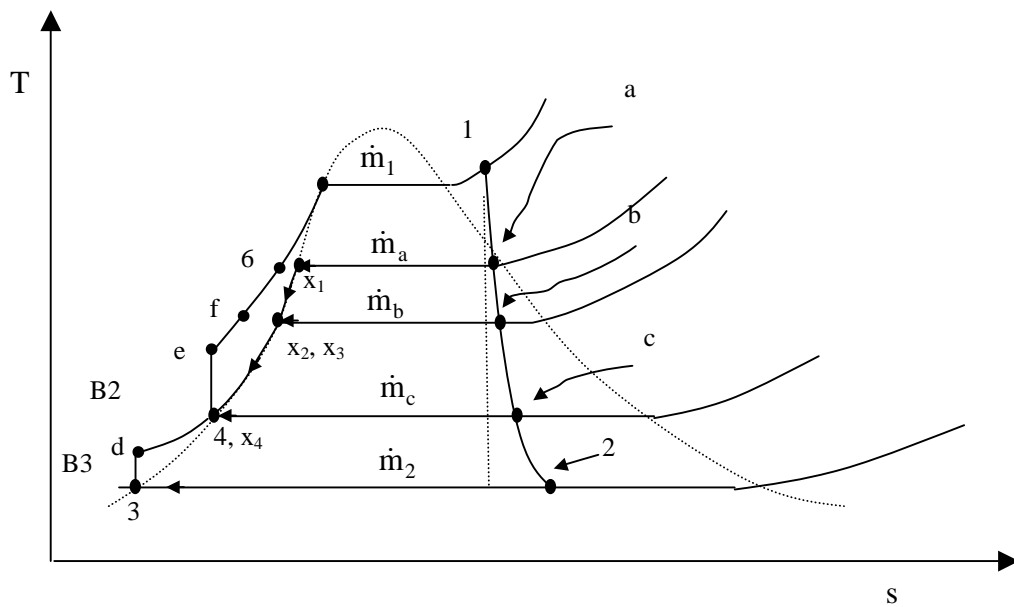


Figura 4.3.- Ciclo Rankine com regeneração-Diagrama

Antes de mostrar o equacionamento<sup>9</sup> é conveniente explicar o funcionamento do ciclo utilizando as Figuras 4.2 e 4.3. No ponto **a** uma fração  $f_a$  do vapor que entra na turbina é extraído para o trocador de calor de superfície T3, fração que deixa o trocador no ponto x1, assumido na condição de saturação. A válvula V2 reduz a pressão de x1 para a pressão de x2, que é igual a pressão de extração do ponto **b**. O vapor de x2 e a fração  $f_b$  extraído em **b** misturam-se no trocador de superfície T2 deixando-o na condição x3, também assumida de saturação. Finalmente, através da válvula redutora V1 o vapor entra na condição x4 no trocador aberto ou de mistura T1, que também cumpre com as condições de desaerador.

O balanço de massa é representado pelas equações (4.7) a (4.12)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot (1 - f_a - f_b - f_c) \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_{x1} = \dot{m}_{x2} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{x4} = \dot{m}_{x3} = (f_a + f_b) \cdot \dot{m}_1 \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_d = \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{x4} + \dot{m}_d + f_c \cdot \dot{m}_1 - \dot{m}_{\text{respiro}} \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_f = \dot{m}_e = \dot{m}_4 \quad (4.12)$$

As principais equações do balanço de energia são as equações (4.13) a (4.15).

$$f_a \cdot \dot{m}_1 \cdot h_a + \dot{m}_f \cdot h_f = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{x1} \cdot h_{x1} \quad (4.13)$$

$$f_b \cdot \dot{m}_1 \cdot h_b + \dot{m}_e \cdot h_e + \dot{m}_{x2} \cdot h_{x2} = \dot{m}_f \cdot h_f + \dot{m}_{x3} \cdot h_{x3} \quad (4.14)$$

$$f_c \cdot \dot{m}_1 \cdot h_c + \dot{m}_d \cdot h_d + \dot{m}_{x4} \cdot h_{x4} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{\text{respiro}} \cdot h_{\text{respiro}} \quad (4.15)$$

Outras equações complementares são para o balanço de energia nas bombas e condensador. A resolução destas equações precisa de informações de algumas propriedades, que dependem da pressão nos pontos de extração, as quais são de grande importância por sua influência no rendimento do ciclo. Algumas práticas são indicadas por Mataix (1973), que menciona que o valor do fator  $f$  de extração utilizado é 0,15 quando se trata de uma extração e no caso de extrações múltiplas a somatória é 0,30. Também indica que ao se tratar de uma

<sup>9</sup> O equacionamento é bastante divulgado na literatura, neste caso foram utilizados a explanação e equacionamento mencionados por Mataix (1973).

única extração, esta é localizada aproximadamente na metade do salto entálpico total e no caso de varias extrações divide-se o salto entálpico pelo número de extrações fazendo cada extração na pressão correspondente à entalpia de cada divisão.

Os ciclos estudados podem também trabalhar num esquema de cogeração, usando extrações nas pressões de interesse para o processo. Estes dois ciclos são comparados entre si, através de um exemplo, sem a intenção de posteriormente aplicá-los no estudo de caso, devido a que no caso que será estudado existem turbinas a gás e sistemas de cogeração, sendo possível prever *a priori* a desvantagens destes ciclos em relação aos ciclos combinados.

O exemplo que será aqui analisado especifica uma potência no eixo da turbina a vapor igual a 7.000 kW, vapor disponível a 3 MPa com temperatura de 350 °C. O rendimento do conjunto turbina-gerador é estimado em 0,85 e a pressão no condensador é 0,005MPa. O rendimento das bombas é estimado em 0,75. A comparação dos ciclos estará baseada no rendimento em relação ao calor fornecido pela caldeira, sem considerar o “rendimento” desta. O trabalho líquido é calculado como o trabalho da turbina menos o trabalho das bombas e do ventilador da torre. Os resultados obtidos no caso do ciclo Rankine convencional para várias pressões de entrada na turbina a vapor são mostrados da Tabela 4.1 e Figura 4.4. O percentual de melhoria é calculado em relação ao rendimento para 1 MPa.

Tabela 4.1.- Influência da pressão da turbina a vapor no rendimento do ciclo

P (MPa)	Rendimento	%melhoria
1	0,1926	0,00
2	0,2139	11,06
3	0,226	17,34
4	0,2344	21,70
5	0,2407	24,97
6	0,2456	27,52

A melhoria do rendimento com o aumento da pressão de trabalho é discutida profusamente na literatura e nesta tese não será tratada, salientando apenas a medida em que se aumenta a pressão, a taxa de aumento do rendimento é cada vez menor. A comparação do desempenho dos ciclos convencional e com regeneração é realizada com uma temperatura do vapor que entra na turbina a vapor de 400 °C para todas as pressões consideradas, com os rendimentos iguais aos do exemplo anterior, assim como a mesma potência de 7.000 kW no eixo da turbina a vapor. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 4.2 e Figuras 4.5 a 4.7.

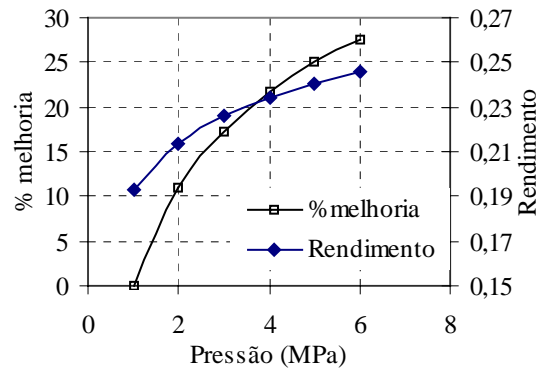


Figura 4.4.- Influência da pressão da turbina a vapor no rendimento do ciclo

Tabela 4.2.- Efeito da pressão de entrada na turbina a vapor nos parâmetros do ciclo Rankine convencional (Conv) e o ciclo com regeneração (Reg)

Pressão (Mpa)	Rendimento do ciclo		Potência líquida (kW)		Consumo específico (kg/s de vapor/kW)	
	Conv	Reg	Conv	Reg	Conv	Reg
1	0,2157	0,2901	6918	6929	0,001206	0,001320
2	0,2387	0,3182	6918	6928	0,001108	0,001273
3	0,2520	0,3338	6914	6923	0,001063	0,001266
4	0,2613	0,3442	6908	6916	0,001036	0,001273
5	0,2683	0,3517	6902	6908	0,001020	0,001288
6	0,2739	0,3572	6895	6899	0,001009	0,001309

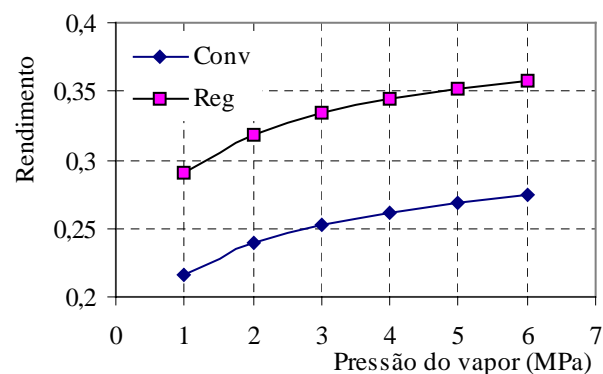


Figura 4.5.- Rendimento dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina

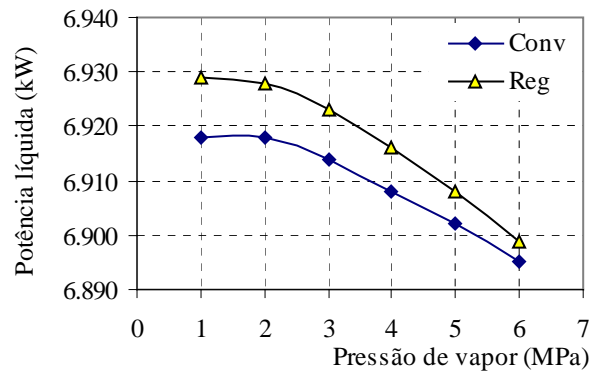


Figura 4.6.- Potência líquida dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina.

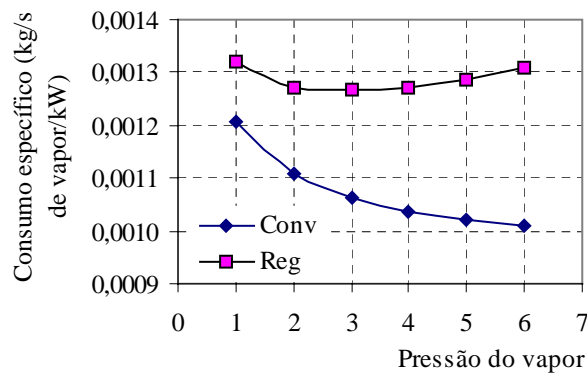


Figura 4.7.- Consumo específico dos ciclos Rankine convencional (Conv) e com regeneração (Reg) em função da pressão de entrada na turbina.

A vantagem mostrada pelo ciclo com regeneração é aparentemente evidente segundo mostrado pelas Figuras 4.5 e 4.6, e devem ser verificadas em cada caso específico, considerando os custos dos equipamentos adicionais. O aumento absoluto da eficiência do ciclo com regeneração é da ordem de 9% em relação ao ciclo convencional, como pode ser verificado na Figura 4.5. Habib e Zubair (1992) indicam um aumento de 12%. A Figura 4.7 indica que o consumo específico de vapor é maior no caso do ciclo com regeneração, parâmetro que deve ser considerado para avaliar se nessa alternativa a turbina a vapor deve ser maior fisicamente (também em custo) do que na alternativa convencional. É oportuno esclarecer que um consumo específico maior significa uma maior quantidade de vapor mas não necessariamente uma maior quantidade de energia fornecida pela caldeira, devido a que

pela regeneração a água entra na caldeira com uma temperatura maior. Como ilustração, para uma pressão de 4 MPa e 400 °C a temperatura de entrada na caldeira é de 120 °C, para o ciclo convencional, e 217 °C para o ciclo com regeneração.

O ciclo Rankine explicado será utilizado como referência para avaliar os benefícios dos ciclos de geração de energia elétrica e cogeração que são estudados a seguir. Sobre o ciclo Rankine indicamos apenas que a evolução do ciclo convencional para o ciclo com regeneração significa uma diminuição de perdas devido à melhorias nas condições de troca térmica entre os gases da caldeira e a água/vapor na caldeira. No caso convencional a troca acontece com maior diferença de temperaturas que no caso da regeneração, onde a troca não é somente na caldeira.

## 4.2 CICLO BRAYTON

Antes de analisar o ciclo combinado é interessante comparar os ciclos anteriores com o ciclo Brayton simples, o que pode ser feito em forma rápida pela verificação dos conjuntos geradores com turbinas a gás comerciais, dos quais é conhecida sua eficiência térmica. Na Tabela 4.3 são mostrados modelos com potência da ordem de 7.000 kW.

Tabela 4.3.- Parâmetros de conjuntos geradores da ordem de 7.000 kW

Fabricante	Modelo	Potência (kW)	Rendimento	vazão dos gases (kg/s)	Temperatura dos gases (°C)
Alstom	Tornado 6.75	6.748	0,32	29,32	466
Alstom	Tempest	7.908	0,32	29,82	537
Solar	Taurus 70	7.520	0,34	27,00	485
Orenda	GT 6001	6.700	0,31	30,98	420

A Tabela 4.3 indica que o rendimento do ciclo Brayton não difere grandemente do ciclo Rankine no que se refere a rendimento, sendo uma vantagem deste último a possibilidade de operar em conjunto com uma caldeira e turbina a vapor, num ciclo conhecido como ciclo combinado, que é discutido a seguir.

## 4.3 CICLO COMBINADO

Este ciclo deve seu nome ao fato de combinar um ciclo Brayton com um ciclo Rankine,

ou, por combinar dois fluídos de trabalho, gases na turbina a gás e vapor na turbina a vapor, parecendo esta última interpretação mais interessante em termos de comparação deste ciclo com o ciclo STIG da próxima seção. O ciclo Brayton já foi discutido em detalhe na seção 3.2 e o Rankine na seção 4.1. O esquema do ciclo combinado é mostrado na Figura 4.8 e 4.9, sem mostrar equipamentos auxiliares como desaerador e torre de resfriamento, por simplificação.

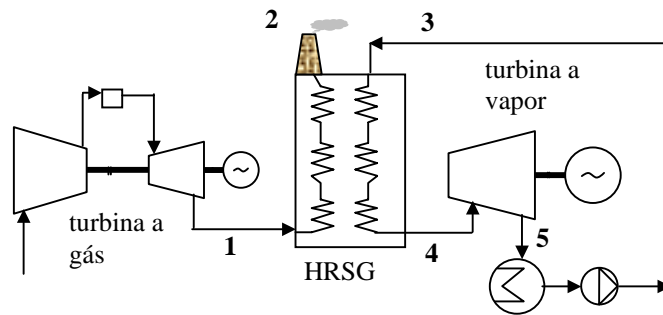


Figura 4.8.- Ciclo combinado –*Lay-out*

Como indicado na Tabela 4.3, a temperatura dos gases de escape da turbina a gás (ponto 1 da Figura 4.8) mostra um potencial de aproveitamento da energia térmica desses gases. Para estabelecer uma referência, a temperatura adiabática de chama de uma caldeira convencional é da ordem de 1600 °C (FOSTER-PEGG, 1986) e dos gases que saem da câmara de combustão para entrar na turbina a gás da ordem de 1000 °C. Segundo a terminologia comumente usada, a turbina a gás está em *topping* e a turbina a vapor em *bottoming*, fazendo alusão a que a primeira está instalada na parte de temperatura mais alta do ciclo e a de vapor na de temperatura mais baixa.

A quantidade de vapor que pode ser produzida pelos gases da turbina a gás depende da temperatura, vazão e calor específico dos gases, e pelas condições de entrada e saída da água/vapor na HRSG, de acordo com a equação (4.16) e Figura 4.9,

$$\dot{m}_1 \cdot C_{pg} \cdot (T_1 - T_2) = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (4.16)$$

em que é considerada que a vazão dos gases ( $\dot{m}_1 = \dot{m}_g$ ) é constante caso não haja perdas por vazamentos ou por desvios intencionais, da mesma forma que a vazão de vapor ( $\dot{m}_3 = \dot{m}_v$ ). O calor específico dos gases pode ser considerado constante, como explicado na seção 3.2 e

APÊNDICE B. Na Tabela 4.4 são indicados os valores obtidos para as diferenças de entalpia do vapor que sai e entra numa HRSG, considerando na saída vapor superaquecido a pressões entre 1 a 5 MPa e temperaturas de 300 e 400 °C. A água de alimentação foi considerada com temperaturas de 100 e 200 °C.

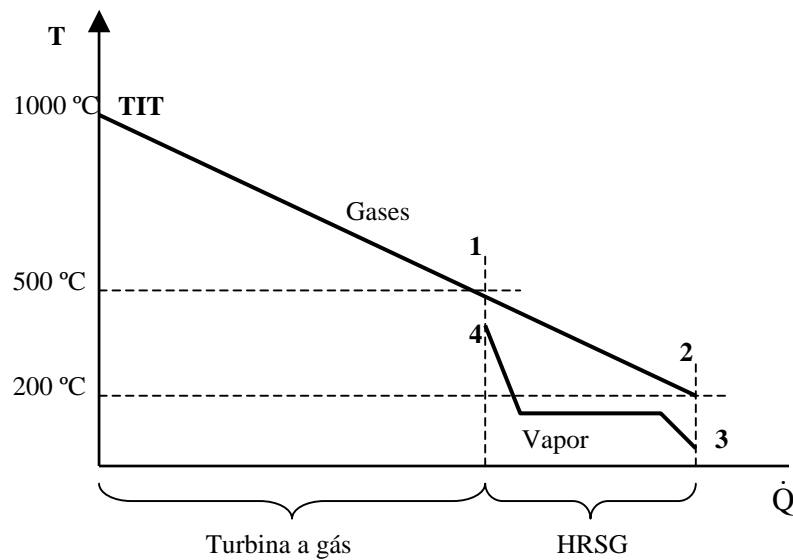


Figura 4.9.- Esquema energético do ciclo combinado

Tabela 4.4.- Diferenças de entalpia comuns na HRSG (kJ/kg)

Valor medio	2.481
desvio padrão	252
Valor máximo	2.853
Valor mínimo	2.073

Para estimar a energia disponível nos gases de escape das turbinas a gás deve ser estudado cada caso, especialmente para potências de turbinas a gás menores que 6.000 kW porque a diferença entre modelos é apreciável, como mostra a Figura 4.10 e a Tabela B2 do ANEXO B, e que pode ser utilizada para uma tentativa inicial de dimensionamento de um ciclo combinado. Como complemento para um pré-dimensionamento é conveniente encontrar uma relação entre a potência elétrica produzida pela turbina a gás e pela turbina a vapor para o qual considera-se um salto entálpico útil na turbina a vapor igual a 920 kJ/kg (média obtida para turbinas a vapor com rendimento igual a 0,85 e pressão de descarga 0,005 MPa, com vapor de alimentação a 3 e 4 MPa e temperatura de 350 °C). A temperatura na chaminé foi definida em

150 °C e o calor específico dos gases igual a 1,2 kJ/kg °C. Dessa forma, utilizando os valores da Figura 4.10 (ou de forma mais precisa, procurando dados de turbinas a gás específicas), a energia elétrica estimada que o ciclo combinado pode produzir é calculada encontrando a quantidade de vapor que uma turbina a gás pode produzir e multiplicando esse valor por 920 kJ/kg (valor mencionado anteriormente neste parágrafo), obtendo a potência elétrica aproximada que pode produzir a turbina a vapor. Adicionando esse valor ao da potência da turbina a gás é obtida a potência do ciclo.

Para comparar com os ciclos da seção 4.1, será pré-dimensionado um ciclo combinado (CC) para 7.000 kW de potência elétrica. A potência da turbina a gás deve ser menor que 7.000 kW, por exemplo 5.000 kW. Com esse valor verifica-se na Figura 4.10 que a relação  $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{s}/\text{kW}$  é aproximadamente 0,0005, o que significa que os gases da turbina podem produzir  $0,0005 \cdot 5.000 = 2,5$  kg/s de vapor, que significam  $2,5 \cdot 920 = 2.300$  kW, totalizando uma potência do ciclo de 7.300 kW, o que é bastante aproximado do valor requerido. Este pré-cálculo é somente para uma estimativa rápida e serve principalmente para iniciar um cálculo mais detalhado.

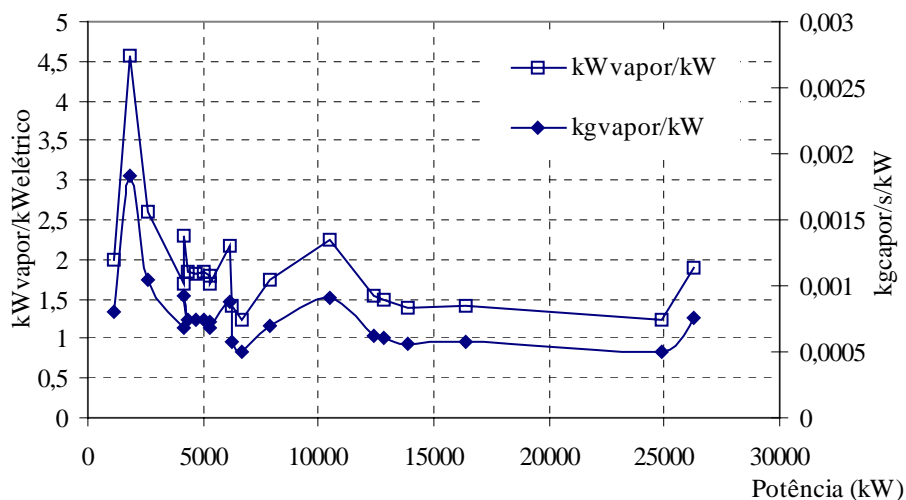


Figura 4.10.- Produção de vapor de turbinas a gás em ciclos combinados – Estimativa do potencial

Para conferir o cálculo anterior procura-se no ANEXO B uma turbina de 5.000 kW, sendo encontradas as turbinas da Tabela 4.5.

Tabela 4.5.- Características de algumas turbinas a gás

Modelo	Potencia $E_p$ (kW)	$\eta$	$m_{gases}$ (kg/s)	$T_{gases}$ (°C)
Typhoon4.35	4.343	0,30	17,65	527
Typhoon4.7	4.690	0,30	19,05	524
Typhoon5.05	5.044	0,30	19,55	546
Typhoon5.25	5.249	0,30	20,77	530
GT13	5.260	0,32	20,14	520
GTU6P	6.150	0,26	32,89	488

O modelo Typhoon 5.05 parece apropriado. Considerando que o vapor é produzido nas mesmas condições do exemplo da seção 4.1 para um ciclo Rankine, operando com uma pressão de 3 MPa e 400 °C na entrada da turbina a vapor e 0,005 MPa na descarga, no qual o salto entálpico é 953 kJ/kg sendo a temperatura da água de entrada na HRSG é de 100 °C. Para as condições anteriores, a variação de entalpia na HRSG é de 2.813 kJ/kg e a quantidade de vapor que pode ser produzido com esses gases é calculada com a equação (4.17), que é outra forma de escrever a equação (4.16).

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_1 - T_2)}{\Delta h_{\text{vapor}}} = \frac{19,55 \cdot 1,2 \cdot (546 - 150)}{2813} = 3,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.17)$$

e a potência que pode ser obtida da turbina a vapor é  $3,3 \cdot 953 = 3.145$  kW, totalizando uma capacidade de produção de  $3.145 + 5.044 = 8.189$  kW, potência maior do que a requerida.

Ao repetir o procedimento com o modelo Typhoon 4.7 obtém-se que o vapor produzido é 3,03 kg/s e a potência da turbina a vapor é 2.896 kW, totalizando  $2.896 + 4.690 = 7.586$  kW e com a turbina Typhoon 4.35 são obtidos 2,84 kg/s de vapor, potência na turbina a vapor de 2.705 kW e potência total de 7.048 kW. A escolha apropriada seria este último modelo com potência de 4.342 kW no lugar dos 5.000 kW utilizados para iniciar os cálculos. O rendimento do ciclo combinado pode ser estimado combinando as equações (4.18) e (4.19), com  $\eta_{TG}$  e  $E_p$  conhecidos da Tabela 4.5, obtendo-se a equação (4.20):

$$\eta_{TG} = \frac{E_p}{E_{\text{comb}}} \quad (4.18)$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{E_p + E_{\text{TV}}}{E_{\text{comb}}} \quad (4.19)$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \eta_{\text{TG}} \cdot \left( 1 + \frac{E_{\text{TV}}}{E_p} \right) \quad (4.20)$$

No caso da turbina Typhoon 4.35 o rendimento do ciclo combinado é

$$\eta_{\text{ciclo}} = 0,3 \cdot \left( 1 + \frac{2.705}{4.343} \right) = 0,48$$

e para os modelos Typhoon 5.05 e Typhoon 4.7 os rendimentos são também iguais a 0,48, valor bastante coerente com os indicados na literatura, por exemplo, o caso prático das informações do 2003 GTW Handbook, que indica valores de ciclos comerciais entre 42 a 58%. No exemplo, a relação entre potência fornecida pela turbina a vapor em relação à total do ciclo é 38%, valor bastante próximo a 35%, como informado por Narula (1995).

Os resultados obtidos neste exemplo (Tabela 4.6) mostram uma clara vantagem do ciclo combinado em relação ao ciclo Rankine para uma capacidade igual de geração de eletricidade. As duas alternativas descartadas, por produzirem mais energia elétrica do que a necessária, podem ser aproveitadas no caso em que a energia elétrica possa ser vendida à concessionária ou em algumas alternativas de cogeração que serão analisadas no estudo de caso.

Tabela 4.6.- Comparação de parâmetros para exemplo de 7.000 kW

Parâmetro	Tipo de ciclos		
	Rankine convencional	Rankine com regeneração	Ciclo combinado
Potência (kW)	6.918	6.929	7.048
Rendimento (%)	21	29	48
Consumo de vapor (kg/s/kW)	0,0012	0,0013	0,0004

Um ciclo que integra de forma ainda mais estreita o uso de dois fluídos de trabalho simultaneamente é o ciclo STIG, que é estudado na seção seguinte (4.4)

#### 4.4 CICLO COM INJEÇÃO DE VAPOR (STIG)

A Figura 4.11, retirada de Penning e de Lange (1996) apresenta o ciclo STIG (*Steam Injected Gas Turbine*) na qual, por simplificação, são mostradas apenas as partes que descrevem o ciclo, ou seja, não é mostrada a linha de combustível. O *lay-out* do ciclo é apresentado também de forma simplificada pela ausência de turbina a vapor, condensador e torre de resfriamento. Os gases da TG alimentam uma HRSG através da linha **d**. A HRSG produz vapor saturado para algum processo (linha **b**) e vapor superaquecido que é injetado na câmara de combustão (linha **a**). A água de alimentação entra na HRSG pela linha **c**. A qualidade dessa água deve ser apropriada para sua utilização na TG. A queima suplementar (queimador **e**) permite uma flexibilidade total do ciclo para diversas proporções entre as demanda elétrica e térmica requeridas.

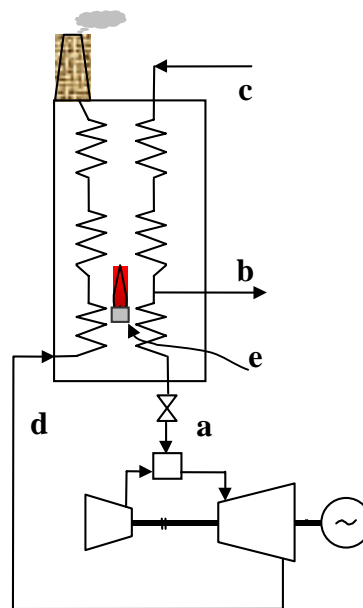


Figura 4.11.- Ciclo com injeção de vapor (STIG)

A Figura 4.12, retirada de Penning e de Lange (1996), explica a operação do ciclo nas

diferentes situações. A linha a-b representa a operação do ciclo convencional; com maior

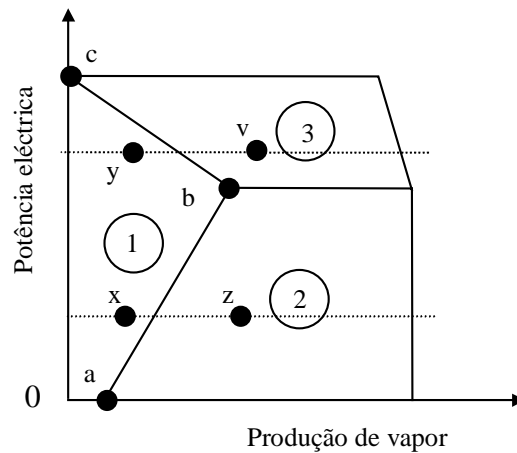


Figura 4.12.- Operação do ciclo com injeção de vapor

produção eléctrica o consumo de combustível na TG e a geração de gases são maiores, e por conseguinte a produção de vapor também é maior. Caso a demanda eléctrica seja maior do que a capacidade nominal da TG sem injeção de vapor, começa a ser injetado vapor superaquecido na câmara de combustão, aumentando a produção da TG e diminuindo a quantidade de vapor para o processo, segundo a linha b-c. A região 1 da Figura 4.12 mostra todos os possíveis pontos de operação do ciclo, com injeção de vapor e sem queima suplementar. A linha 0-a representa a quantidade de vapor que pode ser produzido com a turbina a gás sem carga, ou seja, tem relação com as perdas da turbina a gás

O ponto x indica uma situação em que não é necessário o vapor correspondente à linha a-b e sim uma quantidade menor, o que permite injetar vapor na TG, diminuindo o consumo de combustível. O ponto y representa um caso similar ao anterior. A região 2 indica pontos de operação sem injeção de vapor e nos quais é necessária a queima suplementar para atender demandas de vapor superiores às fornecidas pela linha a-b. A demanda de vapor do ponto z poderia ser suprida operando no ponto b com uma ligeira queima suplementar ou com a TG operando segundo a intersecção das linhas a-b e x-z e uma queima suplementar maior. O último caso é preferível, uma vez que a combustão adicional é utilizada diretamente na HRSG no lugar de forma indireta na TG, com sobra de energia eléctrica. Finalmente, a região 3 indica o uso simultâneo de queima suplementar e injeção de vapor. Cabe indicar que vantagens do ponto de vista de rendimento térmico do ciclo existem somente na região 1, sendo a

flexibilidade de operação a principal vantagem do ciclo. O ciclo combinado convencional obriga a desperdícios quando operando na parte inferior da região 1 (ponto x) e não consegue operar na parte superior assim como na região 3. É interessante observar que o queimador é posicionado de forma a acrescentar calor no evaporador e no economizador, e não no superaquecedor. Isto se dá devido ao propósito do ciclo de poder fornecer maiores quantidades de vapor saturado para o processo, quando necessário, mantendo a quantidade de vapor superaquecido limitada a um máximo, que é característica da TG.

Na aplicação que está sendo usada para comparar os ciclo, não é considerada a entrega de vapor a nenhum processo, porque o propósito do ciclo é apenas o fornecimento de energia elétrica. Se fosse prevista a operação da turbina segundo a linha a-b da Figura 4.12, implicitamente estaria sendo assumida a operação segundo um ciclo Brayton convencional, sendo suficiente escolher uma turbina a gás com a capacidade de 7.000 kW, que é a potência requerida no exemplo. Deve ser verificado qual é o tamanho de uma turbina a gás a qual, com a injeção do vapor que ela própria pode produzir com seus gases de escape, consiga a potência elétrica requerida. A modelagem destas turbinas foi feito na seção 3.3, e com essa modelagem criado o código computacional TGstig.ees, que inclui dados de oito turbinas comerciais cujos parâmetros de desempenho foram obtidos dos fabricantes indiretamente através do programa IPSEpro. O programa TGstig.ees permite simular a injeção de vapor nessas turbinas e tem a opção de variar o número de turbinas iguais operando em paralelo. Como o programa não considera que o número de turbinas deva ser um número inteiro é possível simular turbinas com capacidades próximas das que fazem parte do programa, utilizando os mesmos parâmetros.

Para fins de comparar com o exemplo em questão (7.000 kW) as turbinas modeladas ou têm capacidade insuficiente ou em excesso, o que num caso prático pode ser resolvido utilizando várias turbina a gás que somem a capacidade requerida, ou uma de maior capacidade operando com carga parcial, ou até com carga total vendendo a energia excedente. Inicialmente será visto o resultado de se utilizar uma turbina proporcional (como mencionado, utilizando um número de turbinas não inteiro, que pode ser considerado como um fator de proporcionalidade). A turbina escolhida foi o modelo Tornado, que tem uma capacidade nominal de 6.100 kW, a qual com um fator de proporcionalidade igual a 1,083 constitui uma turbina a gás com capacidade de 6.639 kW, com capacidade inferior à necessária. Neste caso o ciclo STIG permite aumentar a potência da turbina injetando vapor.

A Tabela 4.7 e as Figura 4.13 e 4.14 mostram o efeito de injetar vapor na potência produzida, no rendimento e no calor específico dos gases. O rendimento apresenta um

aumento devido ao fato da turbina a gás aumentar a potência com a injeção de vapor, utilizando a mesma quantidade de combustível. Da Tabela 4.6 e Figuras 4.13 e 4.14 pode-se concluir que a turbina escolhida fornece a potência requerida com uma eficiência de 34,67, maior que a eficiência das alternativas anteriores. Deve ser notado que esta eficiência é maior porque é considerado que o vapor é produzido com os gases da turbina a gás e não por uma fonte externa. A Tabela B2 do ANEXO B indica que em geral os gases das turbinas a gás permitem “autoproduzir” acima de 10% em massa da quantidade de gases de escape, pelo que normalmente não é necessário fazer a verificação.

Tabela 4.7.- Efeito da fração de vapor injetado ( $F_{\text{vapor}}$ ) no desempenho da turbina a gás.

$F_{\text{vapor}}$	Rendimento	Potência (kW)	Calor específico (kJ/kg.°C)
0,00	0,3285	6.639	1,2000
0,01	0,3303	6.674	1,2090
0,02	0,3320	6.710	1,2180
0,03	0,3338	6.747	1,2260
0,04	0,3356	6.783	1,2350
0,05	0,3375	6.820	1,2430
0,06	0,3393	6.857	1,2510
0,07	0,3411	6.894	1,2590
0,08	0,3430	6.931	1,2670
0,09	0,3448	6.969	1,2740
0,10	0,3467	7.007	1,2820
0,11	0,3486	7.045	1,2890
0,12	0,3505	7.083	1,2960
0,13	0,3524	7.121	1,3040
0,14	0,3543	7.159	1,3110
0,15	0,3562	7.198	1,3170

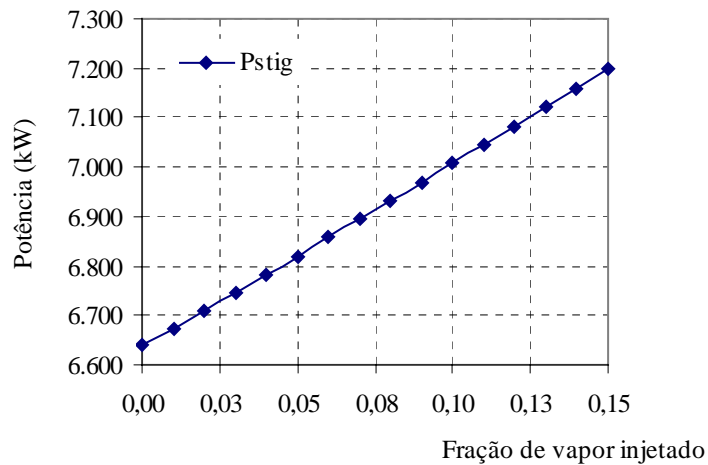


Figura 4.13.- Efeito da injeção de vapor na potência produzida

Esta alternativa foi concebida apenas para fornecer a demanda elétrica requerida de 7.000 kW, porém, caso a demanda experimente diminuições, haveria sobra de vapor que poderia ser utilizada em uma aplicação de cogeração, como será visto no estudo de caso. Outra possibilidade é selecionar uma turbina maior, vender o excedente elétrico e obter uma

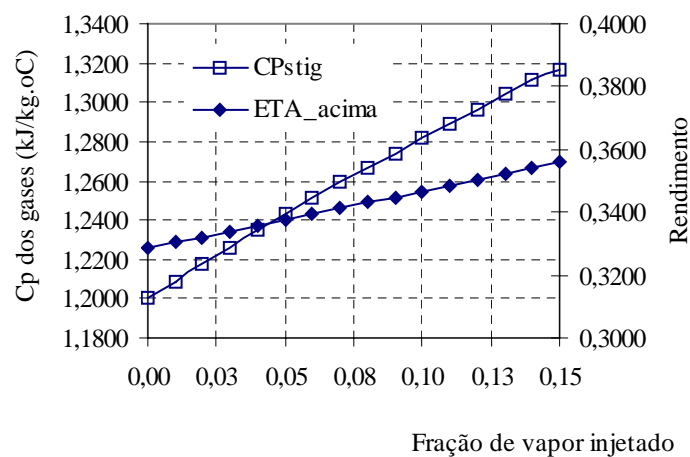


Figura 4.14.- Efeito da injeção de vapor no rendimento e calor específico

sobra de vapor.

Penning e de Lange (1996) indicam que num caso estudado, a eficiência da TG sem injeção é de 27% e que se todo o vapor produzido pelos gases de combustão (sem queima

suplementar) for injetado, a eficiência aumenta para 37% (valores coerentes com os encontrados no exemplo desta tese) e que a eficiência indicada refere-se apenas à eficiência da TG e não do ciclo, uma vez que a economia de combustível na TG é diminuída pelo consumo na queima suplementar da HRSG. No caso mostrado na Tabela 4.7 foi esclarecido que nesse caso a eficiência refere-se à “eficiência“ do ciclo por não haver queima suplementar.

## 5 ASPECTOS AMBIENTAIS, DE MODELAGEM, ECONÔMICOS E COMPUTACIONAIS

Neste capítulo são estudados assuntos que complementam os dois capítulos anteriores.

### 5.1 ASPECTOS AMBIENTAIS

Nesta seção é realizada uma estimativa simplificada das quantidades de CO<sub>2</sub> equivalente emitidas na queima dos combustíveis mais utilizados na atualidade (gás natural, álcool e óleo combustível), visando mostrar o potencial de redução de emissões e seu possível benefício econômico, através da venda de créditos de carbono.

#### 5.1.1 Cálculo simplificado do carbono equivalente.

Emissão de NO<sub>x</sub>

Cârdu e Baica (2003) indicam para o metano uma taxa de  $1,7 \cdot 10^{-7}$  kg<sub>NO<sub>x</sub></sub>/kJ (para o óleo combustível adotam o valor de  $2,8 \cdot 10^{-7}$  kg<sub>NO<sub>x</sub></sub>/kJ) e ao considerar um PCI de 50.000 kJ/kg para esse hidrocarboneto a proporção em massa de NO<sub>x</sub> em relação ao metano é calculada como  $1,7 \cdot 10^{-7} \cdot 50.000 = 0,0085$  kg<sub>NO<sub>x</sub></sub>/kg<sub>CH<sub>4</sub></sub>.

Carvalho e Lacava (2003) indicam para caldeiras valores de emissões na faixa de 2.270 kg/10<sup>6</sup>m<sup>3</sup> a 4.480 kg/10<sup>6</sup>m<sup>3</sup>. Considerando que o volume refere-se a Nm<sup>3</sup>, que a massa específica para o gás natural em condições normais é da ordem de 0,89 kg/m<sup>3</sup>, e que o PCI do gás natural é aproximadamente 47.675 kJ/kg, para o extremo superior da faixa a emissão de NO<sub>x</sub> é

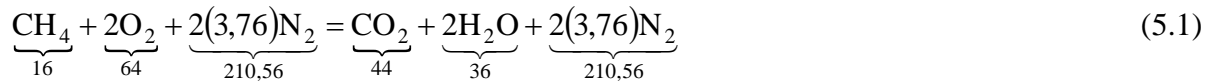
$$\frac{4.480 \text{ kg}_{\text{NO}_x}}{0,89 \cdot 10^6 \text{ kg}_{\text{gás}}} = 0,005 \frac{\text{kg}_{\text{NO}_x}}{\text{kg}_{\text{gás}}}$$

ou, em relação ao PCI,

$$\frac{0,005}{47.675} = 1,05 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}_{\text{NO}_x}}{\text{kJ}},$$

sendo possível verificar coerência suficiente entre os valores indicados pelos dois autores.

A queima estequiométrica do metano expressa pela equação (5.1), na qual os números inferiores são as massas de cada componente.



e considerando que Cârdu e Baica (2003) indicam a seguinte relação para o cálculo do CO<sub>2</sub> equivalente, por unidade de massa de combustível:

$$(\text{CO}_2)_e = \text{CO}_2 + 700\text{SO}_2 + 1000\text{NO}_x \quad (5.2)$$

uma tonelada de CH<sub>4</sub> geraria 44/16=2,75 toneladas de CO<sub>2</sub> (equação 5.1). Substituindo os valores e considerando a inexistência de enxofre, a emissão para uma tonelada de metano é de 2,75 toneladas de CO<sub>2</sub> (equação (5.1)) e 1000·0,0085=8,5 toneladas de CO<sub>2</sub> correspondentes ao nitrogênio, primeiro parágrafo da seção 5.1.1, (equação (5.2)) totalizando 11,25 toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente por tonelada de metano, valor que será utilizado neste trabalho, considerando que o combustível utilizado é gás natural, formado na sua maior parte por metano.

Como ilustração segue uma estimativa do carbono gerado por uma central termelétrica de 65 MW queimando gás natural operando com uma eficiência de 30%. O consumo de gás é

$$65.000 \text{ kW}/0,3=216.670 \text{ kW}$$

e considerando-se um PCI para o gás natural de 47.675 kJ/kg, obtém-se um consumo de

$$216.670/47.675=4,54 \text{ kg/s}$$

Também pode ser estimado que o combustível queimado por MWh é

$$1/0,3=3,33 \text{ MWh de combustível}$$

e o cálculo em massa segue como

$$3,33 \cdot 1000 \cdot 3.600/47.675=251,45 \text{ kg de gás por MWh (1 MWh=1000} \cdot 3600 \text{ kJ).}$$

Calculando o carbono equivalente com o fator 11,25 é obtido que a produção de um MWh emitirá

$251,45 \cdot 11,25 = 2828,81$  kg de carbono equivalente.

Caso a eficiência do ciclo fosse 45% no lugar de 30% a emissão seria de 1885,87 kg de carbono por cada MWh. Este exemplo serve também para ilustrar o benefício que poderia ser obtido apenas pelos créditos de carbono, ao modificar uma instalação existente de 30% de rendimento por outra de 45%. A diferença de carbono equivalente emitido anualmente (8.760 horas) é

$$65 \cdot 8760 \cdot (2828,81 - 1885,87) / 1000 = 536.910 \text{ t/ano}$$

que cotado a US\$ 5/t significa um valor de  $536.910 \cdot 5 = 2.684.550$  US\$/ano, sendo que este crédito poderia ser vendido a um dos países do Anexo I do Protocolo de Kyoto.

### 5.1.2 Emissões de diferentes combustíveis

Utilizando a equação (5.2), com as quantidades de gases calculadas com os dados da Tabela 5.1 são determinados os valores mostrados na Tabela 5.2.

Tabela 5.1.- Emissões de diferentes combustíveis<sup>1</sup>.

Combustível	Fórmula	PCI (kJ/kg)	CO <sub>2</sub> e SO <sub>2</sub> nos gases da Combustão estequiométrica <sup>2</sup>
Metano	CH <sub>4</sub>	50.010	CO <sub>2</sub>
Gasolina	C <sub>7</sub> H <sub>17</sub>	44.886	7·CO <sub>2</sub>
Óleo Diesel	C <sub>14,4</sub> H <sub>24,9</sub>	43.308	14,4·CO <sub>2</sub>
Metanol	CH <sub>3</sub> OH	21.093	CO <sub>2</sub>
Etanol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	27.731	2·CO <sub>2</sub>
Óleo combustível 2A	C <sub>7,3612</sub> H <sub>9,881</sub> N <sub>0,0437</sub> S <sub>0,035</sub>	39.292	7,3612·CO <sub>2</sub> +0,035·SO <sub>2</sub>

(1) Para óleo combustível informações obtidas em Carvalho e Gotaç (1993), outros em Van Wylen *et al.* (1997). (2) São indicados os componentes utilizados no cálculo do carbono equivalente

No caso de existir uma indústria que esteja produzindo energia elétrica ou mecânica com uma turbina a gás sem aproveitamento dos gases de escape para produzir vapor, haveria um consumo de combustível na caldeira convencional. O simples acréscimo de uma HRSG significaria uma economia de combustível e também um potencial de venda de créditos de carbono. Uma caldeira convencional tem uma produtividade na faixa de 10 a 17 kg de vapor por kg de combustível.

Tabela 5.2.- Carbono equivalente para diferentes combustíveis<sup>1</sup>

Combustível	kgCO <sub>2</sub> /kg <sub>comb</sub>	kgNO <sub>x</sub> /kg <sub>comb</sub>	kgSO <sub>2</sub> /kg <sub>comb</sub>	kgCO <sub>2equivalente</sub> /kg <sub>comb</sub> (2)	Tonelada equivalente de CO <sub>2e</sub> /kJ
Metano	2,75	0,00855	0	11,30	0,000226
Gasolina	3,049	0,0076	0,00240 <sup>3</sup>	12,329	0,000274
Óleo Diesel	3,20	0,0074	0,00499 <sup>4</sup>	14,09	0,000325
Metanol	1,37	0,00358	0	4,95	0,000235
Etanol	1,61	0,0047	0	6.31	0,000227
Óleo combustível 2A	3,2406	0,0110	0,0224	29,92	0,000761

(1) Para óleo combustível informações obtidas em Carvalho e Gotaç (1993), outros em Van Wylen *et al.* (1997). (2) Para metano e óleo combustível foram utilizadas as informações indicadas por Cârdú e Baica (2003), para outros foi utilizado o valor correspondente ao metano, por falta de outras informações.(3) Foi utilizado um teor de enxofre de 0,12% em peso (Portaria ANP 0309 de 27/12/2001). (4) Foi utilizado um teor de enxofre de 0,25% em peso (Portaria ANP 0310 de 27/12/2001)

Por exemplo uma caldeira que produz 10 t/h (2,8 kg/s) de vapor, com a produtividade de  $10 \cdot t_{\text{vapor}}/t_{\text{comb}}$ , consumiria por ano  $10 \cdot 8760/10=8.760 \cdot t_{\text{comb}}/\text{ano}$  e no caso de estar utilizando óleo combustível, segundo a Tabela 5.2, a produção de CO<sub>2equivalente</sub> seria  $8.760 \cdot 29,92=262.099 \text{ t/ano}$  de CO<sub>2</sub> equivalente que cotado a US\$ 5 por tonelada poderia gerar um ganho de US\$ 1.310.496, acima da economia do combustível. O custo do óleo pode ser estimado em 0,014 US\$/kWh (BALESTIERI, 2002) e com o PCI da Tabela 5.1 calcula-se o custo de 0,153 US\$/kg, e o custo anual antes da cogeração seria

$$8760 \cdot 1000 \cdot 0,153=1.340.280 \text{ US\$/ano.}$$

Neste caso haveria uma possibilidade de dobrar os benefícios econômicos e pode-se concluir que nos projetos deve ser considerada a possibilidade de venda dos créditos de carbono para tornar o projeto mais atrativo.

Estas considerações econômicas não desvalorizam os esforços realizados simplesmente para amenizar os danos ao meio ambiente, pelo contrário, tem o propósito de diminuir barreiras, tornando os custos necessários menos impactantes, ou até fornecer um lucro adicional (segundo Cardoso (2004), “...reformar o homem é quase impossível, mas não o é mudar os incentivos aos quais ele responde”).

## 5.2 MODELAGEM COM CARGA PARCIAL

Nesta seção são mostrados alguns casos de equipamentos operando com carga parcial e o desvio encontrado nos resultados de desempenho obtidos através de formulações simplificadas, em relação aos obtidos com formulações mais detalhadas. Dessa forma, o objetivo desta seção é justificar o uso de modelos próximos da realidade, e para os quais faz-se necessário o uso de códigos computacionais.

### 5.2.1 Caldeiras de recuperação (HRSG)

Será analisado o comportamento de uma HRSG simples (um nível de pressão, sem superaquecimento) sendo possível estender as conclusões encontradas para casos mais complexos. Na Figura 5.1 é mostrado o diagrama energético simplificado de uma HRSG.

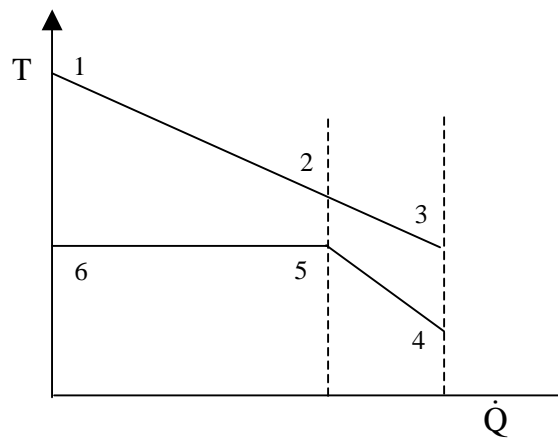


Figura 5.1.- Caldeira de recuperação – Diagrama energético

Nas condições nominais é utilizado o sub-índice 0, mantendo-se a nomenclatura utilizada nas seções anteriores. Um caso possível de acontecer é uma variação na vazão dos gases que entram na caldeira, o que tem por conseqüência uma variação na quantidade de vapor produzido, que por sua vez altera o coeficiente global de transferência de calor  $U$  e também as LMTD. A forma mais simples de se estimar o desempenho (neste caso a produção de vapor) quando varia a vazão dos gases é utilizar uma simples proporção, como mostrado na equação (5.3)

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{60} \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} \quad (5.3)$$

sendo possível demonstrar que a equação (5.3) é equivalente a manter o  $DP_0$  constante; esta simplificação deve conduzir à obtenção de vazões de vapor menores do que a real, porque ao se manter constante a temperatura  $T_2$  quando da diminuição da vazão dos gases (o que significa aumentar a inclinação da linha 1 – 3), o ponto 5 É forçado a se deslocar para a esquerda, diminuindo a quantidade de calor transferido. Quando o DP não é aceito como constante, este poderá diminuir, e com isso o deslocamento é menor.

Outra simplificação que pode ser feita independentemente da anterior é assumir que os coeficientes globais  $U$  permanecem iguais aos da condição nominal, desprezando o fato de que os números de Reynolds e Nusselt experimentam variações. A consequência dessa simplificação deve ser a obtenção de uma vazão de vapor maior do que a real.

Finalmente, o modelo que considera variação de  $U$  e de  $DP$  é o que mais se aproxima da realidade, e nas comparações que seguem é considerado como referência. Os valores simulados estão indicados na Tabela 5.3 e foram obtidos utilizando o programa BoilerFinal.ees, criado com o *software* EES, especialmente para a elaboração desta tese. Não foi possível realizar uma validação experimental nem comparativa com outros programas comerciais por falta de recursos. O comentário é válido para os outros programas criados especialmente para esta tese. Na falta desses recursos foram realizadas uma série de simulações verificando que os resultados eram coerentes com os encontrados na literatura.

Tabela 5.3.- Comparação de modelos para caldeira

$\dot{m}_{\text{gases}}$ (kg/s)	U constante			DP constante		Caso real	
	$\dot{m}_{\text{vapor}}$ (kg/s)	DP (°C)	desvio	$\dot{m}_{\text{vapor}}$ (kg/s)	desvio	$\dot{m}_{\text{vapor}}$ (kg/s)	DP (°C)
10	1,67	4,17	0,0391	1,56	-0,0335	1,61	14,97
11	1,83	5,63	0,0392	1,71	-0,0285	1,76	16,23
12	1,98	7,63	0,0366	1,87	-0,0244	1,91	17,46
13	2,13	9,88	0,0329	2,02	-0,0199	2,06	18,65
14	2,28	12,35	0,0276	2,18	-0,0160	2,21	19,80
15	2,41	15,09	0,0216	2,33	-0,0118	2,36	20,93
16	2,55	17,96	0,0151	2,49	-0,0077	2,51	22,01
17	2,68	21,00	0,0079	2,65	-0,0036	2,66	23,05
18	2,80	24,06	0,0000	2,80	0,0000	2,80	24,06
19	2,93	26,06	-0,0037	2,96	0,0039	2,95	25,05

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram os resultados da Tabela 5.3.

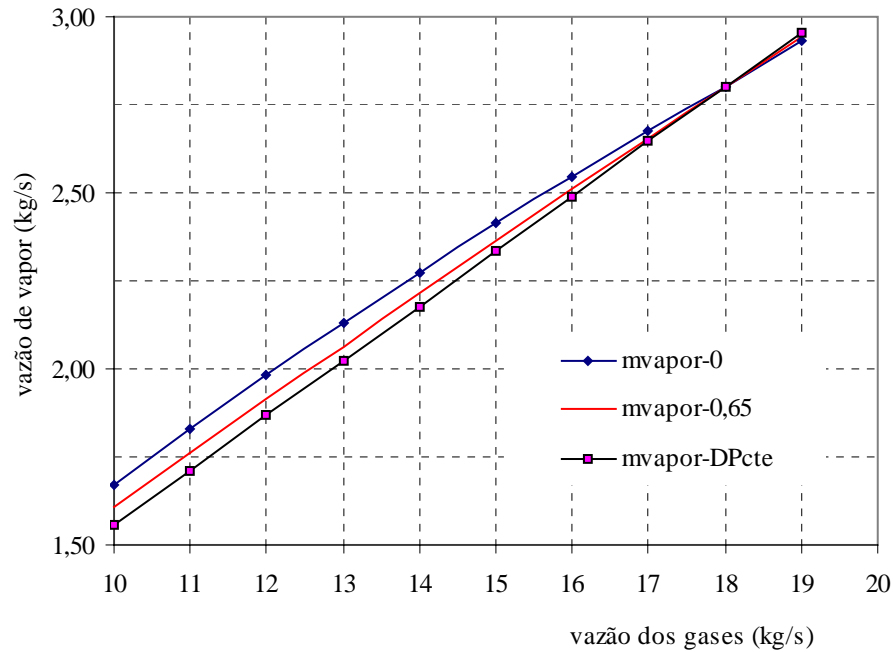


Figura 5.2.- Vazão de vapor em função do modelo escolhido

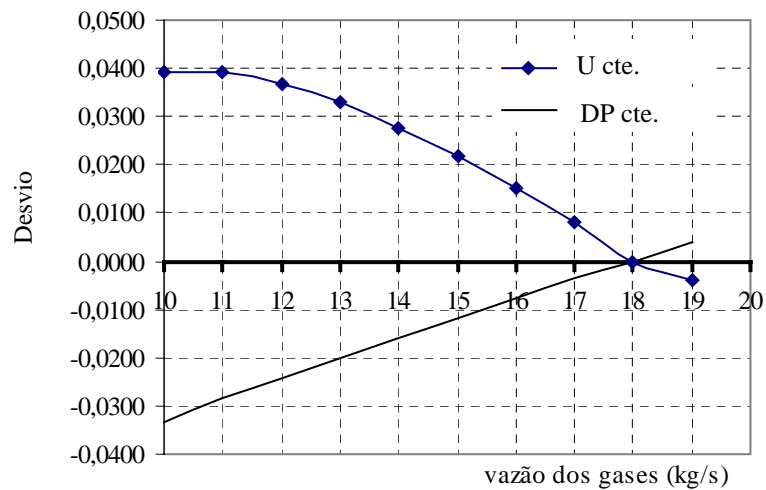


Figura 5.3.- Desvio dos modelos simplificados

Na Figura 5.2 a nomenclatura mvapor-0 indica o modelo no qual foi assumido que o coeficiente de transferência de calor permanece constante, fazendo alusão à equação 3.32 aqui repetida como equação 5.4

$$(U \cdot A) = (U \cdot A)_0 \left( \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{1_0}} \right)^{0,65} \quad (5.4)$$

na qual, ao se alterar o expoente 0,65 por 0 caracteriza-se a consideração de U constante. A nomenclatura mvapor-0,65 representa a situação na qual é considerada a variação de U e do DP, condição considerada como referência, e mvapor-DPcte corresponde ao caso de considerar o DP constante ou de proporcionalidade de vazões. O desvio é calculado como a diferença entre o modelo adotado e o modelo referência dividida pelo valor do modelo referência. A Tabela 5.3 e as Figuras 5.2 e 5.3 confirmam o indicado anteriormente, ou seja, que o modelo de U constante fornece valores maiores dos que a referência ao passo que o modelo de DP constante fornece valores menores que a referência. A modelagem de HRSG's nesta tese considera o modelo mais detalhado. Pode ser verificado que os desvios são maiores à medida que a carga se afasta da nominal, chegando no fundo da faixa considerada à ordem de 3%. Os valores utilizados neste exemplo correspondem a uma temperatura inicial dos gases de 459 °C e uma vazão nominal de 18 kg/s, e para o vapor é considerada a pressão de 0,8 MPa e temperatura da água de alimentação de 100 °C. O DP nominal é 20 °C.

### 5.2.2 Turbinas a vapor (TV)

As turbinas a vapor operando fora do ponto do projeto apresentam uma variação do rendimento em função da carga. Habitualmente, em estudos preliminares é utilizado um rendimento isentrópico da turbina a vapor igual a 0,85, constante para qualquer carga.

A Tabela 5.4 (é a Tabela 3.3 repetida por facilidade) mostra os resultados de um teste com uma turbina a vapor real, teste detalhado na seção 3.4. A vazão de vapor para 15.000 kW é aproximadamente de 28,57 kg/s, com um rendimento de 75%, ao utilizar um salto entálpico de 700 kJ/kg de vapor. Para fins de melhor visualizar o efeito da variação do rendimento será calculado o consumo anual de vapor para várias potências fornecidas pela turbina a vapor, de forma contínua (Tabela 5.5). O cálculo é realizado para 8.760 horas por ano, para o rendimento igual a 0,76, que corresponde à condição ótima, e para o rendimento real

encontrado no teste.

Para o cálculo é utilizada a equação (5.5):

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\text{Potência(kW)}}{\eta_{\text{isen}} \cdot \Delta h} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{3600 \cdot 8760}{1000} \cdot \frac{\text{t}}{\text{ano}} \quad (5.5)$$

Tabela 5.4.- Efeito da carga no rendimento

carga (fração)	Potência (kW)	Rendimento (%)
1/4	3800	60,15
1/2	7500	70,75
3/4	11275	74,90
ótima	13860	76,00
1	15000	75,00
sobrecarga	16250	74,20

Tabela 5.5.- Consumo de vapor segundo o rendimento da turbina.

Carga (fração)	Rendimento real	Consumo de vapor segundo o rendimento considerado (t/ano)		
		ótima	Real	Diferença
1/4	0,6015	225.257	284.614	59.357
1/2	0,7075	444.586	477.577	32.991
3/4	0,7490	668.362	678.177	9.816
ótima	0,7600	821.596	821.596	0
1	0,7500	889.173	901.029	11.856
Sobrecarga	0,7420	963.271	986.638	23.368

A Tabela 5.6 mostra a diferença entre considerar o rendimento na condição ótima para todos os casos e o real, em dólares por ano.

Os resultados obtidos indicam que é necessário considerar a variação do rendimento com a carga, especialmente se a potência da turbina a vapor for elevada e o rendimento da caldeira for baixo. Em ciclos mais complexos e com a participação de um número maior de equipamentos, a influência dos vários rendimentos pode ser maior, ou, eventualmente, compensar um com outro, o que deve ser verificado e não suposto *a priori*. Os custos dos combustíveis também influem nesta consideração.

Tabela 5.6.- Custo do combustível com rendimento da caldeira =0,85 (valores em US\$/ano)<sup>1</sup>

carga (fração)	Rendimento da turbina a vapor		
	ótima	Real	Diferença
1/4	290.317	366.817	76.501
1/2	572.993	615.512	42.519
3/4	861.400	874.051	12.651
ótima	1.058.892	1.058.892	0
1	1.145.987	1.161.267	15.280
Sobrecarga	1.241.486	1.271.603	30.117

(1) Gás Natural,  $1,57 \cdot 10^{-6}$  US\$/kJ

### 5.2.3 Turbinas a gás (TG)

Como explicado em detalhe nas seções 3.2 e 3.3 e no APÊNDICE A, a modelagem destas turbinas é o mais próximo da realidade uma vez que foram utilizados parâmetros disponíveis no código computacional IPSEpro, os quais foram fornecidos pelos fabricantes.

A modelagem considera a influência da temperatura e pressão ambiente e perdas de carga na sucção e descarga da turbina, e foi realizada utilizando o código computacional EES, com o qual foi criado o programa TGStig.ees e Tgas.ees, sendo o primeiro um modelo para uma turbina a gás isolada, flexível a ponto de permitir que seja simulada com ou sem injeção de vapor, com carga nominal ou parcial e para diferentes condições atmosféricas e de perdas de pressão. O segundo programa acopla uma HRSG e uma turbina a vapor, constituindo um ciclo combinado.

## 5.3 ASPECTOS ECONÔMICOS

Os aspectos econômicos considerados nesta tese são divididos em duas categorias, a primeira relacionada com a estrutura dos custos, a segunda relacionada com os custos do investimento e operacionais. Esta última categoria por sua vez é dividida segundo as fontes de onde foram obtidas as informações. Para uma estimativa básica são considerados os custos do investimento, de operação e manutenção e combustíveis.

### 5.3.1 Composição dos custos

Em geral, custo total anual para uma determinada alternativa 1 de algum projeto genérico é calculado com a equação (5.6):

$$S_1 = f \cdot K_1 + CC_{\text{comb1}} + CM_1 \quad (5.6)$$

A partir do custo do investimento  $K_1$  é calculada a incidência anual deste de forma que permita adicioná-lo a outros custos anuais. Uma maneira de estimar este custo anual pode ser pela vida útil da instalação, tendo assim um custo anual. Outra maneira, que será a utilizada, consiste no método de tempo de retorno, no qual é utilizado um fator de anuidade  $f$ , segundo a expressão (5.7):

$$f = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (5.7)$$

em que  $n$  é o número de anos e  $i$  a taxa de juros anuais. A fórmula é decrescente com  $n$ , o que possibilita o retorno do investimento. O custo do investimento ou capital  $K$  é calculado cada ano com o fator  $f$  correspondente.

Os custos de combustível anuais ( $CC_{\text{comb1}}$ ) representam os custos dos combustíveis propriamente ditos, e eventualmente outros custos de consumo, como água e energia elétrica. Em geral, são custos variáveis que dependem da energia produzida pela instalação. Os custos anuais de manutenção ( $CM_1$ ) incluem os custos de materiais e mão de obra, incluindo o custo dos operadores da instalação e são considerados custos fixos, embora uma parcela dependa da quantidade de energia produzida.

A equação (5.6) pode assumir diversas formas, dependendo do cenário econômico, das demandas térmica/elétrica e das capacidades de produção da instalação. Na Tabela 5.7 são mostrados alguns cenários possíveis de serem considerados na implantação de uma instalação geradora de energia, dos quais os mais plausíveis de acontecer são os cenários 1, 2 e 3, considerados a seguir no equacionamento dos cálculos de custos.

Os custos do investimento ( $K$ ) são estimados a partir da estimativa dos custos dos equipamentos principais como turbinas, caldeiras, sistemas de resfriamento, acima dos quais é aplicado um fator para incluir custos de equipamentos auxiliares (tubulações,

instrumentação), engenharia e montagem e construções.

No custo do combustível  $CC_1$  devem ser consideradas as demandas elétrica ( $E_r$ ) e térmica ( $E_v$ ) da própria instalação, a energia elétrica ( $E_p$ ) e térmica ( $E_{pv}$ ) produzidas pelo sistema de geração, e, quando aplicável, o excedente vendido.

Tabela 5.7.- Cenários de cogeração

		Energia elétrica			
		Sem excedente	Com excedente		
			Sem venda	Com venda	
Energia térmica	Sem excedente	1	2	3	
	Com excedente	Sem venda	4	5	6
		Com venda	7	8	9

,

### 5.3.1.1 Caso 1 ( $E_p < E_r$ e $E_{pv} < E_v$ )

$$\text{Energia elétrica comprada} = E_r \cdot 8760 - E_p \cdot H \quad (5.7)$$

em que H é o número de horas de operação por ano da instalação de cogeração.

Custo energia elétrica (CEE):

$$CEE = (E_r \cdot 8760 - E_p \cdot H) \cdot P_{el} + E_p \cdot H \cdot P_{gel} \quad (5.8)$$

sendo  $P_{el}$  a tarifa elétrica cobrada pela concessionária e  $P_{gel}$  o custo da energia elétrica produzida pela instalação de cogeração. A equação (5.8) pode ser escrita como

$$CEE = E_r \cdot 8760 \cdot P_{el} + E_p \cdot H \cdot (P_{gel} - P_{el}) \quad (5.9)$$

mostrando que a geração própria somente é interessante se  $P_{gel} < P_{el}$ , situação a partir da qual é justificado levantar outros custos, tais como investimentos. O comentário é válido também para o caso 2.

Energia térmica comprada (ETC):

$$ETC = E_v \cdot 8760 - E_{pv} \cdot H \quad (5.10)$$

Custo energia térmica (CET):

$$CET = E_v \cdot 8760 \cdot P_v + E_{pv} \cdot H \cdot (P_{gv} - P_v) \quad (5.11)$$

em que  $P_v$  é o custo da energia térmica comprada e  $P_{gv}$  o custo da energia térmica produzida pela instalação de cogeração,

A energia térmica comprada pode ser interpretada de duas maneiras: como energia térmica adquirida de terceiros (por exemplo num parque ou condomínio industrial) ou como energia térmica produzida de forma convencional, por exemplo, por uma caldeira que complementa a produção do sistema de cogeração. Para os casos seguintes pode ser aplicada formulação análoga.

#### 5.3.1.2 Caso 2 ( $E_p > E_r$ e $E_{pv} < E_v$ , sem venda de excedente)

$$CEE = (8760 - H) \cdot E_r \cdot P_{el} + E_r \cdot H \cdot P_{gel} \quad (5.12)$$

ou

$$CEE = E_r \cdot [8760 \cdot P_{el} + H \cdot (P_{gel} - P_{el})] \quad (5.13)$$

Neste caso, por se trabalhar com carga parcial, o que influi negativamente no rendimento do ciclo,  $P_{gel}$  poderia ser maior do que quando o excedente é vendido, situação em que se trabalha com plena carga.

#### 5.3.1.3 Caso 3 ( $E_p > E_r$ e $E_{pv} < E_v$ , com venda de excedente)

$$CEE=(8760-H)\cdot E_r\cdot P_{el}+E_r\cdot H\cdot P_{gel}-(E_p E_r)\cdot H\cdot (P_{vel}-P_{gel}) \quad (5.14)$$

$$CEE=8760\cdot E_r\cdot P_{el}+E_r\cdot H\cdot (P_{gel}-P_{el})-(E_p E_r)\cdot H\cdot (P_{vel}-P_{gel}) \quad (5.15)$$

Nas equações acima  $P_{vel}$  é preço da energia elétrica pago pela concessionária.

Das equações (5.14) e (5.15) depreende-se que a produção de excedente somente é conveniente quando  $P_{vel}>P_{gel}$ , existindo a remota possibilidade de não ser isto uma condição necessária no caso que  $P_{gel}$  seja suficientemente menor que  $P_{el}$ .

A equação (5.6) assume a seguinte forma:

$$S_1=f\cdot K_1+(CEE+CET)_1+CM_1 \quad (5.16)$$

No caso de novos projetos, para comparar alternativas, pode-se aplicar a diferença de custos de duas alternativas, fixando uma como referência, da seguinte forma:

$$S_1-S_2=f\cdot (K_1-K_2)+[(CEE+CET)_1-(CEE+CET)_2]+(CM_1-CM_2) \quad (5.17)$$

No caso de instalações existentes a referência pode ser o custo da planta existente, eventualmente sem considerar o valor do investimento, caso no qual a equação (5.17) assume a forma  $S=f\cdot K+[(CEE+CET)_1-(CEE+CET)_2]+(CM_1-CM_2)$  e ao considerar como economia a diferença  $(CEE+CET)_1-(CEE+CET)_2+(CM_1-CM_2)$  valor negativo, pode-se escrever que o custo anual da alternativa em relação à instalação existente é:

$$S=f\cdot K-\text{economia anual} \quad (5.18)$$

Para se verificar a atratividade do investimento, poderia ser aplicado o método do retorno, fixando por exemplo que para juros de 12% ao ano é desejado um retorno em seis anos. Como já foi discutido, é comparada a economia conseguida por ano com o custo do capital, sendo que ao se zerar a diferença entre os dois admite-se que o capital investido foi recuperado, ou seja:

economia anual-  $f K >0$  e calculando  $f$  para os valores indicados

$$\frac{\text{economia}}{K} \geq f \geq 0,2432 \quad (5.19)$$

Outros valores orientativos são calculados a seguir, utilizando a equação (5.19):

15%, 6 anos: 0,2642

15%, 8 anos: 0,22 e

18%, 6 anos: 0,2859.

Dos valores acima verifica-se que a economia deve ser aproximadamente 25% do valor do investimento, o que não é uma condição fácil de se conseguir, a não ser que sejam admitidos maiores prazos de retorno.

### 5.3.2 Cálculo dos custos de investimento e operacionais.

#### 5.3.2.1 Custos de manutenção e operação.

Devido ao fato de que os custos de mão de obra relativos a manutenção dos equipamentos envolvidos, numa planta de médio a grande porte, provavelmente têm pouca dependência do fato da turbina ser a vapor ou a gás, ou a caldeira ser convencional ou de recuperação, e por não terem sido encontradas informações sobre consumo de sobressalentes para cada equipamento, os custos de manutenção serão considerados iguais para diversas instalações do mesmo tamanho e, portanto, normalmente não serão considerados nas comparações realizadas nesta tese.

Como referência é possível indicar valores adotados em estimativas preliminares, valores que variam entre 4 a 7% por ano do capital investido, o primeiro para indústrias químicas e o segundo para equipamentos sujeitos a corrosão elevada e com bastante instrumentação (PERRY, 1973). Balestieri (2002) cita valores para custos fixos e variáveis, sendo 2 US\$/kW<sub>a</sub> e 2 US\$/MWh respectivamente para ciclo Rankine a gás natural: 1 e 1 para ciclo Brayton a gás natural e 5 e 2 para ciclos combinados a gás natural. Hu (1986) indica num exemplo para um sistema de cogeração hospitalar um valor de 0,008 US\$/kWh, que corresponde a um valor de 8 US\$/MWh. Este último valor é bastante coerente com os valores indicados por Perry (1973). Pode ser feito um cálculo para térmicas custando entre 0,5

a 0,8 US\$/MWh operando 8000 horas por ano com os percentuais de manutenção de 4 a 7%, encontrando-se um valor máximo de 7 US\$/MWh e um valor mínimo de 2,5 US\$/MWh, valores que estão na faixa indicada pelos autores acima.

Kehlhofer (1991) indica que os custos de operação e administrativos são da ordem de 5 a 10% do custo do combustível.

Morse (1942) indica valores de vida útil para diversos equipamentos, sendo os mais importantes para fins de cogeração: caldeiras, 20 anos; condensadores, 20; turbinas a vapor, 20; bombas e chaminés, 15 a 20 anos, valores que necessariamente devem ser maiores que o prazo de retorno, para justificar a instalação de uma unidade de cogeração.

As informações coletadas não permitem garantir custos operacionais e de manutenção confiáveis, e muito menos diferenças destes custos entre tipo de equipamentos, motivo pelo qual, quando aplicável, **o total anual destes custos será considerado igual a 10% do custo do investimento.**

### 5.3.2.2 Custos dos combustíveis.

Como os custos dos combustíveis dependem diretamente da energia produzida, do sistema de geração concebido e da eficiência dos mesmos, estes custos são considerados de forma separada. Os insumos considerados são gás natural (GN), energia elétrica e água tratada. A quantidade de insumo é calculada considerando o PCI, o rendimento do ciclo, a capacidade instalada e as horas de operação anuais (H).

$$C_{GN} = \frac{\text{potência instalada (kW)}}{\text{rendimento do ciclo}} \times \text{custo por kWh do GN} \times \text{horas anuais de operação}$$

O custo por kWh do combustível é calculado a partir do PCI do mesmo.

O custo da energia elétrica utilizada é o custo da concessionária quando comprada ( $P_{el}$ ) e da energia elétrica gerada ( $P_{gel}$ ) quando gerada internamente. Um terceiro valor para esta energia existe quando existe venda de excedentes para a concessionária ( $P_{vel}$ ). Para a energia térmica podem ser considerados  $P_v$ ,  $P_{gv}$  e  $P_{vv}$ , com significados similares aos anteriores, na mesma ordem. Na prática, os valores ou tarifas elétricas têm-se mostrado bastante variáveis, motivo pelo qual nos estudos de caso serão utilizados cenários com várias tarifas.

Existe uma série de informações sobre o custo do gás natural e nesta tese serão consideradas duas possibilidades: **1,565 US\$ por milhão de kJ**, segundo informação obtida

da LUBNOR (Lubrificantes do Nordeste, localizada em Fortaleza, CE, empresa do grupo Petrobrás) e 2,2 US\$ por milhão de kJ, valor de comercialização informado nos meios de comunicação. Por serem os estudos de caso relacionados com a PETROBRÁS, será utilizado o valor informado pela LUBNOR.

### 5.3.2.3 Custo dos investimentos.

O custo total do investimento nos estudos preliminares pode ser estimado a partir dos custos dos equipamentos principais, fazendo-se então necessário que os custos desses equipamentos principais sejam os mais precisos possíveis, sendo a rigor necessário que sejam obtidos por consulta a fabricantes, de preferência nacionais. A forma de estimar custos de equipamentos auxiliares, montagem, obra civil, dentre outros, é mostrada de forma clara pelas referências correspondentes. Um inconveniente verificado é que nem sempre são indicados quais são os equipamentos principais, exceto quando a informação é dada de forma itemizada. Algumas informações são indicadas a seguir.

Utilizando o *software* Thermoflow foram encontrados os custos indicados na Tabela 5.8, para uma instalação de ciclo combinado com capacidade de 3380 kW na turbina a gás e 1302 kW na turbina a vapor, com geração de vapor em dois níveis de pressão (3 e 0,35 MPa). Os valores absolutos da Tabela 5.8 podem estar desatualizados, sendo útil a informação relativa ao percentual do custo dos diversos itens em relação ao custo dos equipamentos principais.

Tabela 5.8.- Composição de custos segundo o software Thermoflow.

Item	Custo (US\$)	Percentual dos equipamentos principais
Equipamentos principais (turbina a gás, turbina a vapor, HRSG, condensador e compressor de gás)	3.671.000	Valor calculado a partir dos dados da coluna e esquerda.
Outros equipamentos	498.150	13,6
Serviços de obra civil	162.700	4,4
Montagem Mecânica	391.900	10,7
Montagem elétrica	64.350	1,8
Construções e estruturas	59.450	1,6

Engenharia e Start-up	747.200	20,3
Total	5.595000	52,4

Balestieri (2002) informa um porcentual de sobre-custo do projeto de 50% do equipamento principal segundo a seguinte itemização:

- contingências: 20%
- engenharia: 15%
- outros: 15%

Outro valor encontrado<sup>10</sup>, indica que o fator é, para turbinas, HRSG e auxiliares, da ordem de 156%, e sem turbinas a gás, da ordem de 196%. Por sua vez, uma empresa de software especializado<sup>11</sup> mostra um exemplo de cogeração no qual o fator do custo do projeto em relação ao custo da TG mais a HRSG é de aproximadamente 2,14.

Outra maneira comum de estimar o valor do investimento é através do conhecimento de custos de projetos anteriores, utilizando então um custo específico para novas estimativas, muitos desses valores divulgados pelos meios de comunicação na ocasião de noticiar novos empreendimentos. Um caso bastante ilustrativo é o indicado por Schüffner (2003), que mostra que o custo de uma hidrelétrica é de 950 US\$/kW, de uma térmica simples 450 US\$/kW e de um ciclo combinado 750 US\$/kW (na reportagem aparece esse custo como se fosse por MW).

Lora e Nascimento (2004) informam valores específicos segundo a Tabela 5.9.

Tabela 5.9.- Custos de investimento de CTEs

Ciclo	Especificação	Faixa de Potência (MW)	Combustível	Investimento (US\$/kW)
Turbina a gás	Aeroderivativa Industrial	20 – 30	Diesel	650
			Gás natural	650
		50 – 80	Diesel	500
			Gás natural	500
		100 – 150	Diesel	400
			Gás natural	400
Turbina a vapor			Óleo	900
			Lenha	1.300

<sup>10</sup> Krona-Consultoria e Projetos Ltda. (<http://www.gasbrasil.com.br/atualidades/boletins/17/index.asp>, 15/01/2003, e-mail [mirko@uems.br](mailto:mirko@uems.br))

<sup>11</sup> site [www.soapp.com](http://www.soapp.com)

			Carvão	1.000
Ciclo Combinado (1)	Médio porte	120 – 240	Diesel	880
			Gás natural	880
	Grande porte	300 - 450	Diesel	815
			Gás natural	815
Gerador Diesel	Rápido (900 rpm)	0,4 – 4	Diesel	750
	Lento (450 rpm)	3,6 - 14	Diesel	900
			Óleo combustível	950

Fonte: Lora e Nascimento (2004). (1) O custo da turbina a vapor foi estimado em 1.650 US\$/kW

Outras estimativas de custos específicos são indicadas por Kehlhofer (1991) indicando os seguintes valores para ciclos combinados:

capacidade acima de 300 MW: 400 – 500 US\$/kW

capacidade próxima de 100 MW: 550 – 650 US\$/kW

capacidade próxima de 50 MW: 700 – 800 US\$/kW

Na aplicação de percentuais relativos ao custo dos equipamentos principais, caso estes custos não sejam conseguidos dos fabricantes, podem ser obtidos para as turbinas a gás a partir do catálogo GTW Handbook que fornece preços de uma grande quantidade de modelos de turbinas e nas versões mais recentes inclui custos para ciclos combinados.

Para caldeiras de recuperação Foster-Pegg (1986) desenvolveu um sistema muito fácil de aplicar, e aparentemente preciso, por considerar no cálculo alguns valores de áreas de troca de calor, que devem ser estimadas previamente, porém sem exigir cálculos trabalhosos que envolvem o uso de informações sobre propriedades de transporte. Para turbinas a vapor e caldeiras convencionais, a informação conhecida é a indicada na Tabela 5.10

Tabela 5.10.- Custos orientativos de turbinas a vapor e caldeiras convencionais

Tipo	Preço US\$/kW	Observações
Turbina a Vapor, Simples Estágio	240	Potência instalada até 1.000 kW
	215	Potência instalada entre 1.000 e 2.000 kW
Turbina a Vapor, Múltiplos Estágios	300	Potência instalada até 2.000 kW
	290	Potência instalada entre 2.000 e 4.000 kW
	267	Potência instalada entre 4.000 e 6.000 kW
	233	Potência instalada acima de 6.000 kW
Preço de Caldeiras - Combustível Líquidos/Gasosos (US\$) *		
(t/h)	Saturado	Superaquecido

		21 kgf/cm <sup>2</sup>	42 kgf/cm <sup>2</sup>
7	531.000	657.400	
10	609.540	761.200	
15	649.570	830.400	
20	689.600	899.600	1.384.000
25	720.460	955.000	1.501.600
30	751.230	1.003.400	1.612.400
35	782.000	1.038.000	1.730.000
55	1.518.700		2.076.000
70	1.741.060		2.352.800
90	1.960.190		2.629.600
110	2.233.550		2.975.600
Fonte: <a href="http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/caldei.htm">http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/caldei.htm</a> - <a href="http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/turb_v_m.htm">http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/turb_v_m.htm</a> - <a href="http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/turb_v_s.htm">http://www.energia.sp.gov.br/agenc/co-gerad/turb_v_s.htm</a> (acesso em 30/010/2004)			

As informações contidas neste capítulo permitem efetuar estimativas segundo vários critérios e compará-los, visando obter valores confiáveis dentro do que requer uma estimativa preliminar.

#### 5.4 ASPECTOS COMPUTACIONAIS

Esta seção descreve o procedimento de escolha e os recursos do programa utilizado na simulação dos ciclos, identificando entradas e saídas, assim como as restrições do mesmo. É pretendido que o programa seja uma ferramenta apropriada para a elaboração desta tese.

Basicamente o programa coloca à disposição os ciclos tratados no Capítulo 2, permitindo entrar com dados operacionais. Uma vez escolhido o ciclo, o programa simula sua operação em condições reais de variação de demanda, seja elétrica ou térmica, e portanto, em condições de operação fora do ponto de projeto, para o qual é necessário utilizar informações dos fabricantes, indicadas na seção 3.5. Na seção 3.4 estão apresentados os custos dos equipamentos principais, que são utilizados para estimar o custo completo da instalação, como indicado nessa mesma seção.

A escolha do código computacional deve atender às seguintes condições:

- a) Dispor de um mínimo de recursos que permitam a simulação de processos que eventualmente, por sua complexidade, exijam que o programa possa trabalhar com várias equações simultaneamente, ou seja, realizar cálculos de forma iterativa.
- b) Dispor de funções de propriedades termodinâmicas e de transporte ou permitir a fácil inclusão de funções ou tabelas com essas propriedades.

- c) Oferecer uma interface amigável, considerando que o objetivo é a simulação do ciclo termodinâmico e não a programação em si. Este item inclui a facilidade de uso.
- d) Ser suficientemente flexível para poder simular todos os processos inclusos na tese.
- e) Ter um custo compatível com os recursos disponíveis<sup>12</sup>.
- f) Ter havido um conhecimento prévio do programa, conhecimento que permitisse realizar uma escolha objetiva. O conhecimento pode ser pela utilização prévia do programa ou por uma recomendação fundamentada de terceiros.

O IPSE tem a vantagem de permitir criar módulos gráficos que representam equipamentos, com entradas e saídas para interconectar os módulos de forma gráfica, simplesmente arrastando o *mouse*. O EES não tem esse recurso, mas permite incluir fluxogramas editados em outros programas, por exemplo Microsoft Word, e incluir as saídas do programa no fluxograma. Também permite a criação de múltiplas janelas e a navegação entre elas. A interface do LabView é excelente do ponto de vista de permitir simular painéis de controle dinâmicos e inclusão de fluxogramas criados em outros programas.

O programa EES mostrou superioridade em relação ao IPSE, no sentido de mostrar menos problemas de convergência e permitir a solução desse problema de uma maneira mais fácil, por causa dos mensagens de erro mais objetivos. Em contrapartida, o IPSE impede com maior rigor a obtenção de resultados alheios à realidade, como, por exemplo, fluxos negativos. Este rigor e o fato das mensagens de erro não serem simples, dificultam a que se encontre o erro, porque impede de rodar o programa. O EES, ao contrário, permite às vezes resultados irreais sem deter o programa, cabendo ao usuário detectar esse resultados (tal como no IPSE, é possível criar mensagens de alerta). O EES oferece funções com propriedades termodinâmicas e de transporte (viscosidade, condutividade térmica, dentre outras) para uma boa quantidade de elementos; o IPSE não oferece propriedades de transporte.

O IPSE possui um banco de dados de turbinas comerciais, incluindo parâmetros para a operação fora do ponto de projeto, dados que podem ser utilizados no EES. O LabView não

---

<sup>12</sup> Existem programas com um custo bastante elevado e que exigem um licenciamento anual, como o caso do SOAPP-CT com um investimento inicial de US\$ 35.000 e licenciamento anual de US\$ 11.700. O Thermoflow, na versão acadêmica com limitações, exige um licenciamento anual de US\$ 1000. O IPSE exige um pagamento único de 2500 Euros e o EES, na versão profissional, um pagamento único de US\$ 1000 quando fornecido para estabelecimento educacional.

dispõe de funções com propriedades termodinâmicas nem de transporte, mas é possível inseri-las.

Para o IPSE e o EES houve tempo suficiente de uso prévio dos programas para garantir que a **escolha do EES** é a mais apropriada para a elaboração desta tese. Os programas criados especificamente para a elaboração desta tese, utilizando o programa EES, são:

maxRec.ees	Calcula o efeito da pressão e temperatura da água de alimentação na quantidade de calor recuperado na HRSG.
TGstig.ees	Simula carga parcial e injeção de vapor em turbinas a gás.
BoilerFinal.ees	Simula caldeira de recuperação sem superaquecimento.
HRSGfinal.ees	Simula caldeira de recuperação com superaquecimento.
TVfinal.ees	Simula turbina a vapor.

Alguns dos programas listados acima aproveitam exclusivamente a característica iterativa do programa EES, sendo suficiente inserir um número de equações igual ao número de incógnitas, sem necessidade de evidenciar estas últimas. O programa normalmente começa as iterações com o valor 1 para as variáveis e não há necessidade de predefinir valores iniciais.

Outros programas, especificamente o BoilerFinal.ees e o HRSGfinal.ees também utilizam a característica iterativa, porém, como explicado na seção 3.1.1, é necessário realizar iterações a partir de um valor inicial suposto do vapor produzido comparando os valores obtidos com as equações (3.32) a (3.40), sendo necessário aproveitar o recurso adicional de sub-rotinas disponível no EES. Na Figura 5.4 pode ser observada a lógica do programa HRSGfinal.ees, que utiliza o recurso das sub-rotinas.

Na realidade, quando o programa EES dentro de uma sub-rotina, não pode utilizar o recurso iterativo, sendo necessário evidenciar as incógnitas e o resto das variáveis devem ter sido previamente definidas ou calculadas, de forma similar ao FORTRAN, por exemplo.

As funções lógicas para realizar comparações e *loops* somente podem ser utilizadas dentro de sub-rotinas. O programa HRSGfinal.ees tem uma parte iterativa (não mostrada no fluxograma, que calcula os parâmetros de projeto da caldeira, ou seja, para temperaturas e vazões nominais. Ao executar o programa, os primeiros cálculos são os da caldeira operando no ponto nominal (3.23) a (3.31).

Depois de terminados os cálculos na condição nominal, é chamada a sub-rotina que corresponde ao fluxograma da Figura 5.4, que utiliza como dados de entrada a vazão e temperatura dos gases da turbina fora do ponto de projeto e calcula a nova vazão de vapor e temperaturas, utilizando as equações (3.32) a (3.40).

A principal dificuldade encontrada foi no cálculo das LMTD, por causa de que a função do EES que calcula o logaritmo natural às vezes apresenta problemas de convergência, causando demora ou erro. O problema foi resolvido criando uma tabela de logaritmos naturais na faixa necessária do argumento do logaritmo (lembrando que o argumento é o cociente entre duas diferenças de temperatura, por exemplo, equação (3.26)) e dessa forma o valor do logaritmo foi procurado em tabela e não calculado.

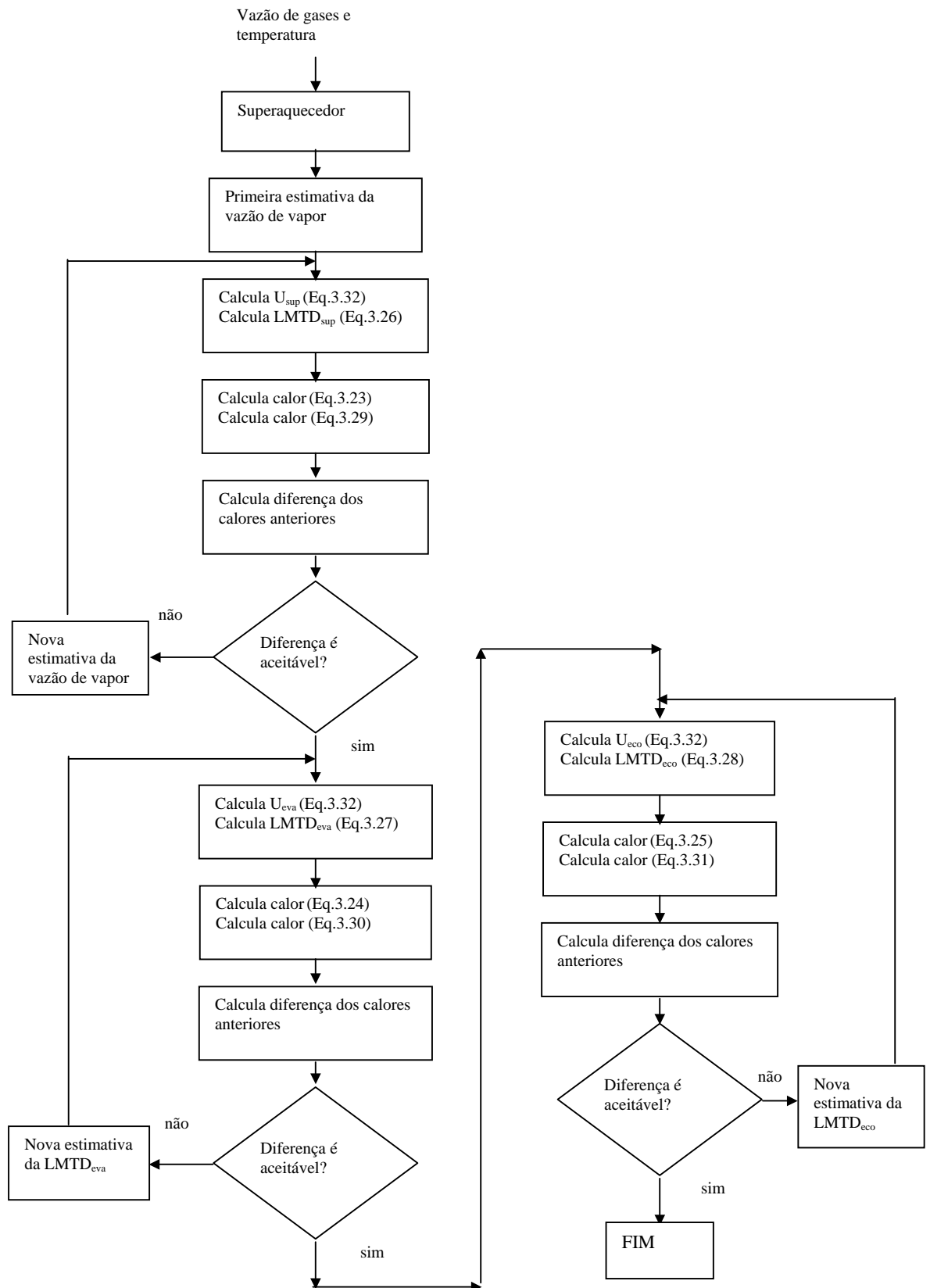


Figura 5.4.- Fluxograma do programa HRS final.ees

## 6 ESTUDO DE CASO – APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE COMPRESSÃO DE GÁS NATURAL.

Neste capítulo é estudada a possibilidade de aplicar os ciclos revisados anteriormente em duas plantas de manuseio de gás natural (GN), que são descritas resumidamente a seguir.

### UPGN - MACAÉ

Trata-se de uma Estação de Compressão de GN (mais detalhes no APÊNDICE G), com capacidade de aproximadamente sete milhões de  $\text{Sm}^3$  (*standard m<sup>3</sup>*, a 20 °C e 0,1013 MPa) por dia de GN, junto com uma Unidade Processadora de Gás Natural (UPGN), na qual são produzidos GLP e gasolina, entre outros. As Estações de Compressão são instaladas nos gasodutos a cada 150 km aproximadamente, para compensar as perdas de carga. Os compressores da UPGN de Macaé são acionados por turbinas a gás, o que permite estudar várias possibilidades de racionalização do uso energético. A grande capacidade de estocagem nos gasodutos possibilita também utilizar as turbinas na geração de energia elétrica por períodos até de 24 horas, como indicado na Tabela 6.1, numa geração de despacho econômico (ERNST *et al.*, 2003). As demandas médias em Macaé são mostradas na Tabela 6.2, sendo o vapor produzido à vazão 4800 kg/h (1,33 kg/s) com 0,8 MPa de pressão.

Tabela 6.1.- Capacidade de estocagem , tempo necessário de enchimento e duração do ciclo (todas em horas)

Vazão ( $\text{Sm}^3/\text{h}$ )	Pressão do compressor 8 MPa			Pressão do compressor 9 MPa		
	capacidade de estocagem	tempo de enchimento	Duração do ciclo	capacidade de estocagem	tempo de enchimento	Duração do ciclo
80.000	18,88	6,79	25,67	24,73	3,39	28,12
120.000	17,71	10,68	28,39	23,71	5,34	29,05
160.000	15,96	24,92	40,88	22,2	12,46	34,66

Tabela 6.2.- Macaé - Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos (kW)

Energia Térmica	Energia elétrica		
	Média	Fora de ponta	Ponta
3.500	8.700	9.600	2.800

## UPGN - LUBNOR

Trata-se de uma planta cuja principal produção é o cimento asfáltico de petróleo (CAP), produzindo também lubrificantes e fornecendo gás natural para distribuidoras, com capacidade de refino de 1.000 m<sup>3</sup>/dia de petróleo. O principal consumo energético é vapor, utilizado no aquecimento de tanques, principalmente. O vapor é produzido por um sistema de cogeração no qual a HRSG, alimentada com gases a 516 °C e água a 135 °C, produz vapor a 1,2 MPa nas capacidades de 9 t/h sem queima suplementar e 15 t/h com queima suplementar. A turbina a gás é um conjunto gerador Centaur H da Solar Turbines, com capacidade de geração elétrica ISO de 3380 kW e vazão de gases de escapamento de aproximadamente de 19 kg/s. A Tabela 6.3 mostra os valores médios de consumo.

Tabela 6.3.- LUBNOR - Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos

Demanda	Total Planta		CAP	
	dia	noite	Total	Traços <sup>(1)</sup>
Elétrica (MW)	4000	3800	-	-
Vapor (t/h)	13		4	2

(1) Traços de vapor para aquecimento das linhas de CAP.

### 6.1 MODELAGEM DAS CURVAS DE DEMANDA

Os ciclos e equipamentos individuais acusam uma variação do rendimento ou eficiência quando operam em condições diferentes daquelas para as quais foram projetados, motivo pelo qual se faz necessário conhecer a variação da carga com o tempo, especificamente, conhecer o percentual de tempo e a carga correspondente. Assim, é possível conseguir avaliações mais precisas sobre a conveniência de determinada alternativa. Também é importante esta modelagem na aplicação do ciclo STIG, adequado para se acomodar às variações de carga elétrica e térmica simultaneamente. Na falta de informações históricas de demandas instantâneas, podem ser criadas diversas situações e verificar qual ciclo se adapta melhor a cada uma. Uma forma simples é utilizar a demanda média, estabelecer um percentual acima e abaixo dessa demanda e atribuir um percentual de tempo de operação em cada demanda. Este percentual está associado com a variabilidade da demanda, assim como o percentual atribuído para a demanda acima e abaixo da média.

Na Figura 6.1 é mostrada a idéia exposta, entendendo-se que se o percentual acima e abaixo da média é igual, o percentual de tempo também deve ser o mesmo, para conservar o

valor da média. Como as energias em questão são a térmica e a elétrica, haverá várias possibilidades, normalmente aleatórias, de combinações de demanda, como mostrado na Tabela 6.3, onde o sinal + indica demanda acima da média e o sinal - indica demanda abaixo da média. Vale esclarecer que as porcentagens para energia térmica não são necessariamente iguais às de energia elétrica, nem às porcentagens de tempo. As nove combinações (não são nove estudos de caso, é um caso que opera com demanda variável segundo as combinações da Tabela 6.3) da Tabela 6.3 correspondem a determinados percentuais de tempo e de demanda, sendo inúmeras as possibilidades, pelo que, para este estudo de caso, os percentuais de demanda serão limitados a 25% para demanda elétrica e 30% para demanda térmica, valores que deveriam ser confirmados posteriormente junto à planta estudo de caso. Em relação ao percentual de tempo, é definido 50% ( $p_{50}$ =fração correspondente) para demanda média e 25% ( $p_{25}$ =fração correspondente) para as demandas acima e abaixo da média.

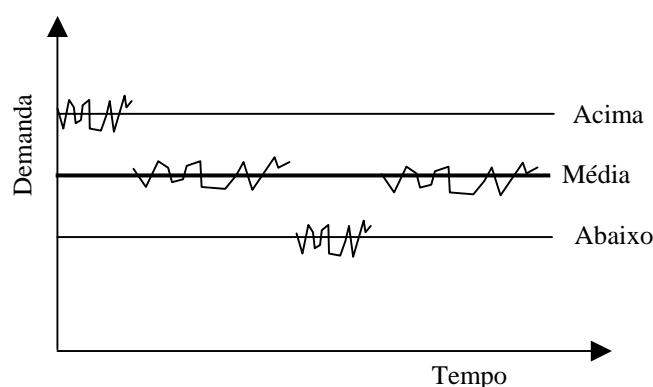


Figura 6.1.-Variação de demanda

Tabela 6.3a.- Simultaneidade de demandas –  
Combinações consideradas.

		Energia elétrica		
		Média	Média +	Média -
Energia térmica	Média	1	2	3
	Média +	4	5	6
	Média -	7	8	9

## 6.2 ALTERNATIVAS ESTUDADAS PARA CADA PLANTA

A planta de Macaé tem um potencial maior de melhorias principalmente porque não tem

um sistema de cogeração como na Planta da LUBNOR, sendo que a implantação de um sistema traria um benefício potencialmente substancial. Também esse potencial é reforçado pelo fato de que em Macaé existem três turbinas a gás uma com características dos gases de escape similares às da LUBNOR. Por outro lado, se tecnicamente confirmada a viabilidade, a conversão do ciclo de cogeração da LUBNOR para ciclo STIG parece promissória, considerando que já existe a instalação para queima suplementar, faltando acrescentar um superaquecedor para injetar vapor na turbina a gás.

O potencial de Macaé é ainda maior devido à possibilidade de utilizar os gases de combustão das turbinas com ou sem cogeração, no lugar do ar de combustão em aquecedores do processo. Existe ainda a possibilidade de aproveitar a capacidade de estocagem dos gasodutos para acoplar a turbina a um gerador elétrico, especialmente nos horários de ponta, alternativa que poderia ser combinada com um sistema de cogeração, caracterizando um ciclo combinado.

### 6.3 ALTERNATIVAS PARA MACAÉ

#### 6.3.1 Sistema de cogeração

Os valores das demandas, as quais, para facilitar os estudos que seguem identificadas por  $D_A$ ,  $D_B$  e  $D_C$ , são indicados na Tabela 6.4 segundo os percentuais especificados anteriormente,.

Tabela 6.4.- Demandas utilizadas para as alternativas de Macaé

Demanda elétrica (kW)			Demanda térmica (kg/s)		
Média	Média +25%	Média -25%	Média ( $D_B$ )	Média +30% ( $D_C$ )	Média -30% ( $D_A$ )
8.700	10.875	6.525	1,33	1,73	0,93

A vazão máxima dos gases de uma das turbinas a gás é 18 kg/s e considerando que para 1 kg/s de vapor são necessários de 5 a 10 kg/s de gases (FOSTER-PEGG, 1986), para as necessidades da planta, em princípio, é suficiente a utilização dos gases de uma das turbinas. O investimento principal desta alternativa é a HRSG, sendo necessário um pré-dimensionamento para estimar o custo da mesma (FOSTER-PEGG, 1986).

Considerando a vazão dos gases igual a 18 kg/s e a temperatura igual a 459 °C, que o

vapor gerado é saturado a 0,8 MPa e que a água entra na caldeira a 100 °C, são definidas as especificações indicadas na Tabela 6.5, quando especificado um DP igual a 20 °C. Ao especificar o DP, a temperatura da chaminé é determinada de forma indireta, neste caso a temperatura dos gases na chaminé foi 163 °C para todas as alternativas. A vazão mínima dos gases da turbina, dependendo da quantidade de gás demandado no gasoduto, é 13,5 kg/s com temperatura de 408 °C. Nesse caso, a produção de vapor é de 1,68 kg/s, próxima dos 1,73 kg/s requeridos no caso de demanda média +30%. Na prática, isto significa que eventualmente seria necessária uma queima suplementar. Como será verificado na análise econômica, a vantagem da alternativa é elevada, ao ponto de se poder desconsiderar este inconveniente.

A Tabela 6.5 mostra quatro caldeiras de recuperação, especificadas para aproveitar a quantidade máxima dos gases da turbina (HRSG D), a demanda média (HRSG B) e as demandas 30% abaixo e 30% acima da potência média (HRSG A e C, respectivamente). Na Tabela 6.6 são mostradas as perdas de carga para cada HRSG A, B, C e D quando operam com produções diferentes das de projeto, por exemplo, a HRSG operando nas condições para as quais foi projetada a HRSG B (demanda  $D_B = 1,33$  kg/s) mostra um aumento da perda de carga de 0,0018 MPa (projeto) para 0,0036 MPa (fora do ponto de projeto). O exemplo mostra que uma HRSG projetada para uma vazão de gases de 6,2 kg/s apresenta uma perda de carga maior quando a vazão dos gases é maior que a do projeto, neste caso, 8,86 kg/s.

Tabela 6.5.- Alternativas de HRSG

HRSG	Vapor (kg/s)	Gases (kg/s)	Investimento (US\$)	$\Delta P$ (MPa)
A	0,93	6,2	158.000	0,0018
B	1,33	8,86	219.000	0,0018
C	1,73	11,53	278.000	0,0018
D	2,7	18	415.000	0,0018

OBS. Valor dos investimentos segundo Foster-Pegg (1986)

Tabela 6.6.- Perdas de pressão para diversas condições de operação (bar)

HRSG	Demanda			
	$D_A$	$D_B$	$D_C$	$D_D$
A	0,018	0,036	0,062	0,15
B	0,009	0,018	0,03	0,074
C	0,005	0,01	0,018	0,044
D	0,002	0,004	0,007	0,018

Com as curvas de desempenho da turbina (ANEXO A) observa-se que a perda de

potência devida às perdas de carga adicionais é de 0,28 kW/mmH<sub>2</sub>O, resultando para cada situação da Tabela 6.6 a perda de potência indicada na Tabela 6.7.

Tabela 6.7.- Perda de potência na Turbina a gás (kW)

HRSG	Demanda			
	D <sub>A</sub>	D <sub>B</sub>	D <sub>C</sub>	D <sub>D</sub>
A	50,40	100,80	173,60	420,00
B	25,20	50,40	84,00	207,20
C	14,00	28,00	50,40	123,20
D	5,60	11,20	19,60	50,40

Para ser possível manter a quantidade necessária de gás natural que está sendo comprimido, é necessário compensar a potência perdida, aumentando a quantidade de combustível queimado na turbina a gás, que no caso, é gás natural. Das curvas de desempenho da turbina (ANEXO A) é encontrado que para a faixa de operação em questão (temperatura atmosférica 30 °C e curvas de consumo de combustível 12 e 10 MW, calcula-se a quantidade de combustível por kW de potência), o consumo de combustível adicional é  $2,41 \frac{\text{kW}_{\text{comb}}}{\text{kW}_{\text{perda}}}$ , determinando-se assim o combustível adicional, indicado na Tabela 6.8. A informação da Tabela 6.8 junto com os custos da Tabela 6.5 permitem avaliar qual é capacidade de HRSG adequada do ponto de vista econômico. Na avaliação deve ser considerado o custo do vapor como benefício e o consumo de GN e o investimento como custos. Primeiramente é calculado o custo do gás natural para cada caso em 8.000 horas de operação por ano.

Tabela 6.8.- Consumo adicional de combustível (kW)

HRSG	D <sub>A</sub>	D <sub>B</sub>	D <sub>C</sub>	D <sub>D</sub>
A	121,46	242,93	418,38	1.012,20
B	60,73	121,46	202,44	499,35
C	33,74	67,48	121,46	296,91
D	13,50	26,99	47,24	121,46

O custo do GN utilizado para o cálculo da Tabela 6.9 é 1,565 US\$ por milhão de kJ, segundo informação obtida da LUBNOR e não a utilizada no projeto para Macaé, para o qual foi utilizada uma estimativa de 2,2 US\$ por milhão de kJ, valor de comercialização informado nos meios de comunicação. Nesta tese será adotado o valor da LUBNOR quando se trata de projetos da Petrobrás, e o de comercialização de 2,2 para projetos de terceiros. Deve ser observado que no cálculo dos custos da Tabela 6.9 foi considerada a operação da HRSG

operando permanentemente em cada demanda, por exemplo, o custo da HRSG A operando com a demanda  $D_A$  (consumo adicional igual a 121,46 kW na Tabela 6.8) é calculado como  $121,46 \cdot 3.600 \cdot 8.000 \cdot 1,565 / 10^6 = 5.475$  US\$/ano.

Tabela 6.9.- Custo anual por HRSG, com demanda única (US\$)

HRSG's	Demandas			
	$D_A$	$D_B$	$D_C$	$D_D$
HRSG A	5.475	10.949	18.857	45.622
HRSG B	2.737	5.475	9.124	22.507
HRSG C	1.521	3.041	5.475	13.382
HRSG D	608	1.217	2.129	5.475

Os valores da Tabela 6.9 consideram a hipótese de que cada HRSG funciona 8000 horas por ano com a demanda correspondente ao dimensionamento das outras três HRSG. Por exemplo, a HRSG B indica um custo anual de US\$ 5.475 caso a demanda seja a demanda média de 1,33 kg/s durante o ano todo, ou seja, percentual de tempo 100%. Caso a mesma HRSG forneça a demanda correspondente à coluna A (-30%) o custo seria de US\$ 2.737, menor por causa das perdas de carga menores. No caso de fornecer a demanda C (+30%) o custo seria maior, US\$ 9.124. Na realidade, como foi assumido anteriormente, esta condição de operação não é possível porque não seria atingida a demanda média, ou por excesso ou por déficit, sendo a única possibilidade, ainda muito teórica, de considerar apenas a coluna B, que corresponde às demandas médias. Na Coluna  $D_B$  (sombreada) pode se comparar o consumo na condição nominal para cada HRSG projetada para outras condições. Como a HRSG foi projetada (ou especificada) para a demanda média, o custo nessa condição de operação (coluna B) é utilizado como referência (US\$ 5.475). Ao utilizar uma HRSG menor, por exemplo a de 0,93 kg/s de vapor, que corresponde à HRSG A, verifica-se que o custo anual é de US\$ 10.949, por estar operando com perda de carga maior do que a projetada. Da mesma forma, o custo para a HRSG C, projetada para +30%, é de US\$ 3.041 operando na demanda média.

Ao considerar o percentual de tempo em que ocorre a demanda média e as condições de demanda +30% e -30% calcula-se um custo anual mais próximo da realidade, para cada uma das HRSG, valores mostrados na Tabela 6.10, na qual os custos da Tabela 6.9 foram ponderados pelo percentual de tempo de operação com cada demanda. Na Tabela 6.10 não aparece uma coluna  $D_D$  porque apenas devem aparecer as demandas médias e  $\pm 30\%$ , que correspondem as capacidades de projeto das HRSG B, C e A respectivamente.

Tabela 6.10.- Custos anuais ponderados para cada HRSG (US\$)

fator de ponderação	0,25	0,5	0,25	Total ano
HRSG's	D <sub>A</sub> (25%)	D <sub>B</sub> (50%)	D <sub>C</sub> (25%)	
HRSG A	1.369	5.475	4.714	11.558
HRSG B	684	2.737	2.281	5.703
HRSG C	380	1.521	1.369	3.270
HRSG D	152	608	532	1.293

Com a demanda média de 1,33 kg/s é calculada a necessidade anual de vapor (8.760 horas/ano) e com 8.000 horas por ano a produção da HRSG, que é a mesma para todas as alternativas, independentemente das capacidades nominais e dos percentuais de tempo para as demandas médias e  $\pm 30\%$ .

Com as informações já mencionadas no ANEXO B, sobre as propriedades do vapor produzido e água de entrada, e com os custos do GN já informados, pode ser calculado o custo de GN na operação convencional com a caldeira existente, estimando para esta um rendimento de 85%. O resultado obtido foi de 0,00433 US\$ por kg de vapor. Os resultados obtidos são indicados na Tabela 6.11.

Tabela 6.11.- Consumos e custos anuais.

Vapor necessário (kg/ano)	41.942.880
Produção HRSG (kg/ano)	38.304.000
Déficit (kg/ano)	3.638.880
Custo convencional (US\$/ano)	181.477
Custo déficit (US\$/ano)	15.745

O custo total de cada alternativa é o custo do déficit mais o custo do consumo adicional na turbina a gás, custo que subtraído do custo convencional equivale à economia anual de cada alternativa. Na Tabela 6.12 é mostrado o custo total, a economia e o valor do investimento, sendo possível verificar que as diferenças de economia não parecem justificar investimentos maiores.

Tabela 6.12.- Economia anual, custos e investimentos (US\$)

HRSG	Custo Total	Economia anual	Investimento
A	27.302	154.175	158.000
B	21.447	160.030	219.000
C	19.014	162.463	278.000
D	17.037	164.440	415.000

Aplicando o método do tempo de retorno, com taxa de 12% ao ano, são encontrados os resultados mostrados nas Figura 6.2 e 6.3.

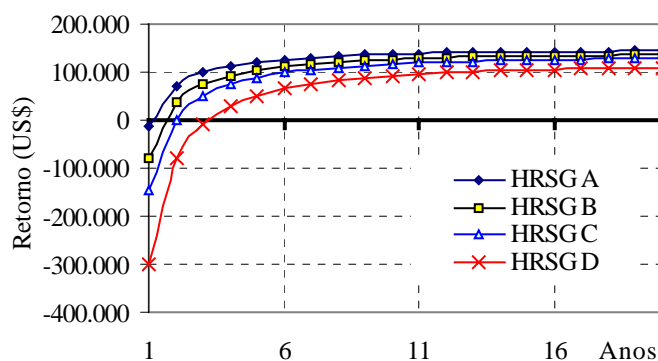


Figura 6.2.- Tempo de retorno para taxa de juros 12%

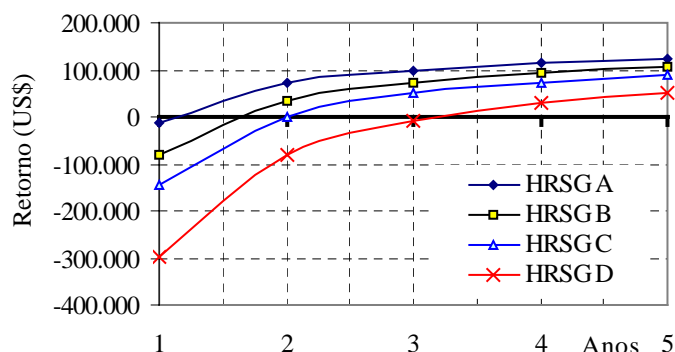


Figura 6.3.- Tempo de retorno para taxa de juros 12%, detalhe para 5 anos

As Figuras 6.2 e 6.3 mostram claramente que as HRSG A e B são as melhores alternativas econômicas. Como a HRSG B está dimensionada para a demanda média, esta poderia ser tecnicamente a escolha mais apropriada para evitar sobrecarga permanente, como ocorreria no caso da escolha da HRSG A. A alternativa de cogeração tratada nesta seção é interessante por apresentar um retorno rápido, porém desconsidera o fato de que a turbina a gás é capaz de fornecer gás para produzir mais vapor do que o necessário para uso térmico, sobra de vapor que poderia ser usada ao se implantar um ciclo combinado, incorporando uma turbina a vapor ou destinando a sobra à injeção de vapor na turbina a gás, caracterizando um ciclo STIG.

Como comentado anteriormente, a vazão e temperatura dos gases de escape da turbina a gás neste caso, é variável, e eventualmente a quantidade de gases será insuficiente para produzir o vapor requerido, segundo mostra a Tabela 6.13.

O esquema energético na condição de insuficiência de gases (13,5 kg/s e 408 °C) é o indicado na Figura 6.4. A Figura 6.4 mostra que a quantidade de calor recuperado é da ordem de 3900 kW (calculado com o programa **BOILERfinal.ees**, elaborado com o programa EES) e sugere que poderia ser recuperada uma quantidade maior caso fosse utilizada uma HRSG2P operando com 0,8 MPa na baixa pressão e uma pressão maior, por exemplo 3,5 MPa , com temperatura de saturação de 242,6 °C.

Tabela 6.13.- Efeito dos gases de escape da turbina a gás na produção máxima de vapor.

Temperatura dos gases (°C)	Vazão (kg/s)	
	Gases	Vapor
459	18	2,70
408	13,5	1,65

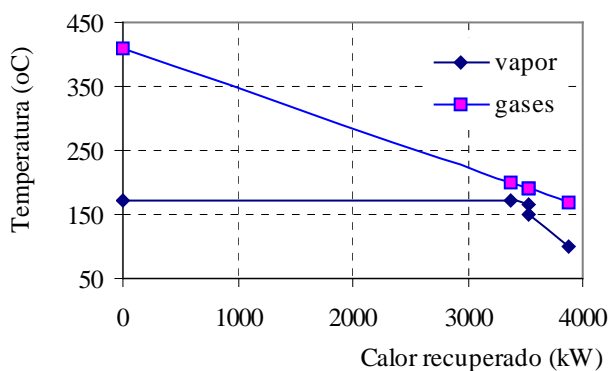


Figura 6.4.- Esquema energético na condição de deficiência de gases

O calor recuperado e vapor produzido com deficiência de gases foi calculado com uma HRSG projetada (entenda-se, projetada de forma simulada) para as condições de temperatura dos gases de 408 °C e uma vazão de 13,5 kg/s. O projeto da HRSG poderia ter obedecido outros critérios, obtendo-se resultados diferentes, como mostra a Tabela 6.14.

Tabela 6.14 Projeto da HRSG – Efeito no desempenho com carga parcial/sobrecarga

	Caso 1		Caso 2		Caso 3	
	Projeto	Operação	Projeto	Operação	Projeto	Operação
$T_{\text{gases}} \text{ (}^\circ\text{C)}$	408	408	459	408	408	459
$\dot{m}_{\text{gases}} \text{ (kg/s)}$	13,5	13,5	18	13,5	13,5	18
$\dot{m}_v \text{ (kg/s)}$	1,65	1,65	2,7	1,76	1,65	2,59
$\dot{Q}_{\text{recuperado}} \text{ (kW)}$	3.879	3.879	6.385	4.009	3.879	5.888

O Caso 1 indicado da Tabela 6.14 é o caso explicado anteriormente, ou seja, uma HRSG especificada para a menor vazão da turbina a gás. HRSG, que operando com a máxima vazão de gases, apresenta o desempenho do Caso 3 da Tabela 6.14, com uma recuperação de calor de 5.888 kW. Para efeitos de recuperação de energia a melhor opção é a mostrada como Caso 2, ou seja, uma HRSG projetada para a máxima vazão de gases da turbina a gás. Como mencionado anteriormente, o programa leva em consideração a variação do coeficiente global de transferência de calor  $U$  e a variação das LMTD no evaporador e economizador. No caso de uma estimativa menos precisa, por exemplo mantendo a temperatura da chaminé do Caso 2 (163,4 °C), o calor recuperado operando com o mínimo de vazão dos gases seria  $1,2 \cdot 13,5 \cdot (408 - 163,4) = 3.962$  kW no lugar dos 4.009 kW da Tabela 6.14, significando uma produção de vapor de  $1,76 \frac{3.962}{4.009} = 1,74 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ , ou seja uma diferença de 0,02 kg/s, o que significa uma diferença anual de 630 toneladas de vapor, e uma diferença de 2.728 US\$/ano, aparentemente um valor que não deve influir nas decisões de viabilidade para este caso específico, porém o programa **BOILERfinal.ees** considera essa diferença, diferença também considerada nos cálculos anteriores (Tabelas 6.4 a 6.12).

De acordo com o discutido, da Tabela 6.14 a opção melhor do ponto de vista energético térmico é uma HRSG com capacidade nominal de 2,7 kg/s de vapor quando os gases na entrada têm uma temperatura de 459 °C e uma vazão de 18 kg/s (essa HRSG foi denominada como HRSG D na Tabela 6.5), com uma temperatura na chaminé de 163,4 °C. Pode ser verificado que essa HRSG pode fornecer a demanda máxima de vapor, 1,73 kg/s, indicada na Tabela 6.4. Uma vantagem adicional é o fato de gerar a menor perda de pressão na descarga na turbina a gás, e também a menor perda de potência, como indicado na linha D das Tabelas 6.6 e 6.7. Esta alternativa será denominada como **Macaé1**, para efeito de cálculos de

viabilidade e comparações que serão realizados na seção 6.5. Como o investimento é relativamente elevado se comparado com a HRSG C, com uma diferença pequena na economia anual, o modelo HRSG C também será considerado como uma alternativa, denominada **Macaé2**. Esse modelo poderia produzir 1,69 k/s de vapor no caso da vazão dos gases da turbina a gás ser a mínima e haveria um déficit no caso de demanda alta de vapor (1,73 k/s), sendo necessário produzir esse déficit de vapor na forma convencional, ou, como será visto na seção 6.3.4, caso a turbina a gás opere sempre com a capacidade máxima para efeitos de estocagem, haveria garantia de fornecimento de vapor para qualquer demanda do mesmo. Outra possibilidade é a alimentação de uma turbina a vapor com vapor de alta pressão, geração de energia elétrica e posterior descarga na pressão requerida no processo, ou ainda, utilizar uma turbina a vapor de condensação e somente produzir energia elétrica, continuando com o fornecimento de vapor através de uma caldeira convencional. Estas possibilidades são discutidas na seção seguinte.

### 6.3.2 Ciclo Combinado

O ciclo combinado utiliza vapor de alta pressão para alimentar uma turbina a vapor, havendo, entre outras, a possibilidade de utilizar uma turbina a vapor de condensação com extração intermediária na pressão requerida para o processo, ou utilizar uma HRSG com dois níveis de pressão, sendo a baixa pressão (BP) a necessária para o processo.

A alternativa mais simples é a mostrada na Figura 6.5, na qual, por simplificação, são numerados apenas os pontos de interface, que indica a utilização de uma turbina a vapor de contrapressão.

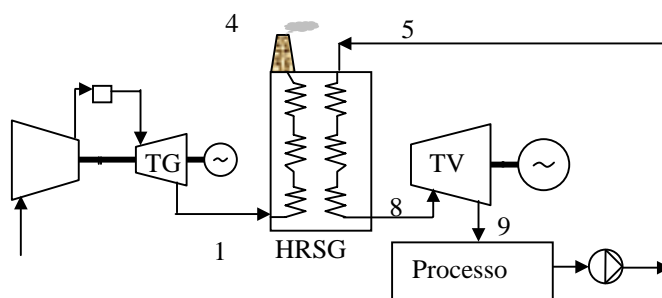


Figura 6.5.- Ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão – Lay-out.

A Figura 6.6 mostra o diagrama energético do ciclo. No estudo de caso, a pressão de descarga no ponto 9 deve ser 0,8 MPa, de preferência saturado ou ligeiramente superaquecido, e estabelecendo um rendimento da turbina a vapor igual a 0,85 nas condições de projeto, é possível definir as propriedades necessárias do ponto 8. O rendimento isentrópico da turbina a vapor tem, então, influência na condição de estado necessária do vapor no ponto 8.

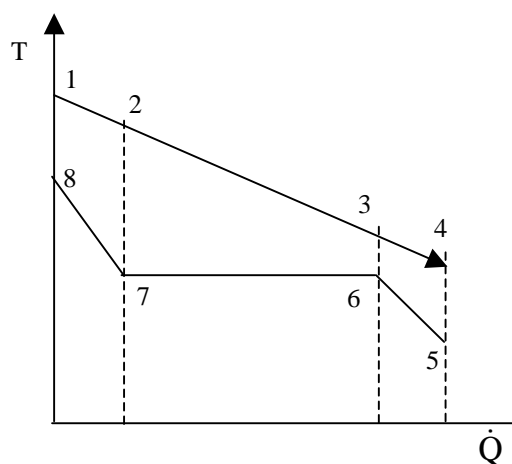


Figura 6.6.- Ciclo combinado com turbina a vapor de contrapressão.  
Esquema energético

O programa **TVfinal.ees** fornece as informações necessárias para diversas condições requeridas. Neste caso, com uma pressão de 3MPa e temperatura de 300 °C, é obtido um título de 0,99 na descarga da turbina a vapor, valor considerado satisfatório. O vapor produzido pela HRSG deveria estar numa pressão maior para permitir regulação na válvula de estrangulamento; neste caso é definida uma pressão de 3,3 MPa para a HRSG, com uma temperatura de 300 °C, correspondendo a uma entalpia de 2.994 kJ/kg. A temperatura de entrada na HRSG será estabelecida em 100 °C na pressão de 3,3 MPa (perdas de pressão são desconsideradas). Nessas condições, a HRSG pode produzir 2,15 kg/s de vapor e a turbina a vapor, projetada para essas condições, uma potência de 510 kW. Esta turbina a vapor poderá operar com carga parcial quando o fornecimento de vapor seja de 1,29 kg/s, situação na qual a potência fornecida será de 270 kW. Esta condição refere-se aos períodos nos quais a turbina a gás opera com vazão e temperatura dos gases de escape correspondendo a uma carga mínima nessa turbina. Uma turbina a vapor projetada para as condições de vazão mínima produziria 308 kW, o que reflete o efeito da turbina a vapor trabalhar com carga parcial. Esta alternativa (vazão máxima) é denominada alternativa **Macaé3**. O custo da HRSG é US\$ 442.858

(FOSTER-PEGG, 1986) e para a turbina a vapor é estimado um custo de 240 US\$/kW a partir da Tabela 5.10, o que significa um custo para a turbina a vapor de  $240 \cdot 510 = \text{US\$ } 122.400$ , que acrescido em 50% para incluir montagem e acessórios resulta em US\$ 183.600. A energia elétrica produzida, calculada com uma produção média da turbina a vapor de 290 kW seria de  $290 \cdot 8760 \sim 2.540.000$  kWh por ano e se o custo fosse de 0,05 US\$/kWh haveria uma redução de  $2.540.000 \cdot 0,05 \sim 127.000$  US\$/ano no valor de energia elétrica paga à concessionária, valor bastante interessante se comparado com o custo da turbina a vapor, especialmente se considerada também a diminuição nos custos do vapor. No capítulo 7 são estudados vários cenários.

A redução do custo elétrico na alternativa **Macaé3** é considerável, o que leva a verificar uma alternativa na qual somente seja produzida energia elétrica numa turbina a vapor de condensação, alternativa denominada como **Macaé4**, na qual, a HRSG é a mesma da alternativa Macaé3 porém a turbina trabalha com pressão de descarga igual a 0,005 MPa. Esta turbina a vapor fornece 1.829 kW com a vazão máxima de gases e 968 kW com a vazão mínima, com título na descarga de 0,83 e 0,79 respectivamente, valores que serão aceitos como limite, embora é recomendado um valor acima de 0,87. Considerando uma produção média de 1.390 kW, a economia anual seria de aproximadamente 609.000 US\$/ano e o custo da turbina a vapor, segundo citado na Tabela 5.9, 1.650 US\$/kW, seria de  $1.829 \cdot 1.650 = \text{US\$ } 3.017.850$ , significando um retorno simples em relação à economia obtida de  $3.460.708 / 609.000 \sim 5,7$  anos, valor que pode ser interessante, segundo o exposto na seção 5.3.1 e equação (5.19), após verificação considerando taxas de retorno e varias tarifas elétricas, o que será realizado na seção 6.5. Como alternativa **Macaé5** será considerada a alternativa **Macaé4**, com HRSG projetada para dois níveis de pressão, e turbina a vapor com duas entradas de vapor (Figura 6.7).

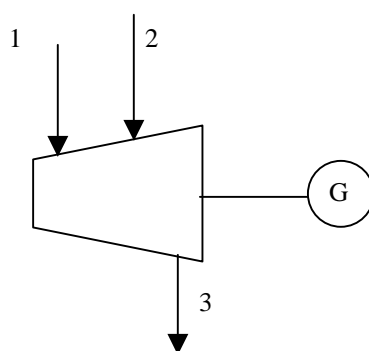


Figura 6.7.- Turbina a vapor com duas entradas

Na turbina a vapor uma entrada com 3 MPa e 300 °C e a outra com 0,8 MPa e 250 °C, sendo as pressões de projeto da HRSG 3,3 e 0,88 MPa, respectivamente, projetadas para 18 kg/s de gases a 459 °C.

O custo da HRSG é US\$ 559.800 e a potência produzida varia levemente ao variar as vazões das entradas 1 e 2 da Figura 6.7, como mostra a Tabela 6.15.

Tabela 6.15.- Potência produzida com dois níveis de pressão

vazão entrada 1 (kg/s)	vazão entrada 2 (kg/s)	Potência elétrica (kW)
1	1,516	2.057
0,25	2,242	2.014

A alternativa aparentemente não é interessante porque a relação de custos é maior do que a relação de potências comparada com a alternativa **Macaé4**.

Relação de potências= $2.057/1.829=1,12$

Relação de custos= $559.800/442.858=1,26$

Na seção 7.1.5 esta alternativa, aparentemente desinteressante, é comparada mais detalhadamente com a alternativa **Macaé4**.

### 6.3.3 Ciclo com injeção de vapor (STIG)

O *lay-out* da instalação do ciclo STIG já foi mostrado na Figura 4.11 e as possibilidades da forma de operação na Figura 4.12, aqui repetida como Figura 6.8.

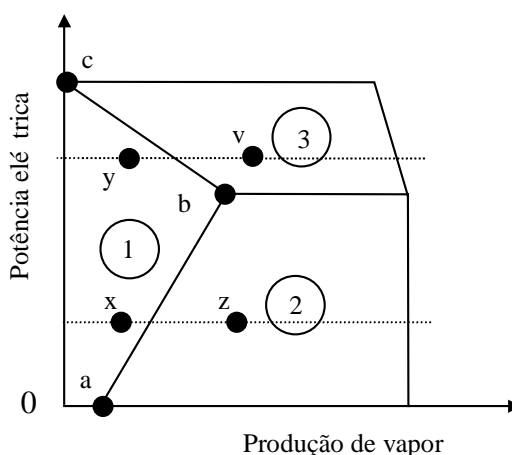


Figura 6.8.- Operação do ciclo com injeção de vapor

Na Figura 6.8 o eixo das ordenadas, potência elétrica, também pode ser interpretado como potência mecânica, o que de fato é correto no caso da UPGN de Macaé, uma vez que a

TG aciona um compressor de gás natural e não um gerador elétrico. Na aplicação específica de Macaé, a alternativa mais simples é a de produzir vapor superaquecido numa pressão superior à da câmara de combustão, que no caso da TG existente (ANEXO A) é 0,97 MPa, e injetá-lo na câmara de combustão para diminuir o consumo de gás natural pela turbina a gás. Lora e Nascimento (2004a) recomendam que a pressão do vapor seja de 4 bar acima da pressão da câmara de combustão, neste estudo foi considerado um valor baixo, 0,3 bar que não influi em forma apreciável nas análises, mas que num projeto real deve ser revisto.

A HRSG é especificada para produzir vapor a 1 MPa e 300 °C utilizando os gases da turbina a gás (18 kg/s e 459 °C para o projeto), e como nas seções anteriores, inicialmente é calculada a quantidade máxima e mínima de vapor que pode ser produzido, sem injeção de vapor, ou seja, com o calor específico dos gases igual a 1,2 kJ/kg.°C. O custo da HRSG é de US\$ 485.260 com uma produção máxima de vapor de 2,17 kg/s e uma mínima de 0,87 kg/s. Ao se injetar esse vapor na TG é alterado o calor específico, a temperatura e a vazão dos gases. A turbina de Macaé fornece uma potência de 3.380 kW, e serão utilizados os parâmetros de desempenho da turbina Centaur 40, que tem uma potência nominal de 3.515 kW e um rendimento de 27,40%, que comparado com 27,82%, que é o rendimento da Taurus 60, (que é o modelo de Macaé, turbina de dois eixos), confirma que a adoção dos mesmos parâmetros é aceitável. Utilizando o programa **TGstig.ees** é possível determinar as condições dos gases de escape para diversas quantidades de vapor injetado, em relação aos gases “secos” e a Tabela 6.16 mostra os valores obtidos para carga máxima da TG.

Tabela 6.16.- Efeito da injeção de vapor com carga 100%.

$F_{\text{vapor}}$	$\dot{m}_v$ (kg/s)	$\eta_{\text{turbina}}$	$E_{\text{comb}}$ (kW)	$E_p$ (kW)	$\dot{m}_{\text{gases}}$ (kg/s)	$T_{\text{gases}}$ (°C)	$C_{\text{pgases}}$ (kJ/kg.°C)
0	0	0,27	12.148	3.380	18,00	459	1,20
0,05	0,9	0,29	12.148	3.484	18,89	433	1,24
0,10	1,8	0,30	12.148	3.591	19,79	419	1,28
0,15	2,7	0,31	12.148	3.721	20,69	407	1,31

O programa **TGstig.ees** foi feito com a premissa de que quando é injetado vapor é mantida a mesma quantidade de combustível, sem aumentá-la visando manter a temperatura de entrada e saída da turbina.

O projeto de uma HRSG para uma vazão, temperatura e calor específico correspondente

a uma injeção de vapor igual a 0,15 permite uma produção de vapor de 2,02 kg/s, menor que os 2,7 requeridos, segundo a Tabela 6.16, por esse motivo deve ser realizada uma nova tentativa, por exemplo para uma injeção de 12,5%, interpolando para os gases uma vazão de 20,24 kg/s, uma temperatura de 413 °C e um calor específico de 1,29 kJ/kg.°C. O valor encontrado é de uma produção de vapor de 2,02 kg/s, sendo que o valor necessário interpolado é 2,25 kg/s. Isto significa que talvez a máxima injeção seja de 10%, valor para o qual a HRSG pode fornecer 2,0320 kg/s, o que sugere que a injeção máxima deve estar próxima de 11%. Para esse valor é obtida uma produção de vapor de 2,04 kg/s e um consumo de 2,02 kg/s, e a HRSG será projetada para essas condições, com um custo de US\$ 464.780.

Deve ser verificada a condição de equilíbrio entre consumo e produção de vapor na condição de carga mínima da TG, que corresponde a uma geração de gases de 13,5 kg/s sem injeção de vapor. Ao conferir o consumo para diferentes frações de injeção com a quantidade de vapor possível de produzir pela HRSG anteriormente projetada, a máxima fração possível de injetar é 3%, correspondendo a uma vazão de vapor de 0,52 kg/s. A HRSG pode produzir 0,55 kg/s nessa condição. A potência produzida pela turbina a gás, nesta condição mínima é 1.500 kW (ANEXO A) e será assumido que a potência e vapor gerado são proporcionais, como mostrado na Figura 6.9, que também corresponde à linha a-b da Figura 6.8.

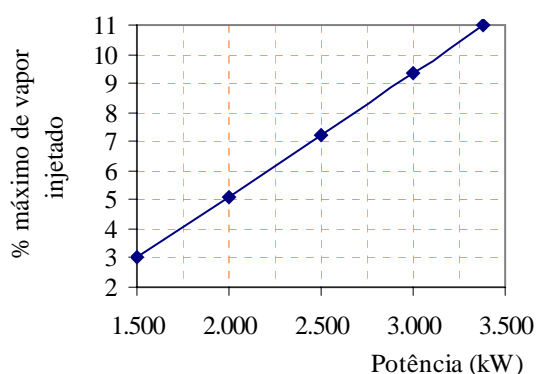


Figura 6.9.- Percentual máximo de vapor injetado

O significado de máximo vapor injetado é de vapor que a turbina a gás pode produzir para diferentes potências, ou seja, vapor autoproduzido e não recebido de outra fonte. A Figura 6.10 mostra o aumento de potência para algumas cargas da turbina, considerando o máximo vapor que pode ser autoproduzido e injetado. Na Figura 6.10 a linha identificada como limite indica a relação entre percentual de vapor máximo que pode ser injetado para cada potência, devendo ser a leitura no eixo das ordenadas acompanhando as linha traçadas e não de forma horizontal. As curvas da Figura 6.10 foram calculadas com o programa **TGstig.ees**, programa utilizado para valores intermediários da figura.

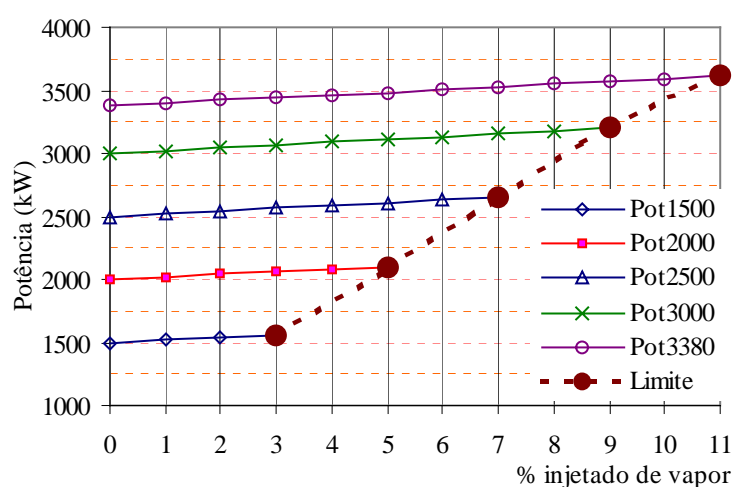


Figura 6.10.- Aumento da potência para várias cargas da turbina a gás

Uma forma de aproveitar o vapor gerado é utilizá-lo para aumentar a potência da turbina sem aumentar a quantidade de combustível, como mostrado na Tabela 6.17.

Tabela 6.17.- Efeito da injeção de vapor na potência e rendimento da turbina a gás.

Sem injeção			Com injeção		
Potência requerida (kW)	Ecomb (kW)	$\eta$	Carga (kW)-%injetado	Ecomb (kW)	$\eta$
3.380	12.148	0,28	3.145-10,5	11.131	0,31
2.440	9.316	0,26	2.317-6	9.148	0,27
1500	9.481	0,16	1.450-3	9.674	0,15

A tabela 6.17 mostra que quando a potência requerida no eixo da turbina a gás é a

máxima, ao se injetar 10,5% de vapor o combustível consumido diminui de 12.148 kW para 11.131 kW com um aumento do rendimento de 0,28 para 0,31, ou seja, um aumento de 10% aproximadamente. Com a potência média acontece uma situação similar, porém o aumento do rendimento é somente 3,8% e no caso de potência mínima o rendimento diminui. Isto acontece pelo fato de que o rendimento da turbina diminui bastante quando a carga é baixa, e dos resultados mostrados depreende-se que nesta aplicação deve ser utilizada somente da carga média para acima.

Voltando à Figura 6.8, a turbina com injeção de vapor irá operar na região 1 indicada nessa figura, porém para demandas baixas irá operar segundo a linha a-b. A operação da turbina nesta alternativa (alternativa **Macaé6**) somente tem por objetivo diminuir o consumo de gás natural na turbina a gás, sendo eventual a possibilidade de utilizar o vapor no processo e a TG opera da forma convencional. Esta alternativa será considerada apenas em conjunto com outras porque como será mostrado a seguir, não é uma solução economicamente atraente.

No caso da operação com potência máxima utilizando a injeção de 10,5%, segundo a Tabela 6.17 haveria uma redução de consumo de combustível de  $12.148 - 11.131 = 1.017$  kW, que no ano significa uma economia de 8.908.920 kWh. Com o custo do gás natural estimado em 1,565 US\$ por milhão de kJ a economia anual é de US\$ 50.188 de gás natural. A quantidade de vapor injetado é aproximadamente 1,8 kg/s, significando no ano uma quantidade de 56.764 toneladas, as quais a um custo de 0,00433 US\$ por kg (seção 6.31, Tabela 6.11), significam um valor de US\$ 245.791, indicando que esta alternativa, com o intuito apenas de economizar gás natural não é interessante para os custos do vapor e do gás considerados. Se a potência da turbina fosse utilizada para gerar energia elétrica, a energia elétrica produzida poderia ser aumentada com a injeção de vapor, segundo a Figura 6.10, de 3.380 para 3.600 kW, o que significaria um fornecimento extra de  $3.600 - 3.380 = 220$  kW, e no ano um total de  $220 \cdot 8.760 = 1.920.200$  kWh, que a um custo de 0,05 US\$/kWh representam US\$ 96.010 por ano, não sendo ainda vantajoso utilizar o vapor em injeção.

Uma possibilidade interessante de aplicação deste ciclo de forma conjunta com a alternativa **Macaé7** (descrita na seção 6.3.4) é a operação com carga total (3.380 kW) e produção de vapor de 1,8 kg/s, podendo ser injetado ou enviado para o processo, dependendo da relação dos custos do combustível e tarifa elétrica. No caso da injeção e/ou demandas elevadas de vapor, o déficit de vapor seria produzido por queima suplementar, tema que volta a ser comentado na sequência.

Na Figura 3.9 da seção 3.1.1.3 é mostrado o efeito da queima suplementar, na qual para se calcular a quantidade necessária de combustível, é assumido que os gases têm calor

específico constante e que o calor adicional é o necessário para aumentar a temperatura dos gases no ponto de aplicação da queima, que no caso de Macaé deve ser no evaporador, tal como indicado na Figura 4.11 da seção 4.4. Da Figura 3.9 e da equação (3.42), pode-se verificar que quanto menor for a temperatura do gás a ser re-aquecido, maior a quantidade de combustível adicional a ser queimado, permitindo mostrar de forma simples, a vantagem de se utilizar a queima suplementar no lugar de se utilizar uma caldeira convencional para fornecer o vapor adicional. Na Figura 3.9, o aumento de temperatura é de  $T_2$  para  $T_2'$ , em que  $T_2$  é da ordem de 400 °C e  $T_2'$  da ordem de 500 °C. No caso da caldeira convencional poderia ser suposto que a mistura de ar e combustível antes da combustão está a 100 °C e deverá ser aquecida a 500 °C. Na realidade, como é mostrado na Tabela 6.19, seção 6.3.5, a economia é da ordem de 11%, quando realizados os cálculos de uma maneira mais exata, considerando os aspectos da teoria da combustão. Na alternativa que está sendo proposta será considerada esta economia quando utilizada a queima suplementar. A quantidade de vapor produzido pelos gases da turbina a gás é 1,8 kg/s, que correspondem a uma injeção, por coincidência, com o valor indicado para queima suplementar, de 11%. Quando a injeção é total não há excedente para o processo, situação já analisada. Considerando apenas uma injeção de 0,8 kg/s, haveria uma sobra de 1 kg/s para o processo, ligeiramente superior à demanda mínima de 0,93 kg/s, o que exigirá queima suplementar na maior parte do tempo de operação. Segundo o modelo de demandas estabelecido pela Tabela 6.4 e os tempos nos quais acontece cada nível de demanda, pode ser calculado o déficit de vapor para 8.000 horas anuais de operação (H), para o fornecimento de 1 kg/s, utilizando a equação (6.1)

$$\text{Déficit}_{8.000} = H \cdot 3.600 \cdot [(D_C - 1) \cdot p_{25} + (D_B - 1) \cdot p_{50} + (1 - D_A) \cdot p_{25}] \quad (6.1)$$

$$\text{Déficit}_{8.000} = 8.000 \cdot 3.600 \cdot [(1,73 - 1) \cdot 0,25 + (1,33 - 1) \cdot 0,5 - (1 - 0,93) \cdot 0,25] = 9.504.000 \text{ kg}$$

lembrando que de acordo com a Tabela 6.4  $D_A$ ,  $D_B$  e  $D_C$  correspondem às demandas mínima, média e máxima de vapor e que  $p_{25}$  é a fração de tempo de operação tanto em demanda mínima como máxima e  $p_{50}$  a fração de tempo de operação nas média.

O déficit acima não é o déficit anual, haveria necessidade de acrescentar o déficit correspondente às 760 horas paradas. Caso este déficit fosse produzido de forma convencional, com o custo anteriormente utilizado para o vapor de 0,00433 US\$/kg, o custo do déficit seria de US\$ 41.152. Ao ser produzido por queima suplementar, como indicado no parágrafo anterior, existe uma redução de 11%, o que significa um custo de US\$36.625.

Na Figura 6.10 e Tabela 6.16 pode ser encontrado que na carga total, ou seja, 3.380 kW, com a injeção total de 11% a potência seria aproximadamente 3.600 kW e com a injeção correspondente a 0,8 kg/s, aproximadamente 4,8%, a potência é 3.400 kW. O anterior provoca uma perda de produção elétrica anual de  $(3.600-3.400) \cdot 8.000 = 1.600.000$  kWh, com um custo de US\$ 80.000. Em relação à Figura 6.8, esta alternativa opera na região 3. Este exemplo mostra a versatilidade do ciclo com injeção de vapor, no qual a injeção e queima suplementar podem ser administradas de acordo com a demanda de vapor e o custo dos insumos.

#### 6.3.4 Estocagem em gasodutos (Alternativa Macaé7).

Durante o desenvolvimento do projeto ATEE em projeto conjunto CENPES/PETROBRÁS, UFSC e UNESP, foi observado um potencial de estocagem da gás natural nos dutos de transporte, que são da ordem de 150 km de comprimento e 500 mm de diâmetro. O potencial consiste basicamente em aproveitar os períodos nos quais o compressor é exigido parcialmente, e por conseguinte a turbina a gás que o aciona, para forçar este a transportar mais gás do que o demandado, aumentando a pressão na linha e eventualmente parar o compressor, sendo a demanda requerida fornecida pela linha pressurizada. Durante esse período a turbina a gás, através de um acoplamento especial iria acionar um gerador elétrico, economizando energia elétrica consumida pela UPGN. O benefício seria maior caso a energia elétrica fosse produzida em horários de ponta. Na Tabela 6.1 são indicados os dados mais importantes para estimar a economia conseguida com essa prática.

Os valores da Tabela 6.1 indicam que no caso da demanda ser baixa, por exemplo 80.000 Sm<sup>3</sup>/h, ao estocar o duto poderá satisfazer essa demanda durante 18,88 horas e se for alta, 160.000 Sm<sup>3</sup>/h, por um período de 15,96 horas. No caso da demanda menor, o compressor dispõe de maior capacidade sobrando, o que lhe permite completar a capacidade máxima do duto em 6,79 horas, ao contrário do que quando a capacidade é máxima e a sobra de capacidade é menor, precisando de 24,92 horas para completar a capacidade. A pressão no duto também influi na capacidade de estocagem, sendo maior para uma pressão maior (considera-se que o receptor do gás precisa de um fornecimento a uma pressão mínima) e o tempo de enchimento menor, porque na pressão maior o duto já está perto da sua capacidade máxima de estocagem.

O custo adicional do gás natural gasto durante o período de pressurização/estocagem não é considerado porque será compensado durante o tempo que será aproveitada a estocagem, mas deve ser considerado o custo do gás natural utilizado para acionar a turbina

quando esta estiver acoplada ao gerador elétrico, período no qual se considera que a turbina irá operar com plena carga, ou seja, 3.380 kW.

Considerando os valores correspondentes a 120.000 Sm<sup>3</sup>/h e 8 MPa da Tabela 6.1, o ciclo enchimento/estocagem tem uma duração de 40,88 horas, o que significa a possibilidade de repetir o ciclo  $8.760/40,88 \sim 214$  vezes, e portanto a possibilidade de se gerar energia elétrica durante  $214 \cdot 17,71 \sim 3790$  horas por ano, com a potência máxima de 3.380 kW da TG, o que representa uma energia elétrica produzida no ano igual a  $3.380 \cdot 3790 = 12.810.200$  kWh.

Com o custo considerado para a energia elétrica de 0,05 US\$/kWh a economia anual seria de US\$ 640.050, economia da qual deve ser descontado o custo do gás natural consumido e o custo do acoplamento e gerador elétrico, custo que não foi possível obter durante a elaboração desta tese. A utilização da estocagem durante os períodos de ponta devem resultar em economias maiores quando consideradas as tarifas elétricas do horário de ponta, dependendo da programação da utilização da turbina a gás na geração de energia elétrica durante o tempo de estocagem.

### 6.3.5 Utilização dos gases da turbina a gás nos aquecedores de processo

Na UPGN de Macaé existem aquecedores que consomem gás natural, utilizando ar atmosférico como oxidante. Nesta alternativa (**Alternativa Macaé8**) é considerada a possibilidade de utilizar os gases de escape da turbina a gás como oxidante, visto o alto teor de oxigênio remanescente nesses gases.

#### **Aquecedor F-20601.**

Inicialmente é suposto que o calor específico dos produtos da combustão do aquecedor mantém as mesmas características, independentemente da sua composição e temperatura, o que poderá ser revisto caso condições tais como aumento da vazão (aumento da perda de pressão no aquecedor) ou aumento da temperatura da chama (problemas com materiais ou temperatura de filme do produto aquecido) sejam verificadas e consideradas aceitáveis. Nos cálculos que seguem são utilizados os valores da folha de dados do aquecedor, considerando que o produto aquecido é GN #2.

No caso original (15% de excesso de ar a temperatura ambiente), a temperatura de chama encontrada é 2071 K, valor coerente com o que foi obtido pela fórmula apresentada por Carvalho e Gotaç (1993). A partir da composição do gás natural queimado nas turbinas de

acionamento dos compressores, e o excesso de ar utilizado na combustão, é possível determinar a composição dos gases de escape, sendo possível determinar a temperatura da chama para os mesmos 15% de excesso de oxigênio, encontrando-se uma temperatura de chama de 1881 K.

### Estimativa da economia de combustível.

O critério utilizado é determinar a quantidade de gases produzidos por kmol de combustível queimado e considerar o calor específico desses gases com um comportamento igual ao caso original. Com o critério indicado, para uma mesma temperatura de chama, a massa de gases necessária é a mesma. Na Tabela 6.18 é mostrada a vazão e temperatura dos gases encontrada para a alternativa estudada e a condição original, estimando que a temperatura dos gases na chaminé é de 373 K.

Tabela 6.18.- Vazão por kmol de combustível e moles necessários para cada alternativa.

Alternativa	massa de combustível. (kg)	massa de ar ou gás (kg)	massa total de gases (kg)	Temperatura (K)	Gás necessário (kg)	kmoles de combustível necessários
Original	17,6	349,85	367,45	2071	1×367,45	1
alternativa	17,6	441,63	459,24	1881	0,9×459,24 (1)	0,9

(1) A quantidade de gases a uma temperatura menor é calculada por  $\frac{2071-373}{1881-373} 367,45 = 1,13 \times 367,45 = 413,74$  e o fator para a alternativa é  $413,74/459,24=0,9$ .  
Os fatores mostrados indicam também o número de moles de combustível utilizados para uma mesma liberação de calor

Na folha de dados é indicado que o calor total liberado pelo combustível (considerando perdas) é de  $3,08 \times 10^6$  kcal/hora, o que com um PCI de 11.705 kcal/kg significa um consumo de 263,13 kg/hora de combustível, no caso original. Por outro lado, considerando um custo do GN de US\$ 3 por milhão de BTU, determina-se um custo de 0,136 U\$/kg de GN. A Tabela 6.19 mostra a economia obtida. A alternativa parece interessante, dependendo do custo do duto necessário.

Tabela 6.19.- Economia anual obtida. Aquecedor F-20601

Alternativa	kg/h	Toneladas/ano (8760 horas/ano)	Custo (Us\$/ano)	Economia anual (U\$/ano)
Original	263,13	2.305	313.482	0
alternativa	236,13	2.068	281.316	32.166

### Aquecedor F-20602

De forma similar à anterior, determina-se a economia para as diferentes alternativas, e

os resultados são resumidos na Tabela 6.20.

Tabela 6.20.- Economia anual obtida. Aquecedor F-20602

Alternativa	kg/h	Toneladas/ano (8760 horas/ano)	Custo (US\$/ano)	Economia anual (US\$/ano)
Original	570,52	4.998	679.728	0
Alternativa	507	4.441	603.976	75.752

Na Tabela 6.21 é resumida a economia anual para a alternativa com diferentes temperaturas dos gases da turbina na entrada do aquecedor. Deve ser levado em conta que maiores temperaturas significam maiores espessuras de isolamento e perdas de pressão para um mesmo diâmetro interno do tubo.

Tabela 6.21.- Economia anual para várias temperaturas dos gases (US\$/ano)

Aquecedor	Temperatura (K/°C)		
	500/227	600/327	700/427
F-20601	32.166	42.007	55.518
F-20602	75.752	83.743	117.790

### Custos de implantação

Das economias estimadas nas seções anteriores devem ser subtraídos os custos do investimento na tubulação isolada entre turbina e o aquecedor, estimada em 100 metros de comprimento, além de custos operacionais devidos à diminuição da eficiência da turbina devido ao aumento da contrapressão na descarga por causa das perdas de pressão na tubulação de 100 metros. Também deve ser considerado que se os gases da turbina são utilizados numa caldeira de recuperação com o intuito de produzir eletricidade, a parcela desviada para o aquecedor equivale a uma certa quantia de energia elétrica que deverá ser adquirida da concessionária. Na seção 6.3.2 foi estimado que com turbina a vapor de contrapressão poderiam ser produzidos 510 kW e com uma de condensação, 1.829 kW. A diminuição da potência fornecida pode ser estimada assumindo uma proporcionalidade entre a vazão de gases de 18 kg/s e a vazão menor por causa do desvio para o aquecedor que é aproximadamente 1,8 kg/s, consumo necessário no aquecedor F-20601:

$$\text{Potência elétrica equivalente} = 510 \times 1,8/18 = 51 \text{ kW} \text{ ou}$$

$$\text{Potência elétrica equivalente} = 1.829 \times 1,8/18 = 182,9 \text{ kW}$$

Os valores acima equivalem a 446.760 kWh (8760 h/ano) e 1.602.204 kWh por ano,

respectivamente, que a um custo de 0,05 US\$ /kWh correspondem um valor anual de US\$ 22.340 e US\$801.100, que poderiam ser economizados com autoprodução de energia elétrica. Para o aquecedor F-20602 o raciocínio é semelhante e antes de se adotar esta alternativa deve ser feita uma avaliação mais completa considerando o custo da tubulação.

No caso de ser instalada uma caldeira de recuperação é necessário estimar perdas de carga na tubulação e o efeito no rendimento da turbina.

Considerando que a temperatura externa da tubulação seja aproximadamente de 50 °C e que é desejada uma temperatura entre 500 K (227 °C) e 700 K (427 °C) estimam-se as perdas de pressão numa faixa de 240 a 4 mm coluna de água, para diâmetros numa faixa de 300 a 700 mm (Tabela 6.22).

Tabela 6.22.- Perdas de pressão (mm. c a.)

Temperatura dos gases (°C)	Diâmetro interno (mm)				
	300	400	500	600	700
200	239,86	59,77	20,44	8,52	4,07
300	264,19	65,75	22,49	9,38	4,48
350	276,25	68,7	23,5	9,8	4,68
400	288,28	71,64	24,51	10,22	4,88
430	295,48	73,4	25,11	10,47	5,00

Da folha de dados da turbina verifica-se que existe uma perda de potência de aproximadamente 0,3 kW por mm de coluna de água, representando valores entre 72 a 1,2 kW de acordo com os valores máximos e mínimos da Tabela 6.22. Esta perda pode ser causa de uma menor vazão de gás natural no compressor ou uma pressão de descarga menor. Para facilitar as comparações será assumido que é necessário um consumo de GN adicional para suprir esta perda. O consumo normal é obtido da partir da folha de dados da turbina:

Potência: 3.380 kW

Consumo de combustível: 2.944 kcal/s

PCI: 10.195,3 kcal/Nm<sup>3</sup>

Com valores acima pode ser calculado que a vazão volumétrica de combustível é de 0,000085 Nm<sup>3</sup>/s/kW, de onde as perdas calculadas representam um aumento de consumo de GN de 0,0062 a 0,000102 Nm<sup>3</sup>/s. A quantidade anual será entre 195.523 a 3.217 Nm<sup>3</sup>/ano, que equivalem a 174.778 a 2.875 kg/ano, com um custo de 23.770 a 391 US\$/ano, para gás natural a 0,136 US\$/kg. Dependendo da tubulação escolhida este custo é comparável com os

benefícios, sendo necessário incluir os custos dessa tubulação. Na Tabela 6.23 é mostrada uma estimativa da espessura do isolamento para cada situação.

Verifica-se a necessidade de otimizar a relação entre diâmetro do tubo e temperatura desejada para garantir que a aplicação dessa alternativa seja realmente viável do ponto de vista econômico. Vale lembrar que as perdas de pressão em caldeiras de recuperação é da ordem de 125 a 150 mm. c. a. para turbinas até 10 MW e de 300 a 360 mm. c. a. para unidades maiores de vários níveis equipadas com sistema de redução catalítica (GANAPATHY, 1993). Valero *et al* (1994) utilizam um valor de 530 mm. c. a. Um caso interessante é indicado por Leibowitz e Tabb (1984), que reportam uma perda de pressão de 108 mm. c. a. (8,2 mm. c. Hg) para um caso real com vazão de gases de 18,2 kg/s, muito próxima da vazão de 18 kg/s das turbinas de Macaé.

Tabela 6.23.- Espessuras do isolante (mm) para vários diâmetros internos e temperaturas de saída

Temperatura dos gases (°C)	Diâmetros internos (mm)				
	300	400	500	600	700
200	0	0,35	0,565	0,85	0,87
300	3,825	5,45	6,95	8,35	9,55
350	8,85	12,1	15,15	18,05	20,85
400	23,5	31,5	39	46,5	54
430	61	81,5	100	120	139

Os dados da Tabela 6.22, quando comparados com os valores típicos de perdas de pressão indicados em HRSG's, são de ordem similar, dependendo do diâmetro interno do duto. Depreende-se então que, quando utilizada uma HRSG, é conveniente projetar o duto para uma perda de pressão igual à da HRSG; assim, se fosse utilizada uma HRSG com perda de pressão de 108 mm. c. a., para uma temperatura de saída dos gases de 427 °C, o diâmetro interno do duto seria entre 300 a 400 mm (Tabela 6.22) e uma espessura do isolante entre 61 a 81,5 mm (Tabela 6.23).

#### 6.4 ALTERNATIVA PARA UPGN DA LUBNOR

Como indicado na seção 6.2, uma alternativa interessante para esta UPGN pode ser a conversão do ciclo existente de cogeração num ciclo STIG para aumentar a produção de energia elétrica, produzindo o déficit de vapor com queima suplementar e se necessário utilizando a caldeira suplementar existente. Como a turbina a gás é similar à de Macaé, serão aplicados os mesmos parâmetros nesta análise. A produção da HRSG é de 9 t/h sem queima

suplementar e 15 t/h com queima suplementar (2,5 e 4,2 kg/s, respectivamente). A demanda indicada é 3,6 kg/s, o que indica que na operação atual é utilizada a queima suplementar com frequência. Uma injeção de 1 kg/s corresponde a 5% aproximadamente, da Tabela 6.16, com uma potência de 3.500 kW no lugar de 3.380 kW, e a queima suplementar ainda teria capacidade para fornecer o vapor necessário. A economia de energia elétrica e custo do vapor adicional, com os custos informados pela LUBNOR; vapor 5 US\$/t e energia elétrica a 81 US\$/Mwh, seriam iguais a:

$$\text{economia elétrica} = 8.000 \cdot (3.500 - 3.380) \cdot 0,081 = 77.760 \text{ US\$/ano}$$

$$\text{custo vapor} = 8.000 \cdot 3600 \cdot 1 \cdot 0,005 = 144.000 \text{ US\$/ano}$$

mostrando que para as tarifas indicadas não é interessante a injeção de vapor, e do ponto de vista de flexibilidade do processo não haveria grande aporte por já existir a queima suplementar. Também não foi considerado o custo do superaquecedor, que indicaria um resultado ainda menos interessante.

## 6.5 ESTUDO DE VIABILIDADE

Nesta seção é estimada a viabilidade econômica das alternativas propostas no capítulo anterior considerando a economia anual calculada para cada uma.

### 6.5.1 Alternativas para a UPGN de Macaé

Na Tabela 6.4 são indicadas as demandas utilizadas para estimar o desempenho das diferentes alternativas, e os percentuais de tempo nos quais cada demanda é solicitada. A Tabela 6.12 mostra que o custo adicional devido a diminuição da potência da turbina a gás por perdas de carga na HRSG é irrelevante se comparado com as economias obtidas, motivo pelo qual essas perdas não serão consideradas nos estudos que seguem.

Como já observado, em relação ao percentual de tempo este é definido 50% ( $p_{50}=0,5$ , fração de tempo correspondente) para demanda média e 25% ( $p_{25}=0,25$ , fração de tempo correspondente) para as demandas acima e abaixo da média.

#### 6.5.1.1 Alternativa **Macaé1**

Para a alternativa Macaé1, falta ainda considerar a variação de vazão dos gases da turbina a gás devido às variações de demanda do gás natural que é comprimido pelo compressor acionado pela turbina a gás. Considerando o mesmo critério adotado na seção 6.1 e Tabela 6.3, a rigor deveria ser acrescentada uma terceira variável nessa tabela, para incluir as variações de fornecimento de gases para a HRSG, ou utilizar 3 tabelas similares, uma para fornecimento médio, outra com um percentual de fornecimento acima da média e outro

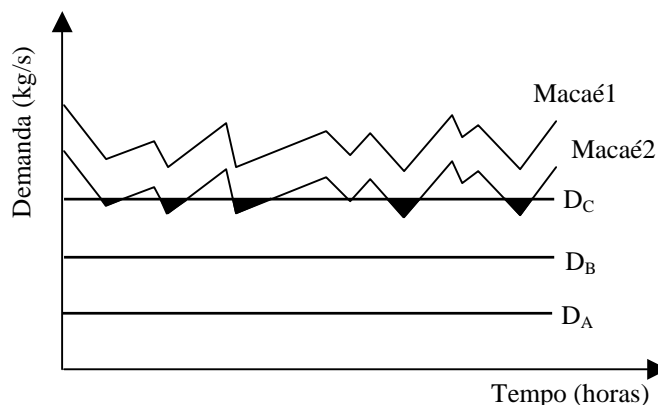


Figura 6.11.- Demanda e fornecimento de vapor – Alternativas Macaé1 e Macaé2.

abaixo dessa média. Deveria ser considerada também a proporção do tempo em que é fornecida cada vazão de gases. O problema pode ser simplificado de acordo com a Figura 6.11, na qual são indicadas a demanda média de vapor e os valores +30% e -30%, junto com o vapor que pode ser produzido pela HRSG em função dos gases fornecidos pela turbina a gás. Para o caso da alternativa Macaé1 os gases da turbina a gás e a HRSG especificada sempre podem fornecer qualquer demanda requerida de vapor não havendo déficit no fornecimento durante o período de H horas por ano que funciona a instalação de cogeração. O déficit anual de vapor devido às horas que a instalação não funciona é

$$ETC = D_B \cdot (8.760 - H) \quad (6.2)$$

e o custo de produzi-lo de forma convencional será:

$$CET = ETC \cdot P_v \cdot (8.760 - H) \quad (6.3)$$

Os valores obtidos são os indicados na Tabela 6.24, calculados para um custo de

0,00433 US\$/kg de vapor.

Tabela 6.24.- Alternativa Macaé 1 - Economia anual (custo do vapor 0,00433 US\$/kg)

Horas de operação por ano	Economia Anual (US\$)	retorno simples (anos)	1/retorno simples (1/ano)	Taxa de juros anual máxima para retorno em 3 anos	Taxa de juros anual máxima para retorno em 4 anos
7800	160.590	2,53	0,39	0,08	0,21
8000	164.707	2,47	0,40	0,10	0,22
8200	168.825	2,41	0,41	0,12	0,23
8400	172.943	2,35	0,42	0,13	0,25
8600	177.060	2,30	0,43	0,14	0,26
8760	180.354	2,26	0,44	0,15	0,27

De acordo com as equações (5.7) e (5.19), calcula-se que o retorno aconteça a partir dos três primeiros anos. A interpretação da taxa de juros máxima é de que a alternativa é atraente quando a taxa de juros é menor do que a máxima, para um determinado número de anos. Nas tabelas 6.24 e 6.25 também pode ser verificado que quando maior a economia, maior a taxa de juros aceitável para o mesmo tempo de retorno.

Tabela 6.25.- Alternativa Macaé 1 - Economia anual (custo do vapor 0,006 US\$/kg)

Horas de operação por ano	Economia Anual (US\$)	retorno simples (anos)	1/retorno simples (1/ano)	Taxa de juros anual mínima para retorno em 2 anos
7800	224.078	1,82	0,55	0,08
8000	229.824	1,77	0,56	0,08
8200	235.570	1,73	0,58	0,11
8400	241.315	1,69	0,59	0,12
8600	247.061	1,65	0,61	0,15
8760	251.657	1,62	0,62	0,16

#### 6.5.1.2 Alternativa **Macaé2**

Como mencionado na seção 6.5.1.1, de acordo com a Figura 6.11, existe a possibilidade de ser requerida a demanda máxima e simultaneamente a quantidade de gases de escape da turbina a gás ser a mínima, que coincide com a temperatura mínima. Nesse caso haverá um déficit adicional de fornecimento de vapor (adicional ao déficit devido à instalação estar fora de operação) que deverá ser suprido por caldeira convencional ou por queima suplementar. Para esta condição (408 °C e 13,5 kg/s de gases) a quantidade mínima de vapor produzido

( $E_{gvmin}$ ) é 1,69 kg/s e o déficit igual a  $1,73-1,69=0,04$  kg/s de vapor. Evidentemente este é o déficit máximo e haverá períodos no qual poderá ser menor. Neste trabalho é utilizado o valor máximo sendo corrigido por um fator tempo, que é a fração  $f_t$  suposta em horas do tempo que a demanda é +30%, assim sendo o déficit adicional anual de vapor (DAV) é calculado segundo a equação (6.4):

$$DAV=3600 \cdot H \cdot 0,25 \cdot (1,3 \cdot D_B - E_{gvmin}) \cdot f_t \quad (6.4)$$

que deve ser acrescentado ao calculado com a equação (6.2). Na Tabela 6.26 são mostrados os dados obtidos para diferentes frações  $f_t$ .

Tabela 6.26.- Alternativa Macaé2 – Economia anual (E) e retorno simples (R) considerando o tempo de déficit de produção de vapor (custo do vapor: 0,00433 US\$/kg).

Horas de operação por ano	fração $f_t = 0$			fração $f_t = 0,1$			fração $f_t = 0,3$		
	E (US\$)	R (anos)	1/R (1/ano)	E (US\$)	R (anos)	1/R (1/ano)	E (US\$)	R (anos)	1/R (1/ano)
7800	160.590	1,73	0,58	146.462	1,90	0,53	118.208	2,35	0,43
8000	164.707	1,69	0,59	150.218	1,85	0,54	121.239	2,29	0,44
8200	168.825	1,65	0,61	153.973	1,81	0,55	124.270	2,24	0,45
8400	172.943	1,61	0,62	157.729	1,76	0,57	127.301	2,18	0,46
8600	177.060	1,57	0,64	161.484	1,72	0,58	130.332	2,13	0,47
8760	180.354	1,54	0,65	164.489	1,69	0,59	132.757	2,09	0,48

Como era de se esperar, para a fração de tempo  $f_t=0$  a economia é a mesma da obtida na alternativa Macaé1 (Tabela 6.24) e quando o tempo de operação com déficit aumenta, a economia anual diminui. Devido ao custo menor do investimento, a alternativa Macaé2 tem um tempo de retorno simples menor que a alternativa Macaé1, para um mesmo custo do vapor produzido de forma convencional. Na Tabela 6.27 são mostradas as taxas de juros mínimas e o número de anos para início do retorno, para os dois casos de déficit calculados.

Tabela 6.27.- Alternativa Macaé 2 - Taxa de juros mínima para início do retorno (custo do vapor 0,00433 US\$/kg)

Horas de operação por ano	Déficit com $f_t = 0$	Déficit com $f_t = 0,1$	Déficit com $f_t = 0,3$
	Taxa de juros anual máxima para retorno em 2 anos	Taxa de juros anual máxima para retorno em 2 anos	Taxa de juros anual máxima para retorno em 3 anos
7800	0,11	0,04	0,14
8000	0,14	0,06	0,15
8200	0,15	0,08	0,18
8400	0,18	0,10	0,19
8600	0,19	0,11	0,20
8760	0,20	0,14	0,21

Das duas alternativas estudadas pode-se concluir que a alternativa Macaé1 é a que produz maior economia anual, US\$ 14.489 superior a alternativa Macaé2 quando considerado  $f_t=0,1$  e US\$ 43.468 maior que a alternativa Macaé2 com  $f_t=0,3$ . Uma comparação mais precisa é obtida estimando qual é a economia ao longo da vida útil da instalação, por exemplo, 20 anos, e com uma mesma taxa de juros, como mostrado na linha final da Tabela 6.28. Dependendo do grau de confiabilidade da informação do fator  $f_t$ , a alternativa Macaé2 é a mais interessante se  $f_t=0,1$ , tendo ainda como vantagem um investimento menor e um tempo de retorno menor.

Tabela 6.28.- Comparação das alternativas de cogeração para Macaé.

	Macaé1	Macaé2	
		$f_t=0,1$	$f_t=0,3$
Investimento (US\$)	415.000	278.000	
Economia anual (US\$)	164.707	150.218	121.239
Taxa de juros mínima	0,10	0,06	0,15
Tempo de retorno (anos)	3	2	3
Economia em 20 anos (taxa de juros =0,06)	1.681.900	1.963.100	1.350.300

### 6.5.1.3 Alternativa **Macaé3**

Na Tabela 6.29 estão resumidos os valores para a alternativa Macaé3 da seção 6.3.2, recalculados para 8.000 horas de operação por ano.

Tabela 6.29.- Alternativa Macaé3 – Economia elétrica máxima e mínima para 8000 horas/ano de operação e tarifa elétrica de 0,05 US\$/kWh

Custo HRSG (US\$)	442.860	
Custo turbina a vapor (US\$)	183.600	
Custo total (US\$)	626.460	
Economia elétrica (US\$/ano)	204.000	108.000
Retorno simples (anos)	3,07	5,80
Vapor produzido (kg/s)	2,15	1,29
Potência da turbina a vapor (kW)	510	270

A Tabela 6.29 mostra que o retorno depende da quantidade de vapor produzido, variável por causa da carga variável da turbina a gás. A alternativa não parece mais atraente que a alternativa Macaé2, especialmente pelo tempo de retorno. Como a demanda máxima de vapor é 1,73 kg/s, haverá períodos de déficit de vapor, déficit que deverá ser compensado de forma convencional ou por queima suplementar. A modelagem para este caso será a mesma utilizada para alternativa Macaé2, utilizando os mesmos fatores  $f_t$  anteriores para a demanda máxima de 1,73 kg/s, devendo ser aplicados fatores  $f_t$  para a demanda média (1,33 kg/s), porque esta também é maior do que a produção mínima (1,29 kg/s). Como esta situação é menos provável de acontecer do que com a demanda máxima nas comparações, os fatores serão reduzidos à metade, ou seja, 0,05 e 0,15.

O déficit adicional de vapor é calculado como indica a equação (6.5).

$$DAV=3600 \cdot H \cdot 0,25 \cdot (1,3 \cdot D_B - E_{gvmin}) \cdot f_{tm\acute{a}x} + 3600 \cdot H \cdot 0,5 \cdot (D_B - E_{gvmin}) \cdot f_{tm\acute{e}dia} \quad (6.5)$$

Para calcular a energia elétrica fornecida pela turbina a vapor é necessário conhecer a quantidade de gases fornecida pela turbina a gás em função do tempo, e será assumido de forma similar, mas não os mesmos valores do que as demandas de vapor, sendo 30% do tempo na carga máxima, 60% na carga média e 10% na carga mínima, valores que podem ser aplicados na potência fornecida pela turbina a vapor considerando que a potência máxima da turbina (510 kW) corresponde à vazão máxima de gases (18 kg/s e 459 °C), a potência mínima (270 kW) à vazão mínima (13,5 kg/s, 408 °C) e a potência média  $(510+270)/2=390$  kW a uma carga média da turbina a gás que não é preciso estimar para o cálculo. A energia elétrica produzida anualmente pela turbina a vapor (EEPV) calcula-se utilizando a equação (6.6), em kWh.

$$EEPV=H \cdot (0,30 \cdot 510 + 0,60 \cdot 390 + 0,10 \cdot 270) = H \cdot 414 \quad (6.6)$$

e o custo que deixa de ser pago à concessionária deve ser acrescentado à economia obtida com o vapor.

O vapor produzido (VP) é calculado de forma similar do que a eletricidade, segundo a equação (6.7)

$$VP=3.600 \cdot H \cdot (0,30 \cdot 2,15 + 0,60 \cdot 1,72 + 0,10 \cdot 1,29) = 3.600 \cdot H \cdot 1,806 \quad (6.7)$$

Pode ser verificado que a produção mínima de vapor também é menor que a demanda média, de forma que o déficit adicional de vapor pode acontecer em três situações, nas quais a coincidência de produção mínima com demanda média tem mais ou menos probabilidades, de forma que o fator de tempo deve ser estimado maior ou menor de acordo com essa probabilidade<sup>13</sup>. Na tabela 6.30 são indicadas as demandas e produções de vapor e os fatores de tempo assumidos, de acordo com um critério de probabilidades (intersecção dos tempos de cada).

Tabela 6.30.- Fatores e demandas para os cálculos da alternativa Macaé3

Demanda (kg/s)/tempo	Produção (kg/s)/tempo	Fator de tempo $f_t$
Máxima- 1,73/0,25	Média- 1,72/0,6	$f_{t1}=0,1500$
Máxima- 1,73/0,25	Mínima- 1,29/0,1	$f_{t2}=0,0250$
Média- 1,33/0,5	Mínima- 1,29/0,1	$f_{t3}=0,0500$

Substituindo valores na equação (6.5), considerando também que a produção média é menor que a demanda média, resulta a equação (6.8)

$$DAV=3.600 \cdot H \cdot 0,25 \cdot (1,73-1,72) \cdot 0,15 + 3600 \cdot H \cdot 0,5 \cdot (1,73-1,29) \cdot 0,025 + 3600 \cdot H \cdot 0,25 \cdot (1,33-1,29) \cdot 0,05 = 3.600 \cdot H \cdot 0,0064 \quad (6.8)$$

<sup>13</sup> Deve ser observado que as demandas e produções aqui definidas como valores discretos por simplificação, na realidade acontecem de forma contínua e a forma mais precisa de modelagem é utilizar as curvas reais de demanda e produção, quando existentes.

O vapor líquido produzido é então VP-DAV e a economia da alternativa é calculada como

$$\text{Economia} = \text{EEPV} \cdot P_{el} + (\text{VP-DAV}) \cdot P_v \quad (6.9)$$

com valores mostrados na Tabela 6.31.

Tabela 6.31.- Alternativa Macaé3 - Economia anual total (custo do vapor igual a 0,00433 US\$/kg)

Horas de operação por ano	Economia Anual (US\$)	retorno simples (anos)	1/retorno simples (1/ano)	Taxa de juros anual mínima para retorno em 2 anos
7800	352.867	1,78	0,56	0,08
8000	361.915	1,73	0,58	0,11
8200	370.963	1,69	0,59	0,12
8400	380.011	1,65	0,61	0,15
8600	389.059	1,61	0,62	0,16
8760	396.297	1,58	0,63	0,17

Deve ser observado que os valores da Tabela 6.31 divergem dos valores da Tabela 6.29 porque nesta última somente está indicada a economia com eletricidade.

Para 20 anos de operação, com 8.000 horas por ano e taxa de juros de 10%, a economia é US\$ 2.454.731. No caso de não considerar o déficit adicional de vapor (DAV) essa economia, em valor presente, seria de US\$ 2.700.774, 14% maior, mostrando que é importante considerar as variações de demanda e produção, assim como a simultaneidade de ocorrência de demandas altas com produções baixas.

#### 6.5.1.4 Alternativa **Macaé4**

Esta alternativa, que utiliza a mesma HRSG da alternativa Macaé3, não produz vapor para consumo no processo, fornecendo apenas energia elétrica com uma turbina a vapor de condensação, como explicado na seção 6.3.2. Os custos do investimento e produções máxima e mínima de potência elétrica estão indicadas na Tabela 6.32.

Tabela 6.32.- Alternativa Macaé4 – Economia elétrica

máxima e mínima para 8000 horas/ano de operação e tarifa elétrica de 0,05 US\$/kWh

Custo HRSG (US\$)	442.860	
Custo turbina a vapor (US\$)	3.017.850	
Custo total (US\$)	3.460.710	
Economia elétrica (US\$/ano)	731.600	387.200
Retorno simples (anos)	4,73	8,94
Vapor produzido (kg/s)	2,15	1,29
Potência da turbina a vapor (kW)	1.829	968

Como visto na seção 6.5.1.3, faz-se necessário considerar a fração de tempo que a turbina a gás opera com cada nível de carga, porém não é necessário considerar as demandas de vapor, que será fornecido de forma convencional. A equação (6.6), calculando a produção média como  $(1.829+968)/2=1398,5$  kW, assume a forma

$$EEPV=H \cdot (0,30 \cdot 1.829 + 0,60 \cdot 1.398,5 + 0,10 \cdot 968) = H \cdot 1.484,6$$

(6.10)

Os valores de economia e retorno obtidos são indicados na Tabela 6.33 e indicam uma condição pouco desejável em relação ao retorno simples do investimento, assim como a taxa mínima mostrada. Essa taxa é a mínima que pode ser aceita para obter retorno em 7 anos; no caso em questão, tratam-se de taxas relativamente baixas para o mercado brasileiro (4 a 7%). Para 8.000 horas de operação por ano e uma taxa mais apropriada, por exemplo 12%, o tempo de retorno seria de aproximadamente 10 anos. Mesmo com uma vida útil estimada de 20 anos, o investimento não é muito interessante porque o custo do capital investido é muito elevado, e o ganho ao final de 20 anos seria de US\$ 974.946 em termos de valor presente. Aparentemente o custo específico de 1.650 US\$/kW utilizado para estimar o valor da turbina de condensação é o causador deste resultado pouco interessante.

Tabela 6.33.- Alternativa Macaé4 - Economia anual total (tarifa energia elétrica, 0,05 US\$/kWh)

Horas de operação por ano	Economia Anual (US\$)	retorno simples (anos)	1/retorno simples (1/ano)	Taxa de juros anual mínima para retorno em 7 anos
7800	578.994	5,98	0,1673	0,04
8000	593.840	5,83	0,1716	0,06

8200	608.686	5,69	0,1759	0,06
8400	623.532	5,55	0,1802	0,07
8600	638.378	5,42	0,1845	0,07
8760	650.255	5,32	0,1879	0,07

Para o caso de uma menor taxa de juros, por exemplo 2%, o balanço ainda é negativo no valor de US\$ 1.414.118. A Tabela 6.34 é mostrado o resultado para 20 anos de operação (8.000 horas por ano), para várias tarifas elétricas e taxas de juro de 2 e 12%.

Tabela 6.34.- Influência da tarifa elétrica no balanço após 20 anos (US\$)

Tarifa elétrica (US\$/kWh)	Juros 12%	Juros 2%
0,1	5.627.618	10.462.682
0,09	3.252.258	8.087.322
0,08	876.898	5.711.962
0,07	(-)1.498.462	3.336.602
0,06	(-)3.873.822	961.242
0,05	(-)6.249.182	(-)1.414.118

A Tabela 7.34 indica que a alternativa é interessante apenas para tarifas elétricas acima de 0,08 US\$/kWh, valor que pode vigorar eventualmente, face à dinâmica dos custos no Brasil. As alternativas estudadas anteriormente também seriam “beneficiadas” pelas tarifas maiores, e devem ser recalculadas para uma comparação correta. Uma verificação dos custos da turbina a vapor também é necessária.

#### 6.5.1.5 Alternativa **Macaé5**

Como estimado na seção 6.3.2, a potência que pode fornecer a turbina a vapor nesta alternativa é 2.057 kW, e considerando o custo específico de 1.650 US\$/kW resulta num custo de US\$ 3.394.050 para a turbina a vapor e um custo total de US\$ 3.953.850 ao considerar o custo da HRSG. Considerando as mesmas proporções em relação à alternativa **Macaé4**, a economia anual para 8.000 horas de operação seria  $2.057/1.829 \cdot 593.840 = \text{US\$}667.867$ , resultando num retorno simples de  $3.953.850/667.867 = 5,92$  anos, ligeiramente superior à alternativa **Macaé4**. Os comentários e análises para esta alternativa são os mesmos do que para alternativa Macaé4, com uma pequena diferença a favor em relação à energia elétrica

produzida.

#### 6.5.1.6 Alternativa **Macaé6**

Esta alternativa foi discutida tecnicamente na seção 6.3.3, e na mesma seção uma pré-análise econômica mostrou ser pouco atraente caso o objetivo fosse unicamente a geração elétrica.

#### 6.5.1.7 Alternativa **Macaé7** (Estocagem em gasodutos).

Como indicado na seção 6.3.4, o tempo de estocagem de gás natural em gasodutos está sujeito à demanda do gás pelo receptor e à pressão de operação. A duração do ciclo, indicada na Tabela 6.1, determina o número de ciclos de estocagem que podem ser realizados anualmente, e o período de aplicação de cada ciclo. Para ser o mais eficiente possível este ciclo deveria incluir o período de tarifa de ponta (17:30 a 20:30, exceto Sábados e Domingos, para Bandeirantes Energia SA.), o que não seria problema porque a capacidade de estocagem é superior a esse período em todos os casos. A maior capacidade de estocagem é 24,73 horas e a menor 15,96 horas, com tempo de enchimento de 3,39 e 24,92 horas, compondo ciclos de 28,12 e 40,88 horas, respectivamente. A quantidade de ciclos por ano em cada caso é 311 e 214, respectivamente.

Pode ser assumido que 250 dias são sujeitos ao horário de ponta e que o tempo de estocagem, tempo de enchimento e portanto do ciclo podem ser ajustados de forma, por exemplo, a realizar um ciclo diário de 15 horas com 5 horas disponíveis para enchimento e 10 de estocagem. Nessas 10 horas seria produzida energia elétrica, sendo 3 horas no horário de ponta, e a economia elétrica obtida pela estocagem (EEE) obtida calcula-se com a expressão (6.11)

$$EEE=7 \cdot 3.380 \cdot 250 \cdot TFP + 3 \cdot 3.380 \cdot 260 \cdot TP + 10 \cdot (365 - 250) \cdot TFP$$

(6.11)

com TFP (tarifa fora de ponta) igual a 36,21 US\$/MWh e TP (tarifa no horário de ponta) igual a 55,69 US\$/MWh, segundo Tabela 6.35

Tabela 6.35.- Tarifas elétricas<sup>14</sup> (Bandeirante Energia, Resolução ANEEL No 244/2004 de 18/10/2004, Subgrupo A2, 88-138kV)

Período	Tarifa em R\$/MWh	Tarifa em US\$/MWh (1US\$=2,9 R\$)
Ponta seca	161,52	55,69
Ponta úmida	147,58	50,88
Fora de ponta seca	105,02	36,21
Fora de ponta úmida	95,23	32,83

A economia anual calculada com os valores indicados é US\$ 496.100 e sem incluir o horário de ponta no período de estocagem a economia seria de US\$ 446.700, diferença importante se considerado que pode ser obtida sem custo adicional, apenas remanejando os horários de utilização. As economias calculadas são menores do que a estimada na seção 6.3.4 devido à utilização de uma programação mais realista, especialmente porque o processo de estocagem deve ser sincronizado com a Estação de Compressão a montante de Macaé. Segundo análise de outras alternativas, por exemplo Tabela 6.31 da seção 6.5.1.3, um retorno simples da ordem de 1,5 a 2 é interessante, o que significa que o custo aceitável para o acoplamento especial e o gerador elétrico (valores que não conhecemos), seria na faixa de US\$ 992.200 a US\$ 670.000, considerando estes valores estimados.

#### 6.5.1.8 Turbina a gás operando com carga máxima

Como fora mencionado na seção 6.3.1, no caso de houver uma operação de estocagem, a turbina a gás opera com carga 100% durante cada ciclo, seja produzindo energia elétrica ou estocando gás no duto e o efeito nas alternativas de ciclo combinado **Macaé3** e **Macaé4** é indicado na Tabela 6.36, para 8000 horas de operação do ciclo por ano. Os valores indicados na Tabela 6.36 mostram a vantagem de se operar com carga máxima, embora exista uma sobra de vapor, que poderia ser injetada na turbina. A sobra garantida de vapor é igual ao fornecimento da alternativa Macaé3 menos a demanda máxima, que foi estimada em 1,73 kg/s

<sup>14</sup> **TARIFAS DIFERENCIADAS** Para essa modalidade horo-sazonal, o preço do fornecimento de energia será diferenciado em função do horário e do período do ano de utilização.

**Horário de Ponta (P)** - composto por 3 horas consecutivas definidas pelo Concessionário de acordo com as características do seu sistema elétrico, situada no intervalo compreendido diariamente, entre 17h e 22h, exceto sábados e domingos e feriados Nacionais ou outros feriados definidos por Lei Federal..

Na **Bandeirante**, o horário de Ponta estabelecido é das 17h30 às 20h30.

**Horário Fora de Ponta (FP)** - composto pelas 21 horas diárias complementares ao horário de Ponta. Sábados e domingos são considerados horários Fora de Ponta.

**Período Úmido (U)** - período de 5 meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de dezembro de um ano a abril do ano seguinte

**Período Seco (S)** - período de 7 meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de maio a novembro.

na seção 6.3.1, Tabela 6.4.

Tabela 6.36.- Economia com carga total da turbina a gás. Custo do vapor 4,33 US\$/t, custo energia elétrica 0,05 US\$/kWh

Alternativa	Operação com carga total					Economia c/ carga parcial (US\$)	Aumento da economia (US\$)
	Potência elétrica (kW)	Produção de vapor (kg/s)	Economia em vapor (US\$)	Economia elétrica (US\$)	Economia Total (US\$)		
Macaé3	510	2,15 <sup>1</sup>	165.856	204.000	369.856	361.915	7.941
Macaé4	1.829	0	0	731.600	731.600	593.840	137.760

(1) Para o cálculo da economia foi considerado valor de 1,33 kg/s que é a demanda média. Realmente há sobra de vapor

Ao revisar as diversas alternativas apresentadas, é encontrada uma série de comentários e variantes das mesmas, o que dificulta uma comparação rigorosa e ao mesmo tempo sucinta entre cada uma. A Tabela 6.37 resume as principais características das alternativas.

Tabela 6.37.- Resumo das alternativas propostas.

Alternativa	Descrição	Economia anual (US\$)	Investimento (US\$)	Retorno simples (anos)	Economia em 20 anos (US\$)
Macaé1	Produção de vapor 1,69 kg/s- Modelo HRSG C-gases TG 18 kg/s-459 °C -Ciclo Cogeração	164.707	415.000	2,47	
Macaé2	Produção de vapor 2,7 kg/s- Modelo HRSG D-gases TG 18 kg/s-459 °C -Ciclo Cogeração	150.218	278.000	1,85	
Macaé3	Produção de vapor 2,15 kg/s- Modelo HRSG D-gases TG 18 kg/s-459 °C -TV contrapressão 510 kW-Ciclo Combinado	204.000	626.458	3,07	2.454.731
Macaé4	Produção de vapor 2,15 kg/s- Modelo HRSG D-gases TG 18 kg/s-459 °C -TV condensação 1.829 kW-Ciclo Combinado	731.600	3.460.708	4,73	974.946
Macaé5	Produção de vapor 2,15 kg/s- Modelo HRSG 2P-gases TG 18 kg/s-459 °C -TV condensação 2.000 kW-Ciclo Combinado	667.867	3.953.850	5,92	
Macaé6	Produção de vapor 2,17 kg/s- Modelo HRSG 2P-gases TG 18 kg/s-459 °C -Ciclo STIG	negativa por causa do vapor injetado	485.260		

Macaé7	Produção de energia elétrica durante a estocagem em dutod	496.000
Macaé8	Utilização de gases da TG nos aquecedores	173.308
LUBNOR	Conversão da cogeração em STIG	negativa por causa do vapor injetado

## 7 CONCLUSÕES

### 7.1 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

- Os resultados foram obtidos a partir de demandas supostas, sendo o ideal a utilização de curvas de demanda reais, especialmente para estabelecer o grau de simultaneidade.
- As informações sobre custos de turbinas a gás são suficientemente completas através do emprego do 2003 GTW Handbook e sobre custos de HRSG também, embora falta atualização do dólar no caso das HRSG. Custo de turbinas a vapor e equipamentos auxiliares são menos conhecidos.
- Foi considerado no máximo possível o efeito das variações de carga no desempenho de ciclos e equipamentos, especialmente no sentido de chamar a atenção de inclui-los, embora às vezes a modelagem tenha sido feita considerando informações muito gerais.
- As estimativas relacionadas com créditos de carbono consideram que a diminuição das emissões pode gerar um lucro, sem entrar no mérito da legislação ao respeito, que deve validar esse lucro potencial.

### 7.2 CONCLUSÕES

Os cálculos dos Capítulos 5 e 6 mostraram que as variações de demandas de energia elétrica e térmica, e sua interação, influenciam no desempenho econômico das alternativas.

Existe um potencial razoável de economia de energia nas instalações de petróleo e gás e dependendo da capacidade de produção de energia através da queima de combustíveis, o desenvolvimento de ciclos cada vez mais eficientes se mostra importante.

O ciclo STIG é o ciclo avançado que aparentemente está em condições de ser utilizado em forma mais imediata, por estar num estágio bastante adiantado. Embora o ciclo não seja a melhor solução em qualquer situação, como foi visto neste trabalho, porém, tem flexibilidade para se adaptar a processos com demandas variáveis e até a cenários econômicos, sem necessidade de uma nova instalação. O ciclo STIG é importante do ponto de vista ecológico por causa de que a injeção de vapor reduz as emissões de  $\text{NO}_x$ .

É importante considerar o aspecto ecológico, não somente por motivos de desenvolvimento sustentável como também pela possibilidade de obter um retorno econômico através da venda dos créditos de carbono. Enquanto as fontes alternativas se desenvolvem, é

necessário que as alternativas tradicionais e as novas que estão em estágio avançado de desenvolvimento atinjam a máxima eficiência possível.

Como verificado no Capítulo 6, a variação das demandas elétrica e térmica consideradas em forma independente ou conjunta alteram os resultados econômicos das alternativas.

As alternativas Macaé7 e Macaé8 demonstram que os ciclos de cogeração podem ser projetados para operar em forma sincronizada com processos industriais.

### 7.3 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Sugere-se que em futuros trabalhos o programa comercial LabView seja considerado, especialmente para simular processos em forma dinâmica, o que permitiria simular eficientemente uma instalação real e avaliar os efeitos das cargas variáveis ao longo de períodos ou campanhas sazonais de operação.

Na simulação indicada acima, recomenda-se incluir a variabilidade das propriedades dos gases de escape das turbinas a gás, nas análises econômicas e energéticas.

Estudos mais detalhados do ciclo STIG são convenientes, eventualmente como tema único de trabalhos futuros.

Um aprofundamento em relação ao funcionamento do sistema de créditos de carbono, especialmente do ponto de vista legal, parece ser um assunto interessante na viabilização de novos projetos de geração de energia.

Um trabalho detalhado em relação a custos de equipamentos é cada vez mais necessário, especialmente porque não foi encontrada literatura atualizada com essas informações.

A comercialização dos créditos de carbono deve ser estudada do ponto de vista prático no sentido de conhecer os mecanismos legais para a venda desses créditos.

## REFERÊNCIAS

ABDALLAH, H., HARVEY, S. Thermodynamic analysis of chemically recuperated gas turbines. **Int. J. Therm.** v. 40, p. 372-384, 2001.

AGENCIAS INTERNACIONAIS DE MOSCOURússia ameaça não assinar acordo climático de Kyoto. **Valor econômico**, Internacional, São Paulo, 30 set. 2004, p A8.

ALTENFELDER, R.: A redução da pobreza e o desenvolvimento sustentável. **Valor econômico**, São Paulo, 3 ago. 2004, p A10.

ALVARES, T. N.: Transações com créditos de carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 24 mar. 2003

ATEE. Análise Térmica de Eficiência Energética em Estações de Compressão de Gás Natural. Projeto realizado pelas instituições UNESP, UFSC, CENPES/PETROBRÁS, 2002

BALESTIERI, J. A. P.. *Cogeração*.1ª. Florianópolis (Brasil), Ed. da UFSC, 2002. 279p

BATHIE, W. W. *Fundamentals of Gas Turbines*. 1ª. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1984. 358p.

BOYEN, J. L. “Thermal Energy Recovery”, John Wiley & Sons, New York, USA, 346p. 1980

BOHEM, R. F. *Design analysis of thermal systems*. New York: John Wiley & Sons, Inc.,1987.266p.

BRITO, A.: Metodologia para créditos de carbono. **Gazeta Mercantil**, Saneamento e saúde, Co-geração, São Paulo, 28 abr. 2003.

CARDOSO, E.: A força do destino. **Valor econômico**, São Paulo, 18 ago. 2004, p A17.

CÂRDU, M., BAICA, M. Gas turbine installation with total water injection in the combustion chamber. **Energy Conversion Management**. v. 43, p.2395-2404, 2002.

CÂRDU, M., BAICA, M. About the ecological aspects of dual fuel combustion in thermopower plants. **Energy Conversion Management**. v. 44, p.1773-1786, 2003.

CARVALHO, M. C.: Poluição alheia dá lucro. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 15 abr. 2002, Nacional.

CARVALHO, J.A., GOTAC, P. R., “Heat na Mass Balance Analysis of an Incinerator for Aqueous Wastes”, *International Comm. Heat and Mass Transfer*, 20(4), pp 535-544, 1993

CARVALHO, J. A.; LACAVA P. T. *Emissões em processos de combustão*. 1ª. São Paulo. Editora UNESP. 2003. 135p.

CERRI, G.; COLAGÉ, A. Steam cycle regeneration influence on combined gas-steam power plant performance. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 107, p.574-581, july, 1985.

COEN (2004) <http://www.coen.com/html/contact.html>

COHEN, H., ROGERS, G. F. C., SARAVANAMUTTOO, H. L. H. *Gas Turbine Theory*. 4<sup>a</sup>. London: Addison Wesley Longman Limited.,1996.442p.

CRANE. 1973. Flow of fluids through valves, fittings, and pipe. Technical Paper No. 410. 13<sup>th</sup> printing.

CZAPSKI, S. Exploração em outros campos. **Valor Setorial – Petróleo e Gás**, São Paulo, Out. 2004, Ambiente

DE RUYCK, J.; BRAM, S., ALLARD, G. REVAP Cycle: A New Evaporative Cycle Without Saturation Tower. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 119, p.893-897, october, 1997.

ÉBOLI, C.: Créditos de carbono são bom negócio. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 8 mai. 2002, Nacional.

EES Engineering Equation Solver, S. A. Klein and F. L. Alvarado, Professional Version 6.596 (09/06/2002)

ERNST, M. A. B., BALESTIERI, J. A. P., LANDA, H. G., CAMPOS, F. B., MANTELLI, M. B. Storage capacity in pipelines - A possible way to produce electric power on peak periods. *Rio Pipeline Conference & Exposition Brasil*. 2003

FALCETTA, M. F., SCIUBBA, E. A computational, modular approach to the simulation of power plants. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 2, p.131-145, 1995.

FOSTER-PEGG, R. W. capital cost of gas-turbine heat-recovery boilers. **Chemical Engineering** . July 21, p.73-78, 1986.

GANAPATHY, V., Recovering heat when generating power, **Chemical Engineering**, February, 1993a, pp 94-98.

GANAPATHY, V. Simulation Aids Cogeneration System Analysis. **Chemical Engineering Progress**. v. 89, n 3, p.27-31, 1993.

GANAPATHY, V. *Steam plant calculation manual*. 2<sup>a</sup>. New York. Marcel Dekker, Inc. 1994. 426p

GTW Gas Turbine World Handbook. Fairfield: Pequot Publishing Inc.2003.

**IPSEpro, Process Simulator, SIMTECH, Simulation Technology,**  
(techsupport@simtech.co.at)

HABIB, M., A.; ZUBAIR, S. M. Second-law based Thermodynamic Analysis of regenerative-Reheat Rankine\_Cycle Power Plants. **Energy**. v. 17, n. 3, p.295-301, 1992.

HARVEY, S., KANE, N. Analysis of a reheat gas turbine cycle with chemical recuperation using ASPEN. **Energy Conversion Management**. v. 38, p.1671-1679, 1997.

HEPPENSTALL, T. advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. **Applied Thermal Engineering**. v. 18, p.837-846, 1998

HEYEN, G., KALITVENTZEFF, B. A comparison of advanced thermal cycles suitable for upgrading existing power plant. **Applied Thermal Engineering**. v. 19, p.227-237, 1999

HOFFMANN, A. S.: Desenvolvimento do mercado de carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 4 jun. 2004, Legal e Jurisprudência, p.1.

HORLOCK, J. H. *Cogeneration: Combined Heat and Power. Thermodynamics and Economics*. 1ª. Oxford: Pergamon Press, 1987. 210p.

HORLOCK, J. H. *Combined Power Plants*. 1ª. Oxford: Pergamon Press Ltd., 1992. 288p.

HU, S. D. *Cogeneration*. 1ª. Reston: Reston Publishing Company, Inc., 1986. 428p.

KEHLHOFER, ROLF. *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 1ª. Tulsa: PennWell Publishing Company, 1991. 387p.

KIM, T.S.,OH, C. H., RO, S. T. Comparative Analysis of the Off Design Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems. **Heat Recovery Systems & CHP**. V.14, N° 2, p.153-163, 1994

LANDA, H. G., CAMPOS, CAMPOS, F. B., MANTELLI, M. B. H., BALESTIERI, J. A. P.,ERNST, M. A. B. Transformation of compression stations into independent energy producers. *17 World Petroleum Congress*.(Brasil). 2002.v. 1. p.1-9

LEIBOWITZ, H., TABB, E. The Integrated Approach to a Gas Turbine Topping Cycle Cogeneration System, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, October 1984, vol. 106, pp. 731-736.

LORA, S. E. E. Introdução as centrais termelétricas (CTE) a ao sistema elétrico. In:\_\_\_\_. LORA, S. E. E., FERREIRA, C., LIMA, M. W.J., MENDES, de C. P. P. **Operação de centrais termelétricas e interação com o sistema elétrico**. Itajubá: FUPAI, 2001, cap.1, p. 1-58. Apostila do curso ministrado nas dependências da PETROBRÁS/CENPES, Rio de Janeiro/RJ no período de 13/08 a 17/08/2001.

LORA, S. E. E., NASCIMENTO R. M. A. *Geração Termelétrica-Planejamento, Projeto e Operação*.v1. Rio de Janeiro. Editora Interciência. 2004a. 1263p.

LORA, S. E. E., NASCIMENTO R. M. A. *Geração Termelétrica-Planejamento, Projeto e Operação.v2*. Rio de Janeiro. Editora Interciência. 2004b. 1263p.

MAGNAVITA, M.: Preço do petróleo cairá, mas ficará em nível elevado. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 7 Out. 2004, Energia, p.A1 e A6.

MATAIX, C. *Turbomáquinas térmicas*. 1ª. Madrid: Editorial Dossat S.A., 1973. 1032p.

MOLIÈRE, M. Stationary gas turbines and primary energies: A review of fuel influence on energy and combustion performances. **International Journal of Thermal Science**. v. 39, p.141-172, 2000.

MOREIRA, A.: Dinamarca segue modelo da Holanda. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 6 jun. 2002.

MORSE, F. T. *Power Plant Engineering and Design*. 2ª. New York: D. Van Nostrand Company, Inc., 1942. 703p.

NAJJAR, Y. S. H. Some Trends and Progress in Gas Turbine Technology and Research. **Energy Conversion Management**. v. 37, n. 12, p.1713-1723, 1996.

NAKAMURA, P.: Klabin vai vender crédito de carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 12 mar. 2004, p. A11

NAKHAMKIN, M.; SWENSEN, E. C., WILSON, M. J., GAUL, G., POLSKY, M. REVAP Cycle: The Cascaded Humidified Advanced Turbine (CHAT). **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 118, p.565-571, july, 1996.

NARULA, R. G. Salient design considerations for na ideal combined cycle power plant. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 2, p.97-104, 1995.

NOGUEIRA, T.: Transações com créditos de carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 24 mar. 2003.

DE OLIVEIRA, R.: Petrobrás pretende converter usinas em bicomustíveis. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 17 jun. 2004, Energia. p. A6

ONGIRO, A. O., UGURSAL, A. M., AL TAWHEEL, A. M., BLAMIRE, D. K. Simulation of a combined cycle power plants using the ASPEN PLUS SHELL. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 2, p.105-113, 1995.

PASHA, A. , SANJEEV, J. Combined cycle heat recovery steam generators. Optimum capabilities and selection criteria. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 2, p.147-154, 1995.

PENNING, F. M., DE LANGE, H. C. Steam Injection: Analysis of a typical application. **Applied Thermal Engineering**. v. 16, p.115-125, 1996

PERRY, R. H., CHILTON, C. H. *Chemical Engineers' Handbook*. 5<sup>a</sup>. Tokyo: McGraw – Hill. 1973.

RICE, I. G. steam-Injected Gas Turbines Analysis: Steam Rates. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 117, p.347-353, april, 1995.

RIOS, C.: Itália pode comprar créditos de carbono de 11 empresas. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 19 fev. 2004, Saneamento e meio Ambiente. p. A14.

ROCKMANN, R., MARTINEZ, C., GOY, L.: Petrobrás amplia aposta em térmicas. **Valor Econômico**, São Paulo, 28 ago. 2003, Empresas e Tecnologia, p. B1

ROY-AIKINS, J. E. A. Cogeneration in Rural Development. *Energy*. V.20,N<sup>o</sup> 2, p.95-104, 1995.

SAAD, M. A., CHENG, D. Y. The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration. **Energy Conversion Management**. v. 38, p.1637-1646, 1997.

SANTOS, A. Mercado de Créditos de Carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 21 nov. 2003, Legal e Jurisprudência. p. 1

SASAKI, D. Paraná quer liberar negócios com créditos de carbono. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 31 mai. 2003 (a).

SCARAMUZZO, M.: Pool negocia créditos de carbono. **Valor econômico**, São Paulo, 5 jan. 2004, p B6.

SHEPHERD, D. G. *Principles of turbomachinery*. 10<sup>a</sup> impressão. New York: MacMillan. 1971. 463p.

SCHUFFNER, C.: Empresas defendem aumento da geração. **Valor Econômico**, São Paulo, 3 dez. 2003, p. A5

SCHUFFNER, C.: Termelétricas punidas não têm como elevar produção. **Valor Econômico**, São Paulo, 22 jul. 2004, p. A1

SCIUBBA, E. Toward Automatic Process Simulators: Part I Modular Numerical Procedures. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 120, p.1-8, january, 1998a.

SCIUBBA, E. Toward Automatic Process Simulators: Part II An Expert System for Process Synthesis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v. 120, p.9-16, january, 1998b.

SEYEDAN, B., DHAR, P. L., GAUR, R. R., BINDRA, G. S. Computer simulation of a combined cycle power plant. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 7, p.619-630, 1995.

STODOLA, A. *Steam and gas turbines*. reprinted. New York. McGraw-Hill Book Company, 1945. 763p.

SUBRAHMANYAM, NVRSS.; RAJARAM, S.; KAMALANATHAN, N. HRSGs for Combined Cycle Power Plants. **Heat Recovery Systems & CPH**. v. 15, n. 2, p.155-161, 1995.

TUZSON, J. Status of Steam-Injected gas Turbines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. v.114, p.682-686, october, 1992.

VALERO, A., LOZANO, M., SERRA, L., TSATSARONIS, G., PISA, J., FRANGOPOULOS, C., SPAKOVSKY, M. CGAM Problem: Definition and Conventional Solution, **Energy**, v. 19, N° 3, 1994, pp 279.

VAN WYLEN, G., SONNTAG ,R., BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 4ª. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda., 1997. 591p.

VIALLI, A.: Controle da poluição pode gerar economia de US\$2,3 bi em saúde. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 13 jul. 2004a, Empresas e Tecnologia, p. B1

VIALLI, A.: Mercado de carbono abre oportunidades na área de validação. **Gazeta Mercantil**, São Paulo, 7 mai. 2004 (b), p. A7.

WILSON, D. G., KORAKIANITIS, T. *The design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. 2<sup>nd</sup>. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 593p.

**APÊNDICE A - ESTIMATIVA DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE  
TURBINAS A GÁS OPERANDO COM CARGA PARCIAL.**

**TURBINA SEM INJEÇÃO DE VAPOR, CONDIÇÕES NOMINAIS.**

Como deduzido na secção 3.1.3.1, a equação (3.67), neste anexo repetida como equação (A1), é utilizada inicialmente para estimar o rendimento de turbinas comerciais quando a temperatura dos gases na entrada da turbina ( $TIT^0$ ) é conhecida.

$$\eta_T = \eta_{HR} \frac{\dot{m}_g C_{pg} (TIT^0 - T_{out})}{E_p} \quad (A1)$$

As turbinas consideradas e suas características de interesse são indicadas na Tabela A1.

Tabela A1.- Dados de turbinas comerciais (condições ISO).

Número	Fabricante	Modelo	Potência (kW)	HR (BTU/kWh)	$\eta_{ciclo}$	razão de compressão	vazão de gases	
							lb/s	kg/s
1	Alstom	Typhoon4.35	4343	11368	0,300	13,2	38,9	17,65
2		Typhoon4.7	4690	11309	0,302	14,2	42	19,05
3		Typhoon5.05	5044	11295	0,302	14,7	43,1	19,55
4		Typhoon5.25	5249	11202	0,305	15,3	45,8	20,77
5		Tempest	7908	10937	0,312	13,7	65,5	29,71
6	Aviadvigatel	GTU2.5P	2560	16299	0,209	5,8	54,1	24,54
7		GTU4P	4170	14221	0,240	7,3	64,8	29,39
8		GTU6P	6150	13077	0,261	8,5	72,5	32,89
9		GTU12P	12360	10374	0,329	16,1	101,2	45,90
10	Bharat	PG3142J	10450	13320	0,256	7,1	115	52,16
11		PG5371PA	26300	11990	0,285	10,5	270	122,47
12		PG6561B	39620	10710	0,319	12	308	139,71

Na Tabela A2 são indicadas as temperaturas informadas no catalogo GTW (2003), de entrada e saída dos gases das turbinas da Tabela A1, assim como os valores calculados para o calor específico, rendimento e vazão de gases por kg de combustível. Utilizando a temperatura dos gases de entrada da Tabela A2, é possível, através da sua composição dos gases, determinar o calor específico. As propriedades e composição dos gases de combustão foram determinadas utilizando um código computacional criado com o software EES (2002),

código identificado como **Queimador2.ees**. No código são utilizadas as relações usuais para calcular temperatura adiabática de chama, excesso de ar e composição dos gases de combustão assumindo combustão completa, como as encontradas em Van Wylen *et al.* (1997)

Tabela A2.- Temperaturas de catálogo e valores calculados para condições ISO.

Número	Temperatura na turbina (°C)		Calor específico calculado na entrada da turbina (kJ/kg-°C)		Rendimento calculado da turbina		Vazão de gases calculada (kg gás/kg combustível)	
	entrada	escape	Metano	Macaé	Metano	Macaé	Metano	Macaé
1	1070	527	1,266	1,266	0,838187	0,838187	61,7347	55,985
2	1070	524	1,266	1,266	0,846709	0,846709	61,7347	55,985
3	1110	546	1,275	1,275	0,842862	0,842862	57,9335	52,7225
4	1110	530	1,275	1,275	0,891745	0,891745	57,9335	52,7225
5	1130	537	1,28	1,28	0,889585	0,889585	56,184	51,2127
6	683	377	1,178	1,178	0,723556	0,723556	101,98	93,5312
7	790	421	1,205	1,204	0,752197	0,751573	86,6455	79,2496
8	933	488	1,238	1,238	0,768856	0,768856	70,0926	64,1938
9	1126	493	1,273	1,274	0,984594	0,985368	62,2931	55,5628
10	943	526	1,244	1,243	0,663857	0,663323	64,4911	59,9064
11	963	487	1,246	1,245	0,785448	0,784818	66,5478	61,1013
12	1104	532	1,273	1,274	0,818558	0,819201	59,1805	53,1905

A temperatura adiabática de chama foi considerada igual à temperatura de entrada da turbina, quando utilizado o programa **Queimador2.ees**. Para fins de se avaliar o efeito de combustíveis ligeiramente diferentes, foram estimados valores utilizando metano puro e o gás natural de Macaé, que corresponde a uma mistura de gases na qual o metano é preponderante. Ao se fixar a temperatura de chama, o programa fornece a composição e o calor específico dos gases, o excesso de ar e a vazão de gases por kg de combustível. Na Tabela A3 são indicados o excesso de ar, a vazão de combustível e a vazão dos gases em função do tempo, valores estes últimos bastante aproximados dos informados pelos fabricantes, segundo a Tabela A1, o que indica que o procedimento de cálculo utilizado é suficientemente preciso. O rendimento das turbinas é calculado com a equação (A1) e na Tabela A3 a vazão de combustível é calculada com PCI igual a 50.010 kJ/kg para o metano e 47.777 kJ/kg para o gás de Macaé, utilizando o rendimento calculado para a turbina segundo equação (A2) e a vazão de gases multiplicando a vazão de combustível pela vazão de gases por kg de combustível da Tabela A2.

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{\dot{m}_g C_{pg} (T_{IT}^0 - T_{\text{out}})}{\eta_T \cdot PCI} \quad (\text{A2})$$

Tabela A3.- Valores calculados para condições ISO.

Número	Excesso de ar $\alpha$		Vazão de combustível $\dot{m}_{\text{comb}}$ (kg/s)		Vazão de gases (kg/s)	
	Metano	Macaé	Metano	Macaé	Metano	Macaé
1	3,525	3,52	0,289226	0,30278	17,85528	16,95116
2	3,52	3,52	0,310714	0,325275	19,18182	18,21053
3	3,3	3,153	0,333753	0,349394	19,33546	18,42092
4	3,305	3,153	0,344457	0,3606	19,95563	19,01175
5	3,203	3,061	0,506674	0,530419	28,46695	27,16417
6	5,56	5,64	0,244436	0,255891	24,92754	23,93378
7	4,971	4,769	0,3474	0,363681	30,10063	28,82154
8	4,011	3,852	0,471136	0,493216	33,02318	31,66141
9	3,558	3,326	0,751153	0,786355	46,79162	43,69208
10	3,685	3,591	0,815425	0,853639	52,58765	51,13846
11	3,805	3,664	1,847304	1,933877	122,934	118,1624
12	3,377	3,182	2,485807	2,602303	147,1113	138,4178

Os valores calculados até agora se referem às condições de entrada da turbina, porém, como a temperatura na saída é inferior há de ser esperado um calor específico diferente na descarga, valor calculado usando as temperaturas de escape da Tabela A2 no programa **Queimador2.ees**. Na Tabela A4 são mostrados o calor específico médio, as potências e rendimentos corrigidos, valores que serão considerados nesta tese..

Tabela A4.- Valores médios calculados

Número	Potência total da turbina (kW)		Calor específico médio (kJ/kg-°C)		Rendimento da turbina	
	Metano	Macaé	Metano	Macaé	Metano	Macaé
1	12124,91	12124,91	1,217	1,213	0,805745	0,803097
2	13158,16	13158,16	1,236	1,231	0,826645	0,823301
3	14069,6	14069,6	1,222	1,221	0,807826	0,807165
4	15363,02	15363,02	1,22	1,220	0,853278	0,853278
5	22543,23	22543,23	1,224	1,223	0,850666	0,849971
6	8845,798	8845,798	1,141	1,141	0,70083	0,70083
7	13069,57	13058,73	1,162	1,162	0,725355	0,725355
8	18117,23	18117,23	1,192	1,191	0,740287	0,739666
9	36990,11	37019,17	1,212	1,213	0,937414	0,938188

10	27074,39	27052,63	1,201	1,200	0,64091	0,640376
11	72569,83	72511,59	1,196	1,196	0,753929	0,753929
12	101769,3	101849,3	1,218	1,219	0,783192	0,783835

## TURBINA SEM INJEÇÃO DE VAPOR, CARGA PARCIAL.

A secção anterior proporcionou uma forma adequada de estimar o calor específico e o rendimento das turbinas, mostrando que existe bastante coerência entre os resultados obtidos e as suposições iniciais. Como pode ser verificado no catálogo da GTW (2003), não são todos os fabricantes que fornecem os valores da temperatura de entrada na turbina, e também não são indicadas condições de operação com carga parcial. O programa de simulação IPSE, pelo contrário, oferece parâmetros obtidos junto a fabricantes, para alguns modelos, porém, sem informação sobre a temperatura de entrada TIT. As Tabelas A5 e A6 indicam os fatores de correção e parâmetros fornecidos para o modelo Saturn 20, da Solar Turbines, para diversas temperaturas do ar de combustão e fatores de carga.

Tabela A5.- Fatores de correção para turbina Saturn 20 (turbina de eixo simples, sem injeção de vapor)

$T_{amb}$	Carga	$f_{power_{el}}$	$f_{eta_{th}}$	$f_{t_{exh}}$	$f_{m_{exh}}$
-40	0,5	0,53	0,6	-215	1,18
-40	0,75	0,79	0,96	-169	1,18
-40	1	1,05	1,05	-115	1,19
4	0,5	0,53	0,59	-148	1,03
4	0,75	0,79	0,93	-87	1,04
4	1	1,05	1,02	-12	1,04
15	0,5	0,5	0,58	-134	1
15	0,75	0,75	0,92	-73	1
15	1	1	1	0	1
50	0,5	0,36	0,49	-87	0,83
50	0,75	0,55	0,8	-31	0,84
50	1	0,73	0,88	26	0,84

Tabela A6.- Parâmetros para turbina Saturn 20

PCI (kJ/kg)	50.000	d <sub>power_dp</sub> <sub>in</sub> (1/bar)	-1,740	d <sub>flow_dp</sub> <sub>in</sub> (1/bar)	-0,99
ALFA_0	3	d <sub>power_dp</sub> <sub>out</sub> (1/bar)	-0,76	d <sub>flow_dp</sub> <sub>out</sub> (1/bar)	0
eta <sub>th0</sub>	0,242	d <sub>power_d</sub> <sub>alt</sub> (1/bar)	-0,99	d <sub>flow_d</sub> <sub>alt</sub> (1/bar)	0,99
power <sub>el0</sub> (kW)	1.140	d <sub>eta_dp</sub> <sub>in</sub> (1/bar)	-0,87	ambient <sub>p0</sub> (bar)	1,013
t <sub>exh0</sub> (°C)	486	d <sub>eta_dp</sub> <sub>out</sub> (1/bar)	-0,86	rc	6,8
m <sub>exh0</sub> (kg/s)	6,46	d <sub>eta_d</sub> <sub>alt</sub> (1/bar)	0		
dp <sub>in0</sub> (bar)	0	dt <sub>out_dp</sub> <sub>in</sub> (°C/bar)	161		
dp <sub>out0</sub> (bar)	0	dt <sub>out_dp</sub> <sub>out</sub> (°C/bar)	157		
altitude <sub>0</sub> (m)	0	dt <sub>out_d</sub> <sub>alt</sub> (1/bar)	-1,33		

As equações (A3) a (A7), que seguem, utilizadas no software IPSE, usam os fatores das Tabelas A5 e A6 e indicam a influencia das condições de entrada e saída da turbina, assim como do fator de carga. A nomenclatura original do programa é mantida, e explicada a seguir: subíndices 0 representam as condições nominais.

ambient<sub>p</sub>, pressão ambiente em bar, em função da altitude, em metros

eta<sub>th</sub>, rendimento do ciclo, em condições diferentes das nominais

t<sub>exh</sub>, temperatura de escape, em °C, em condições diferentes das nominais

m<sub>exh</sub>, vazão dos gases de escape, em kg/s, em condições diferentes das nominais

power<sub>el</sub>, potência útil da turbina, em kW, em condições de carga parcial.

$$\text{ambient}_p = 1,01325 * (1 - 0,0065 * \text{altitude} / 288,15)^{5,25588} \quad (\text{segundo ISO 2533}) \quad (\text{A3})$$

$$\begin{aligned} \text{eta}_{th} = & \text{eta}_{th0} * \text{feta}_{th} * (1 + \text{d}_{eta\_dp\_in} * (\text{dp}_{in} - \text{dp}_{in0})) * \\ & (1 + \text{d}_{eta\_dp\_out} * (\text{dp}_{out} - \text{dp}_{out0})) * (1 + \text{d}_{eta\_d\_alt} * (\text{ambient}_p - \text{ambient}_{p0})) \end{aligned} \quad (\text{A4})$$

$$\begin{aligned} t_{exh} = & t_{exh0} + \text{ft}_{exh} + \text{dt}_{out\_dp\_in} * (\text{dp}_{in} - \text{dp}_{in0}) + \text{dt}_{out\_dp\_out} * \\ & (\text{dp}_{out} - \text{dp}_{out0}) \end{aligned} \quad (\text{A5})$$

$$\begin{aligned} m_{exh} = & m_{exh0} * \text{fm}_{exh} * (1 + \text{d}_{flow\_dp\_in} * (\text{dp}_{in} - \text{dp}_{in0})) * \\ & (1 + \text{d}_{flow\_dp\_out} * (\text{dp}_{out} - \text{dp}_{out0})) \end{aligned} \quad (\text{A6})$$

$$\begin{aligned} \text{power}_{el} = & \text{power}_{el0} * \text{fpower}_{el} * (1 + \text{d}_{power\_dp\_in} * \\ & (\text{dp}_{in} - \text{dp}_{in0})) * (1 + \text{d}_{power\_dp\_out} * (\text{dp}_{out} - \text{dp}_{out0})) * \\ & (1 + \text{d}_{power\_d\_alt} * (\text{ambient}_p - \text{ambient}_{p0})) \end{aligned} \quad (\text{A7})$$

Na equação (A4) a expressão  $d_{\eta\_dp_{in}}$  deve ser interpretada como  $\frac{\partial \eta}{\partial p_{in}}$ , representando a influência da perda de pressão na entrada do compressor no rendimento do ciclo. Para o caso da Saturn 20 este valor é  $-0,8/\text{bar}$ , e a expressão  $(dp_{in}-dp_{in0})$  é a diferença entre a perda de pressão de entrada real com a de projeto com  $(dp_{out}-dp_{out0})$  no caso da saída. Por exemplo, no caso de instalar um filtro na sucção, a perda de pressão poderia ser  $0,2 \text{ bar}$  ( $dp_{in}$ ), e na condição de projeto é  $0 \text{ bar}$  ( $dp_{in0}=0$ , da Tabela A6). De forma similar  $d_{\eta\_dp_{out}}$  equivale a  $\frac{\partial \eta}{\partial p_{out}}$  e  $d_{\eta\_d_{alt}}$  equivale a  $\frac{\partial \eta}{\partial alt}$ .

Os subíndices *in* e *out* significam entrada e saída respectivamente,  $m_{exh}$  é a vazão dos gases de escape e  $t_{exh}$  a temperatura dos mesmos. Os demais termos e subíndices devem ser interpretados analogamente.

As Tabelas A7 e A8 e Figura A1 que seguem mostram que para os parâmetros e fatores indicados a vazão de gases não é afetada significativamente com a variação de carga, mas sim a temperatura dos mesmos.

Nas Tabelas A7 e A8 foram definidas diversas potências úteis  $E_p$ , a partir das quais, com os parâmetros das Tabelas A5 e A6 são calculadas (para condições atmosféricas ISO de operação,  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $1,01325 \text{ bar}$  e  $60\%$  de umidade relativa), as temperaturas de saída da turbina, o rendimento do ciclo e a vazão de gases, está última, constante para qualquer potência. Este fato foi verificado em outras sete turbinas consideradas das quais os parâmetros são conhecidos. A relação  $E_T/E_p$  permanece constante para cada turbina, sendo maior para turbinas menores, significando um rendimento menor, como é de esperar. A Tabela A9 ilustra o comentário anterior e inclui a temperatura TIT nas condições nominais, calculadas com a equação (A8).

Tabela A7.- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO, em função do fator de carga. Potências.

Fator de carga	Potência total da turbina, $E_T$ (kW)	Potência útil, $E_p$ (kW)	$E_T/E_p$	Potência do compressor, $\dot{W}_c$ (kW)
0,50	1897,089	570	3,328	1327,089
0,53	1997,141	600	3,328	1397,141
0,57	2163,635	650	3,328	1513,635
0,61	2329,347	700	3,327	1629,347
0,6	2495,84	750	3,327	1745,84
0,70	2662,334	800	3,327	1862,334
0,74	2828,828	850	3,328	1978,828
0,79	2995,321	900	3,328	2095,321
0,83	3161,815	950	3,328	2211,815
0,88	3328,308	1000	3,328	2328,308
0,92	3494,802	1050	3,328	2444,802
0,96	3660,514	1100	3,327	2560,514
1	3793,396	1140	3,327	2653,396

Tabela A8.- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO, em função do fator de carga. Temperaturas, rendimento e vazões.

Fator de carga	Temperatura de entrada na turbina, TIT (°C)	Temperatura de saída da turbina, $T_{out}$ (°C)	Rendimento do ciclo, $\eta$	Vazão de combustível, $\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	Vazão dos gases, $\dot{m}_g$ (kg/s)
0,50	594,7	352,0	0,1406	0,08108	6,46
0,53	613,9	358,4	0,1493	0,08039	6,46
0,57	645,9	369,1	0,1637	0,0794	6,46
0,61	677,8	379,8	0,1782	0,07857	6,46
0,60	709,8	390,5	0,1926	0,07786	6,46
0,70	741,8	401,2	0,2071	0,07726	6,46
0,74	773,8	411,9	0,2216	0,07673	6,46
0,79	807,7	424,5	0,2261	0,07962	6,46
0,83	841,8	437,3	0,2295	0,08280	6,46
0,88	875,9	450,1	0,2329	0,08588	6,46
0,92	910,0	462,9	0,2363	0,08888	6,46
0,96	944,1	475,8	0,2397	0,09179	6,46
1	971,3	486,0	0,2424	0,09406	6,46

É interessante observar que na coluna à direita da Tabela A8, a vazão dos gases se mantém constante para vários fatores de carga, o que pode ser devido a um “entupimento” aerodinâmico no bocal da turbina.

Tabela A9.- Relação entre rendimentos e potências em função do tamanho.

Modelo	Potência (kW)	Fator	Rendimento nominal	Temperatura de entrada nominal, TIT <sup>0</sup> (°C)
GT13E2	165.000	2,26	0,3570	1105
Mars100	10.695	2,48	0,3248	1011
Tornado	6.100	2,67	0,3019	946
Typhoon	4.740	2,68	0,3000	1050
Centaur50	4.350	2,75	0,2925	1018
Centaur40	3.515	2,89	0,2780	885
Hurricane	1.580	3,29	0,2452	1194
Saturn20	1.140	3,32	0,2420	971

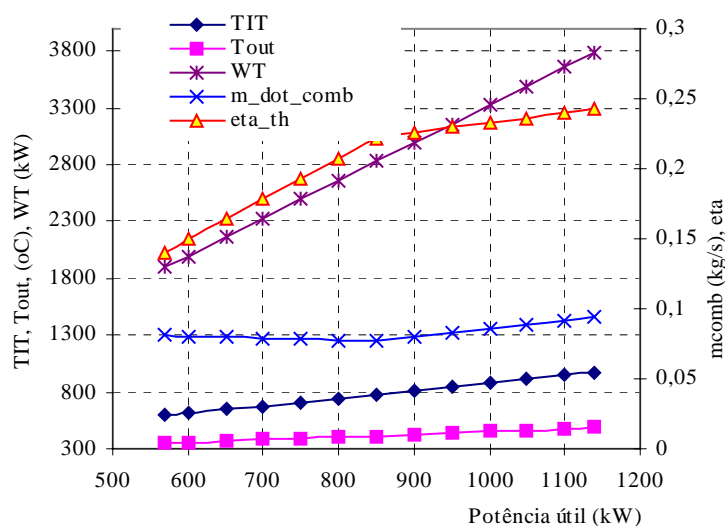


Figura A1.- Desempenho da turbina Saturn 20 em condições ISO.

Da Tabela A4 é adotado como rendimento total médio para as turbinas o valor  $\eta_T=0,8$  e o calor específico dos gases  $C_{pg}=1,2$  kJ/kg·°C, sendo possível estimar o valor da temperatura de entrada na turbina TIT utilizando a expressão (A8), com PCI igual 50.000 kJ/kg. O rendimento  $\eta_T$  foi determinado para carga nominal e condições ISO e não inclui o efeito da carga parcial no mesmo, o que é corrigido através do fator  $f\eta_{th}$ , indicado na Tabela A5.

$$\dot{m}_g \cdot C_{pg} \cdot (TIT - T_{out}) = \eta_T \cdot f\eta_{th} \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad (A8)$$

## TURBINA COM INJEÇÃO DE VAPOR, CARGA PARCIAL.

A formulação para este caso está suficientemente detalhada, restando justificar a utilização de valores constantes para o calor específico do vapor, que pode ser calculado a partir de temperaturas e pressões na entrada e saída da câmara de combustão e saída da TG, utilizando os valores mostrados na Tabela A10, considerando que vapor injetado é superaquecido para diminuir a queda de temperatura TIT (temperatura de entrada na turbina) e está numa pressão próxima à da câmara de combustão, continuando superaquecido na mistura com os gases da combustão, que entram na câmara com a temperatura  $TIT^0$ , correspondente ao TIT da turbina sem injeção de vapor.

Tabela A10.- Calor específico ( $C_{pv}$ ) do vapor superaquecido (kJ/kg-°C)

Temperatura (°C)	Entrada da câmara (1 MPa)	Saída da câmara (10 bar)	Saída da turbina (0,1 MPa)
250	2,23		1,99
350	2,13		2,04
450	2,14		2,10
550			2,17
650		2,25	2,23
750		2,32	
850		2,38	
950		2,45	
Valor médio	2,17	2,35	2,11
Valor médio adotado na turbina			2,2

Os valores da Tabela. A10 foram obtidos através de valores de entalpia encontrados em tabelas de vapor para as faixas de temperatura usuais em cada ponto da turbina.

### CÁLCULO DA TEMPERATURA DE ESCAPE $T_{outi}$ , CARGA 100%

Na seção 3.1.3.4 foram indicados três critérios para estimar  $T_{outi}$  e os resultados obtidos para cada um são mostrados na Tabela A11, para a turbina Saturn 20 operando em condições ISO, para diferentes frações de vapor injetado. Na Tabela A11 foi acrescentada a vazão de gases, que é variável por causa do vapor injetado. A Figura A2 mostra os valores obtidos com as três formas de cálculo. Pode ser observado que a alternativa dos parâmetros difere bastante das outras duas.

Tabela A11.- Temperatura de escape segundo três critérios (seção 3.1.3.4). Turbina Saturn 20 operando em condições ISO para várias frações de vapor injetado.

$f_v$	TIT (°C)	Tout Diferença (°C)	Tout parâmetros (°C)	Tout Cociente (°C)	Vazão gases (kg/s)
0	971	486	606,6	486	6,45
0,01	960,8	475,8	601,0	480,9	6,52
0,02	951,1	466,1	595,5	476,0	6,58
0,03	941,7	456,7	590,2	471,3	6,65
0,04	932,6	447,6	585,1	466,7	6,71
0,05	923,8	438,8	580,2	462,3	6,77
0,06	915,2	430,2	575,4	458,1	6,84
0,07	907,0	422,0	570,7	453,9	6,90
0,08	899,0	414,0	566,2	449,9	6,97
0,09	891,3	406,3	561,8	446,1	7,03
0,1	883,8	398,8	557,6	442,3	7,10
0,11	876,5	391,5	553,4	438,7	7,16
0,12	869,4	384,4	549,4	435,1	7,23
0,13	862,6	377,6	545,5	431,7	7,29
0,14	855,9	370,9	541,7	428,4	7,36
0,15	849,5	364,5	538,0	425,1	7,42

## APÊNDICE B - DESEMPENHO DAS TURBINAS A VAPOR COM CARGA PARCIAL.

Neste apêndice é justificada uma formulação adotada para turbinas a vapor de condensação, com controle por estrangulamento na entrada, mantendo a pressão de descarga constante. O objetivo da formulação é determinar a vazão de vapor e as condições de entrada e saída em função da demanda requerida no eixo da turbina. A aplicação do modelo é apropriada em ciclos combinados sem extração de vapor para processos. Na Figura B1 é mostrado o diagrama T-s representando a expansão

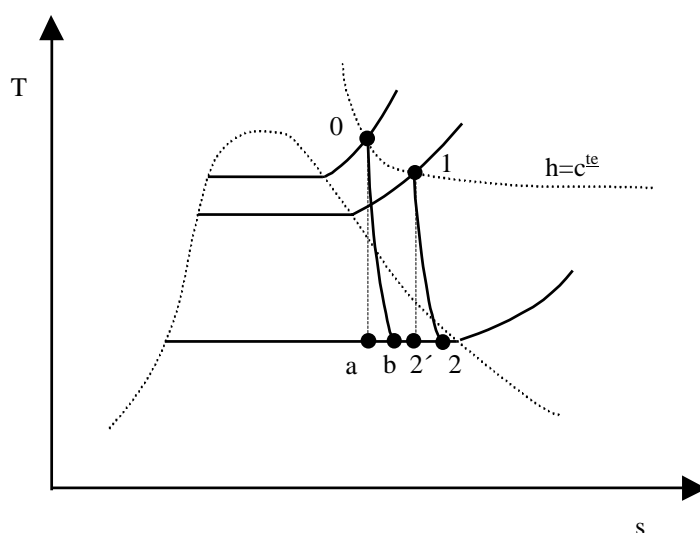


Figura B1.- Turbina a vapor com estrangulamento

Na Figura B1 o ponto 0 indica a saída da caldeira, antes da válvula de estrangulamento que regula a vazão e pressão do vapor que entra na turbina, sendo esse ponto de entrada o ponto 1. O processo 0-1 de estrangulamento ocorre na válvula de controle e é assumido que acontece com entalpia constante. A modelagem da turbina considera que, com a válvula de estrangulamento totalmente aberta, a pressão de entrada na turbina é  $p_0$ , e o ponto 1 coincide com o ponto 0. A pressão de descarga é  $p_2$  e para essas condições é calculada a potência específica, considerando um rendimento isentrópico nominal  $\eta_0$ . Também é estabelecida uma vazão mássica máxima de vapor  $\dot{m}_0$ , e dessa forma se modela uma TV virtual, na qual o rendimento para qualquer ponto de operação pode ser aproximado se conhecida a curva de uma turbina real. No modelo computarizado a curva é introduzida na forma de tabela.

O grau de estrangulamento tem influência na vazão e pressão de entrada na TV (ponto

1), sendo que o salto entálpico 1-2 multiplicado a vazão mássica deverá suprir a demanda energética real. Existem duas variáveis independentes e faz-se necessário estabelecer uma relação adicional, sendo a mais comumente utilizada a da elipse de Stodola. Stodola (1945a) conclui, após experiências de laboratório, que é possível assumirem-se as seguintes condições:

- 1.- para turbinas de condensação pode ser considerada uma relação linear entre a vazão e o diferencial de pressão sempre que a seção de entrada não varie.
- 2.-A potência elétrica aumenta aproximadamente de forma linear com a pressão de entrada.
- 3.-O consumo de uma turbina sem carga é 10 a 15% do consumo com carga total.

Pfleiderer e Peterman (1979) também indicam uma relação linear entre vazão e pressão de entrada na turbina, assim como Shepherd (1971), que faz aproximações do vapor superaquecido a um gás ideal, justificando que nesse caso, se a entalpia é constante (estrangulamento) a temperatura também o é.

Mataix (1973) resume a teoria da elipse com a expressão (Figura B1):

$$\frac{\dot{m}_{1v}}{\dot{m}_{0v}} = \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_0^2 - p_b^2}} \quad (\text{B1})$$

Se a temperatura tem pouca variação e a pressão de descarga for constante e desprezível comparada com a pressão de admissão, a expressão (B1) pode-se aproximar à expressão

$$\frac{\dot{m}_{1v}}{\dot{m}_{0v}} = \frac{p_1}{p_0} \quad (\text{B2})$$

A partir da expressão (B2) e as considerações anteriores é possível estabelecer uma relação entre a vazão requerida e a potência produzida, relação conhecida como linha de Willans, equação (B3), mencionada por Shepherd (1971) e Mataix (1973), e mostrada na Figura B2.

$$\dot{m}_v = a \cdot \dot{W} + b \quad (\text{B3})$$

A constante b da equação (B3) corresponde ao consumo de vapor necessário para

compensar as perdas da turbina. Na Figura (B2) as perdas correspondem ao segmento  $\overline{BO}$  e o consumo de vapor correspondente  $b$  correspondente a  $b$  diz respeito ao segmento  $\overline{AO}$ .

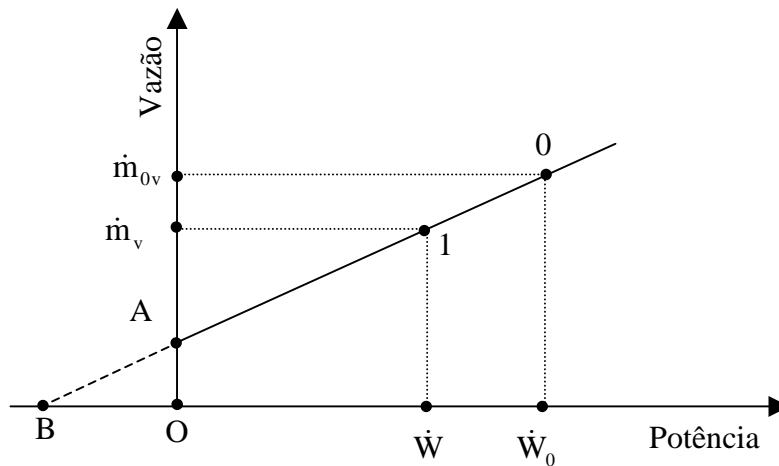


Figura B2.- Linha de Willans

A linha de Willans é de grande utilidade quando não são conhecidas informações dos fabricantes, sendo possível determiná-la experimentalmente através da medição de dois pontos, seja em bancada ou no local de trabalho. No caso das turbinas utilizadas na modelagem desta tese as turbinas são definidas para uma condição de operação nominal (vazão de vapor para condições nominais de entrada e saída, necessária para fornecer determinada potência, com um rendimento nominal também definido). As constantes da linha de Willans são calculadas então a partir da vazão e potência nominais. Da equação (B3), considerando que a vazão de vapor para suprir as perdas é uma fração  $\beta$  da vazão necessária para a potência nominal, resulta a equação (B4) a partir da qual é calculada a constante  $a$ .

$$\dot{m}_{0v} = a \cdot \dot{W}_0 + \beta \cdot \dot{m}_{0v} \quad (\text{B4})$$

$$a = \frac{\dot{m}_{0v} \cdot (1 - \beta)}{\dot{W}_0} \quad (\text{B5})$$

A partir da equação (B2) pode ser deduzido que

$p = p_0 \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{0v}}$  e com a equação (B3) e (B5)

$$p = p_0 \left( \frac{\dot{m}_{0v} \cdot (1-\beta) \cdot \dot{W}}{\dot{W}_0} + \beta \cdot \dot{m}_{0v} \right) \frac{1}{\dot{m}_{0v}} \text{ e simplificando}$$

$$p = p_0 \left( \frac{(1-\beta) \cdot \dot{W}}{\dot{W}_0} + \beta \right) \quad (\text{B6})$$

A equação (B3), substituindo as expressões de a e b, assume a forma indicada na equação (B7).

$$\dot{m}_v = \left( \frac{(1-\beta) \cdot \dot{W}}{\dot{W}_0} + \beta \right) \cdot \dot{m}_{0v} \quad (\text{B7})$$

A validade das equações (B6) e (B7) pode ser comprovada utilizando a formulação termodinâmica indicada pelas equações (B8) a (B11) na definição de uma turbina em condições nominais (equação (12)), estabelecer uma carga parcial, calcular p com a equação (B6), o que define o ponto 1 da Figura B1, encontrar as propriedades do ponto 2 e calcular a vazão necessária com a equação (B11), comparando-a com a vazão calculada pela equação (B7).

$$h_1 = h_0 \text{ (estrangulamento isentálpico)} \quad (\text{B8})$$

$$s_2 = s_1 \quad (\text{B9})$$

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} \text{ (determina } h_2) \quad (\text{B10})$$

$s_1$  é determinado com  $h_1$  e  $p_1$  conhecidos, lembrando que  $p_1$  é determinado pela expressão (B1).

A vazão de vapor é determinada por

$$\dot{W} = \dot{m}_v (h_1 - h_2) \quad (\text{B11})$$

sendo que a potência requerida é uma entrada do modelo.

Para definir uma turbina virtual define-se uma pressão e temperatura de entrada sem estrangulamento (ponto 0), um rendimento isentrópico e uma pressão de descarga. A capacidade da TV é definida através do estabelecimento de uma vazão máxima, e a expressão (B11) assume para os valores “nominais” da turbina a forma

$$\dot{W}_0 = \dot{m}_{0v} (h_0 - h_b) \quad (\text{B12})$$

para um rendimento nominal  $\eta_{isen0}$ . O rendimento varia com a carga e preliminarmente pode ser suposta essa variação, quando não disponíveis informações de fabricantes.

Em resumo, para criar a TV virtual são assumidos parâmetros de entrada e saída para o ponto de operação, incluindo o rendimento isentrópico, e a operação dessa TV fora do ponto de projeto é corrigida em função da potência requerida. A pressão é calculada em função da potência requerida, assim como o rendimento. Como consequência determina-se a vazão mássica.

A verificação para uma turbina pode ser apresentada, a título de exemplo para as seguintes características nas condições nominais ou de projeto:

$$\dot{W}_0 = 100 \text{ kW}; p_0 = 3 \text{ MPa}; T_0 = 350 \text{ °C}; p_2 = 0,005 \text{ MPa}, \eta_{isen0} = 0,85$$

A vazão  $\dot{m}_0$  nas condições nominais, calculada com as equações (B8) a (B12), é

$$\dot{m}_0 = 0,111 \text{ kg/s.}$$

Com os valores de  $\dot{W}_0$ ,  $p_0$ ,  $\dot{m}_0$  e assumindo que a fração  $\beta$  é 0,1, as equações (B6) e (B7) assumem a forma

$$p = 0,027 \cdot \dot{W} + 0,3 \quad (\text{B13})$$

$$\dot{m}_v = 9,99 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{W} + 0,0111 \quad (\text{B14})$$

Se a carga parcial fosse 75 kW, ao substituir esse valor nas equações (13) e (14) seriam obtidos os valores de  $p = 2,325 \text{ MPa}$  e  $\dot{m}_v = 0,086$ , valores que, utilizados nas equações (B8) a (B10) mostram que as propriedades obtidas, ao serem utilizadas na equação (B11), resultam

nos 75 kW de carga parcial.

Na Tabela B1 é são mostrados os valores obtidos com as equações (B13) e (B14). A coluna  $\dot{W}_{\text{obtido}}$  é calculada com as entalpias calculadas pelas equações (B8) a (B10) e a vazão calculada pela equação (B14). A coluna  $\dot{m}_{v\text{Termodinâmica}}$  é calculada com a equação (B11) e as entalpias obtidas pelas equações (B8) a (B10). Deve ser notado que as equações (B8) a (B10) utilizam a pressão fornecida pela fórmula (B13) e os desvios são devidos à que se trata de uma relação aproximada. A coluna desvio é calculada em base as vazões de acordo com a equação (B15), usando como referência a  $\dot{m}_{v\text{Termodinâmica}}$ .

$$\text{desvio} = \frac{\dot{m}_{v\text{Termodinâmica}} - \dot{m}_{v\text{Willans}}}{\dot{m}_{v\text{Termodinâmica}}} \quad (\text{B15})$$

Tabela B1.- Comparação de valores obtidos com a linha de Willans.

$F_{\text{carga}}$	$p_1$ (MPa) (formula (13))	$T_1$ (°C)	$\dot{W}_{\text{requerido}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{obtido}}$ (kW)	$\dot{m}_{v\text{Willans}}$ (kg/s) (formula (14))	$\dot{m}_{v\text{Termodinâmica}}$ (kg/s) (fórmula (11))	desvio
0,1	0,57	325,7	10	14,92	0,02109	0,01414	-0,4915
0,2	0,84	328,5	20	23,41	0,03108	0,02656	-0,1703
0,3	1,11	331,3	30	32,28	0,04107	0,03817	-0,07591
0,4	1,38	334,1	40	41,43	0,05106	0,0493	-0,03575
0,5	1,65	336,9	50	50,81	0,06105	0,06008	-0,01613
0,6	1,92	339,6	60	60,37	0,07104	0,0706	-0,00613
0,7	2,19	342,2	70	70,09	0,08103	0,08093	-0,00124
0,8	2,46	344,9	80	79,94	0,09102	0,09108	0,000728
0,9	2,73	347,4	90	89,92	0,101	0,1011	0,00092
1	3,00	350	100	100	0,111	0,111	0

Na Tabela B1 o desvio mostrado aparece considerável com fator de carga abaixo de 0,5, pelo que a solução é considerada aceitável, uma vez que é difícil que as turbinas operem com cargas inferiores a esse valor. A Tabela B2 mostra o desvio obtido para outras condições do vapor na entrada, indicando que o desvio aumenta com a temperatura e a pressão, e que **até 50% de carga a utilização da linha de Willans é aceitável**, sendo o erro por volta de 2,5%. O desvio calculado em função das potências acusa comportamento similar.

Tabela B2.- Desvio da linha de Willans

Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Fator de carga	
		0,1	0,5
3	300	-0,4732	-0,01295
	350	-0,4915	-0,01613
	450	-0,5295	-0,0234
6	300	-0,5151	-0,02363
	350	-0,5256	-0,02448
	450	-0,556	-0,02951

As Figuras B3 a B5 ilustram os resultados obtidos com as equações (B13) e (B14), para as condições nominais de entrada de 3 MPa e 350 °C.

As Figuras B3 e B4 mostram que a aproximação é apropriada para valores de fator de carga acima de aproximadamente 50%, onde acima desse fator as linhas são quase coincidentes. A linha de erro da Figura B4 confirma o anterior.

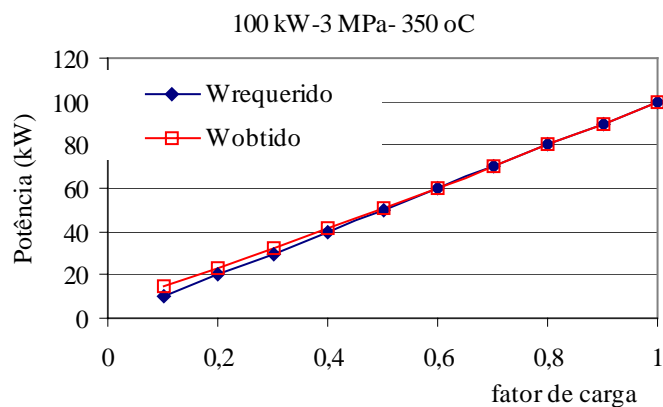


Figura B3.- Potência segundo linha de Willans

Na Figura B5 são mostradas a pressão e temperatura de estrangulamento, também indicados na Tabela B1, sendo possível verificar que a variação de temperatura é pequena em relação à variação de pressão, confirmando o suposto de Shepherd (1971), em relação a considerar o vapor superaquecido como um gás ideal. A continuação são calculadas essas variações em relação ao valor nominal, para 50 e 10% da carga.

$$\text{var Temp}_{10\%} = \frac{325,7 - 350}{350} = -0,069$$

$$\text{var Temp}_{50\%} = \frac{336,9 - 350}{350} = -0,037$$

$$\text{var P}_{10\%} = \frac{5,7 - 30}{30} = -0,81$$

$$\text{var P}_{50\%} = \frac{16,5 - 30}{30} = -0,45$$

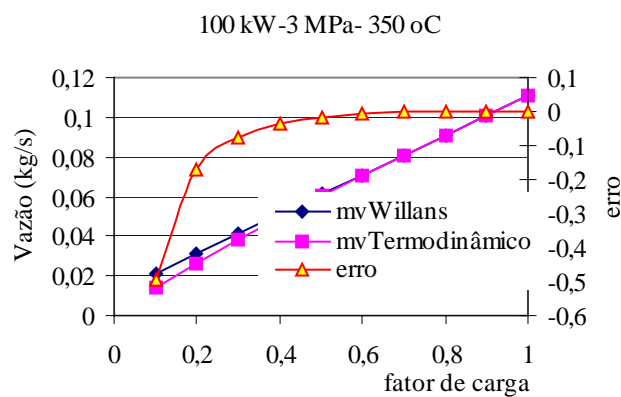


Figura B4.- Vazão e erro segundo linha de Willans

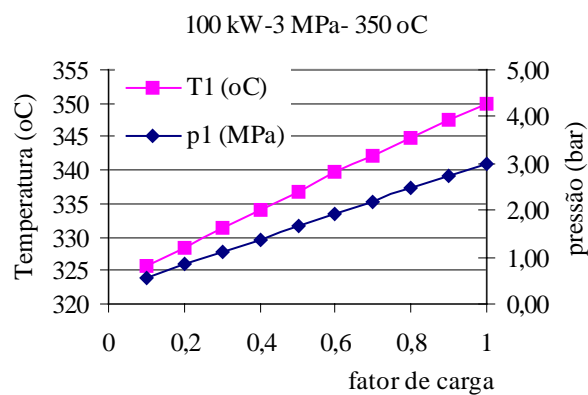


Figura B5.- Linha de Willans-Pressão e temperatura de estrangulamento

## APÊNDICE C EFEITO DA VAZÃO NA TEMPERATURA E PRESSÃO NO ESTRANGULAMENTO.

Neste estudo admite-se que a pressão a montante da válvula de estrangulamento é mantida constante e que o fluido de trabalho é vapor saturado, ponto 1 da Figura C1. A equação (C1) indica a vazão mássica em função da diferença de pressões e do coeficiente de vazão K da válvula (CRANE, 1973).

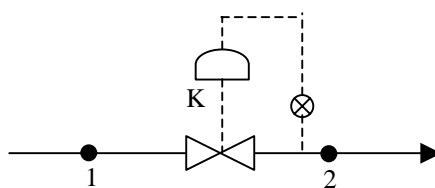


Figura C1.- Processo de estrangulamento

$$\dot{m} = K\sqrt{(p_1 - p_2)p_1} \quad (C1)$$

No caso de uma aplicação industrial o vapor é utilizado geralmente para fins de aquecimento, sendo então conveniente que o vapor esteja na condição de saturação ou no máximo ligeiramente superaquecido. A condição de saturação tem a vantagem de permitir um coeficiente de troca térmica maior do que no caso de ser superaquecido. Outra condição imposta pelo processo é a temperatura do vapor, que deve ser maior que as dos produtos que estão sendo aquecidos no processo, e por último outra variável imposta pelo processo é a vazão do vapor, relacionada diretamente com a quantidade de calor requerida. Pelo mencionado neste parágrafo, a temperatura deve ser mantida numa faixa próxima da temperatura requerida, o que pode ser feito também pelo controle da pressão, visto que as condições do vapor são de saturação.

A válvula de estrangulamento tem a finalidade de reduzir a pressão da linha para a pressão  $p_2$  requerida no processo, o que acontece por processo isentálpico, tal como é de praxe neste tipo de estudo, acompanhada de um superaquecimento, que não chega a ser problemático porque na maior parte das aplicações serve para compensar as perdas de calor das tubulações. De acordo com a equação (C1), para manter as condições do vapor como

requeridas, para diversas vazões, a válvula deve alterar o valor da constante de vazão  $K$ , o que é conseguido aumentando ou diminuindo a abertura da válvula.

No caso de uma operação manual da válvula a abertura seria regulada pela simples observação de um manômetro ou um termômetro instalado a jusante da válvula, no ponto 2 da Figura C1. Ao se utilizar um manômetro a vazão é controlada diretamente (dependendo da precisão do manômetro) e a temperatura indiretamente; quando utilizado o termômetro controla-se a temperatura de forma direta e a vazão de forma indireta.

A Figura C2 mostra que, ao controlar a pressão, a vazão e a temperatura são controladas diretamente, ao contrário do caso de controle de temperatura, no qual a vazão é controlada indiretamente. Vale dizer que se as equações e relações físicas, assim como as propriedades reais fossem absolutamente precisas não haveria diferença na escolha de qualquer uma das possibilidades, mas ao existirem erros de medição e de precisão das equações, as imprecisões no controle devem ser menores quando controlada a pressão. Uma alternativa não cogitada é o controle da vazão, visto que a vazão não se mantém constante ao longo do processo. De acordo com o indicado na seção 3.1.1.1, no processo aqui discutido, as variáveis de entrada são a pressão, temperatura e vazão, e a variável de saída é a abertura da válvula, sendo que na realidade a pressão e temperatura deveriam ser chamadas de constantes de entrada.

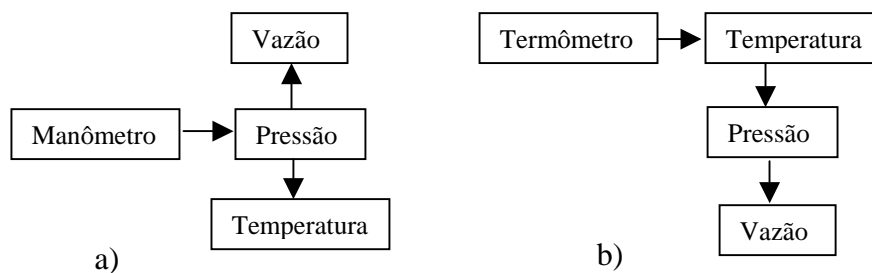


Figura C2.- Lógica do controle por: a) pressão e b) temperatura.

Para definir se o controle é preferível pela pressão ou pela temperatura um critério pode ser a sensibilidade da variação da vazão em função da pressão ou da temperatura. Na Tabela C1 são mostrados valores obtidos para várias vazões mantendo-se  $K$  constante e igual a  $0,0002 \text{ m}^2$  e pressão de entrada igual a  $3 \text{ MPa}$ , em condição saturada ( $T=233,9 \text{ }^\circ\text{C}$ ). São indicadas as temperaturas reais na saída e as de saturação correspondentes às pressões de saída, verificando-se que o vapor está superaquecido.

Tabela C1.- Pressão e temperatura de saída -  $K=0,0002$   
 $m^2$  e  $p_1=3$  MPa.

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ (kg/s)	$p_2$ (MPa)	$T_2$ (°C)	$T_{2sat}$ (°C)
0,4	2,7	228,9	228,7
0,5	2,5	226,0	225,7
0,6	2,4	222,3	221,8
0,7	2,1	217,8	216,9
0,8	1,9	212,5	210,7
0,9	1,6	206,0	202,9
1	1,3	198,4	192,8
1,1	0,9	189,4	179,1
1,2	0,6	178,7	158,8
1,3	0,1	166,1	117,5

Com os valores da Tabela C1 podem-se calcular as variações da vazão em relação à pressão e temperatura segundo as equações (C2) e (C3) respectivamente.

$$\frac{\Delta \dot{m}_2}{\Delta p_2} = \frac{1,3 - 0,4}{2,7 - 0,1} = 0,346 \quad (C2)$$

$$\frac{\Delta \dot{m}_2}{\Delta T_2} = \frac{1,3 - 0,4}{228,7 - 117,5} = 0,008 \quad (C3)$$

As equações (C2) e (C3) podem assumir a forma das equações (C4) a (C6)

$$\Delta p_2 = 2,89 \cdot \Delta \dot{m}_2 \quad (C4)$$

com  $\Delta p_2$  em MPa e

$$\Delta p_2 = 28,90 \cdot \Delta \dot{m}_2 \quad (C5)$$

com  $\Delta p_2$  em bar

$$\Delta T_2 = 125 \cdot \Delta \dot{m}_2 \quad (C6)$$

com  $\Delta T_2$  em °C.

As equações (C4) a (C6) refletem o fato de que para se ter um aumento de vazão deve

haver um aumento na diferença entre as temperaturas a montante e a jusante e também das pressões, e também indicam que as unidades utilizadas influem nos resultados. A esse respeito cabe salientar que possivelmente seja preferível o valor da pressão em bar, porque na prática é uma unidade mais utilizada. Uma forma de evitar a dependência das unidades é adimensionalizar as grandezas, referindo-as à faixa de operação, no caso em estudo, à diferença entre os valores máximos e mínimos da Tabela C1, segundo mostrado nas equações (C7) a (C9).

$$\dot{m}_{2r} = \frac{\dot{m}_{2i} - \dot{m}_2}{\dot{m}_{2i} - \dot{m}_{2f}} = \frac{0,4 - \dot{m}_2}{0,4 - 1,3} \quad (C7)$$

$$p_{2r} = \frac{p_{2i} - p_2}{p_{2i} - p_{2f}} = \frac{2,7 - p_2}{2,7 - 0,1} \quad (C8)$$

$$T_{2r} = \frac{T_{2i} - T_2}{T_{2i} - T_{2f}} = \frac{228,7 - T_2}{228,7 - 117,5} \quad (C9)$$

Os resultados obtidos ao utilizar as equações acima com os valores da Tabela C1 são mostrados na Tabela C2 e no gráfico da Figura C3.

Tabela C2.- Valores adimensionalizados.

$\dot{m}_2^*$	$p_2^*$	$T_2^*$
0,00	0,00	0,00
0,11	0,08	0,05
0,22	0,12	0,11
0,33	0,23	0,18
0,44	0,31	0,26
0,56	0,42	0,36
0,67	0,54	0,49
0,78	0,69	0,63
0,89	0,81	0,80
1,00	1,00	1,00

A Tabela C2 e Figura C3 mostram que a variação relativa na faixa considerada no exemplo é praticamente a mesma no caso da pressão ou da temperatura, dependendo a escolha da variável a controlar, como mencionado anteriormente, da precisão e disponibilidade dos instrumentos necessários.

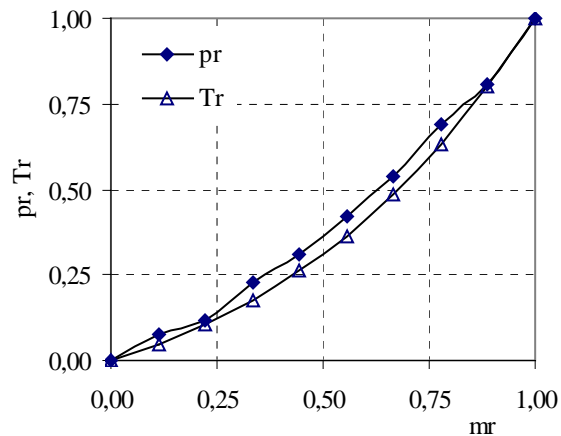


Figura C3.- Valores adimensionalizados.

A Figura C4 ajuda a explicar a forma de regulação do estrangulamento mostrando também que o vapor está na condição de superaquecido após o estrangulamento, região indicada pelo traço  $2_{\text{sat}}-2$ . Embora na Figura C4 não fique bem evidente, o grau de superaquecimento e a entropia aumentam com a diminuição da pressão.

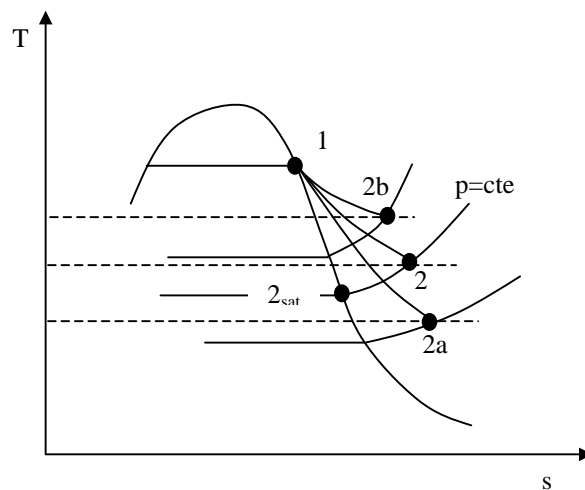


Figura C4.- Processo de estrangulamento. Diagrama T-s

No caso do sistema estar operando no ponto 2, com a válvula parcialmente aberta, uma maior demanda de vapor, como indicado na Tabela C1, provoca uma diminuição da pressão e temperatura induzindo o sistema a operar no ponto 2a, situação que a válvula corrige

regulando a abertura para voltar ao ponto 2. No caso de demanda menor a tendência é operar no ponto 2b e a correção é feita pela diminuição da abertura da válvula.

Os comentários e valores mostrados indicam que o controle pela pressão ou pela temperatura são equivalentes na operação normal mas deve ser considerada a possibilidade de que o vapor a montante da válvula esteja úmido, ou seja, na parte horizontal da curva de pressão, onde a temperatura também é constante. Se o controle fosse pela pressão não haveria sinal para a válvula, porque estaria sendo cumprida a condição fixada  $p_2$ , não entanto o vapor não teria a qualidade requerida. A solução mais apropriada seria então controlar pela temperatura, fixada esta no valor correspondente ao valor superaquecido descarregado na pressão  $p_2$  (por exemplo, utilizando os valores da Tabela C1, se a pressão requerida a jusante é de 1,3 MPa, seria estabelecido um controle por temperatura fixando esta em 198,4 °C, que é a temperatura correspondente de superaquecimento, e não em 192,8 °C, que é a temperatura de saturação correspondente). O controle pela pressão, fixando-a um pouco acima da condição requerida, pode ser cogitado se não houverem problemas de segurança para os equipamentos, porém não haveria garantia de controle no caso de vapor úmido.

O estudo realizado neste Apêndice refere-se apenas à válvulas de estrangulamento e não ao controle de caldeiras, e foi realizado apenas do ponto de vista termodinâmico. Aspectos de sensibilidade de instrumentos e tempo de resposta não foram considerados e podem ser motivo de outros estudos mais especializados.

## APÊNDICE D – DADOS COMPLEMENTARES SOBRE INJEÇÃO DE VAPOR E AR DE REFRIGERAÇÃO EM TURBINAS A GÁS

### LOCAL DE INJEÇÃO E QUANTIDADE DE VAPOR.

Na análise realizada na seção 3.3 e no APÊNDICE A foi considerado que a injeção de vapor era após a câmara de combustão. Na literatura são mencionados outros pontos de injeção, que podem ser utilizados simultaneamente o de forma isolada.

Wilson e Korakianitis (1998) indicam que a injeção de vapor pode ser antes ou na câmara de combustão, ou na turbina, em qualquer local (Figura D1), mencionando que o vapor realiza menos trabalho quando mais perto do final da expansão.

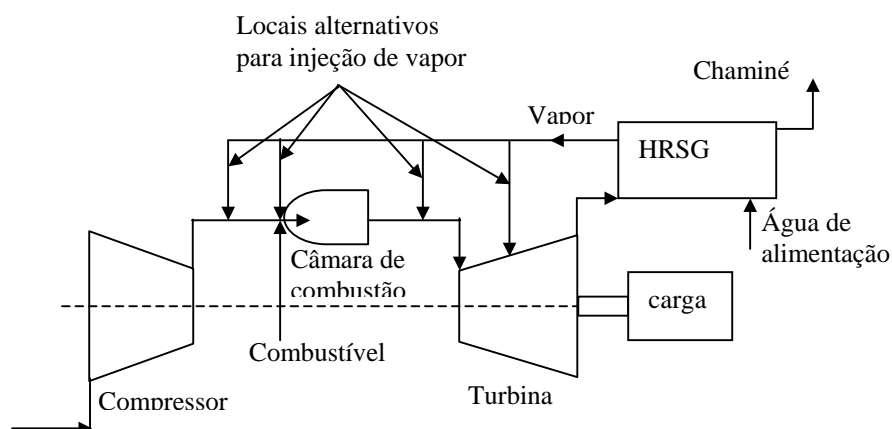


Figura D1.- Locais alternativos para injeção de vapor (WILSON E KORAKIANITIS, 1998)

Lora e Nascimento (2004a) mencionam que o vapor pode ser injetado na saída do compressor, na câmara de combustão e na turbina de potência, e que a pressão do vapor é aproximadamente 0,4 MPa superior à pressão do local onde o vapor é injetado, aumentando o trabalho produzido devido ao aumento da vazão. Apresentam uma figura similar à Figura D1.

Segundo Lora e Nascimento (2004a) o vapor injetado depois do compressor ajuda a reduzir a temperatura na zona primária da câmara de combustão e a quantidade de  $\text{NO}_x$ . Na Tabela D1 são apresentados os valores obtidos sem e com injeção de vapor, segundo Lora e Nascimento (2004a) e Wilson e Korakianitis (1998).

A quantidade de vapor injetado é 4,5 kg/s para a turbina LM1600, 7 kg/s para a turbina LM2500 e 22,3 kg/s para a turbina LM5000, segundo indicado por Lora e Nascimento (2004a).

Tabela D1.- Comparação de desempenho entre ciclos

Modelo	Ciclo simples (seco)		Ciclo STIG	
	Potência (MW)	Eficiência (%)	Potência (MW)	Eficiência (%)
LM1600 <sup>1</sup>	13,0	34	16,7	40
LM2500 <sup>1</sup>	22,2	35	26,5	39
LM5000 <sup>1</sup>	33,1	36	51,9	43
LM5000 <sup>2</sup>	34,0	37	49,0	41
LM5000 <sup>3</sup>	30,0	36	42,0	42
LM5000 <sup>4</sup>	34,0	37	110,0	55

(1) Condições ISO, Fonte (Lora e Nascimento, 2004a); (2) Fonte Wilson e Korakianitis (1998), sem resfriamento intermediário, condições do teste não indicadas; (3) Fonte Heppenstall (1998), condições de teste não indicadas; (4) Fonte Wilson e Korakianitis (1998), com resfriamento intermediário, condições do teste não indicadas.

Na Tabela D2 são apresentados os ganhos de potência e rendimento do ciclo STIG em relação ao ciclo seco, calculados a partir dos dados da Tabela D1.

Tabela D2.- Ganho de potência e rendimento do ciclo STIG

Modelo	Ciclo simples (seco)		Ganho com Ciclo STIG (%)	
	Potência (MW)	Eficiência (%)	Potência	Eficiência
LM1600 <sup>1</sup>	13,0	34	28,46	17,64
LM2500 <sup>1</sup>	22,2	35	19,34	11,43
LM5000 <sup>1</sup>	33,1	36	56,79	19,44
LM5000 <sup>2</sup>	34,0	37	44,12	10,81
LM5000 <sup>3</sup>	30,0	36	40,00	16,66
LM5000 <sup>4</sup>	34,0	37	223,53	48,65

Observações 1 a 4, veja Tabela D1

Rice (1995) menciona que uma turbina LM5000, com 7% de injeção de vapor em alta pressão e 6,5% em baixa pressão, teve sua potência aumentada de 34 MW para 52 MW

Saad e Cheng (1997) informam de uma turbina LM2500 de dois eixos, na qual, com injeção de vapor a potência aumentou de 22,2 para 28 MW e a eficiência de 37 para 45%.

As Tabelas D1 e D2 e os valores mostrados nos parágrafos acima permitem concluir

que existem diferenças entre autores, possivelmente devidas a diferentes condições de teste e/ou diferentes turbinas do mesmo modelo. No caso de resfriamento intermediário a diferença está explicada por se tratar de uma configuração diferente.

## AR DE REFRIGERAÇÃO

O ar de refrigeração para o disco (palhetas), o estator e rotor é purgado na descarga do compressor e injetado nos pontos a refrigerar. As quantidades de ar utilizadas para refrigerar o disco e o estator contribuem na geração de potência, não assim o ar utilizado para refrigerar o rotor (COHEN *et al.*, 1996), como pode ser visto na Figura 3.19. O autor indica que o total de ar extraído pode chegar a um valor de 15% do ar total fornecido pelo compressor e que para o estator pode chegar a ser da ordem de 6%.

As principais metodologias de refrigeração utilizando ar são: convecção, colisão ou choque e transpiração ou cobertura total. A primeira corresponde a um fluxo de ar paralelo à superfície a ser refrigerada, a segunda a um fluxo normal à superfície e o último utiliza-se material poroso na fabricação da palheta e o ar passa através da mesma. A metodologia influi na quantidade de ar necessário, como mostra Wilson e Korakianitis (1998) e Lora e Nascimento (2004) em forma gráfica (Figura D2), utilizando-se o parâmetro indicado na equação (D1).

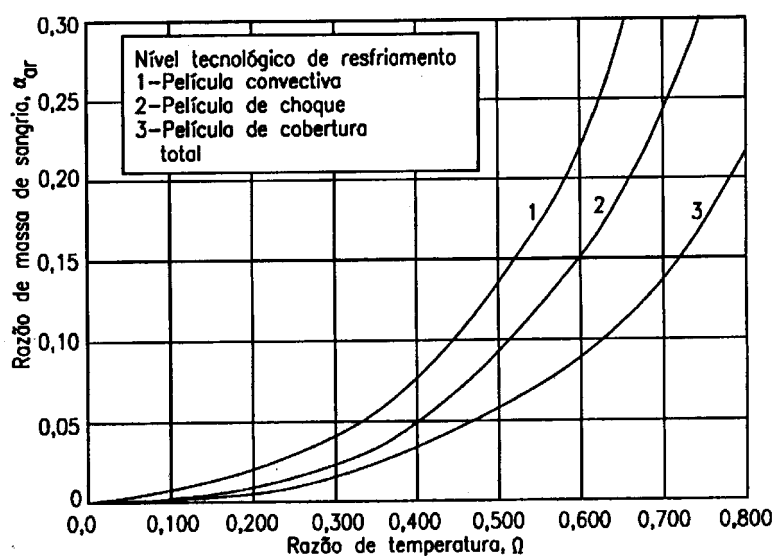


Figura D2.- Massa de ar para resfriamento. Fonte (LORA e NASCIMENTO, 2004a)

$$\Omega = \frac{TIT - T_{bm}}{TIT - T_{compressor}} \quad (D1)$$

na qual TIT é a temperatura dos gases,  $T_{bm}$  a temperatura da palheta e  $T_{compressor}$  a temperatura do ar de refrigeração proveniente do compressor.

Fixando  $T_{bm}$  em 1.150 K e  $T_{compressor}$  em 800 K, com a utilização da Figura D2 são calculados como exemplo os valores da Tabela D3.

Tabela D3.- Ar de refrigeração para palhetas (% do ar do compressor), temperatura do ar de refrigeração 800 K e temperatura das palhetas 1.150 K

Temperatura dos gases TIT (K)	$\Omega$	Tipo de resfriamento		
		Convecção	Choque	Cobertura total
1.350	0,36	3	2	1,2
1.500	0,5	6,5	4	2,5
1.750	0,63	>10	7	4,5

O exemplo da Tabela D3 indica que a forma mais eficiente de refrigeração da palheta é a forma de cobertura total. No caso de refrigeração por convecção convencional, para altas temperaturas dos gases, a quantidade requerida é maior do que 10%, aproximando-se do valor de 15% indicado por Cohen *et al.* (1996). Um fato que não deve ser ignorado é que os valores da Figura D2 referem-se apenas ao resfriamento da palheta e nada é considerado para a refrigeração do rotor e estator. Não fica claro se os autores consideram somente necessária a refrigeração das palhetas.

Wilson e Korakianitis (1998) indicam também em forma gráfica, para diferentes temperaturas dos gases de entrada na turbina, valores orientativos como 2% para 1.350 K, 5% para 1.500 K e 6% para 1.750 K, valores que são similares aos correspondentes ao resfriamento por choque da Tabela D3. Neste caso foi considerada uma temperatura da palheta de 1.150 K e temperatura do ar de refrigeração de 800 K.

## APÊNDICE E – DEFINIÇÃO E DISCUSÃO DO RENDIMENTO POLITRÓPICO.

A definição do rendimento isentrópico e politrópico pode ser visualizada com a utilização da Figura E1, que representa um processo de compressão em vários estágios, no diagrama T-s.

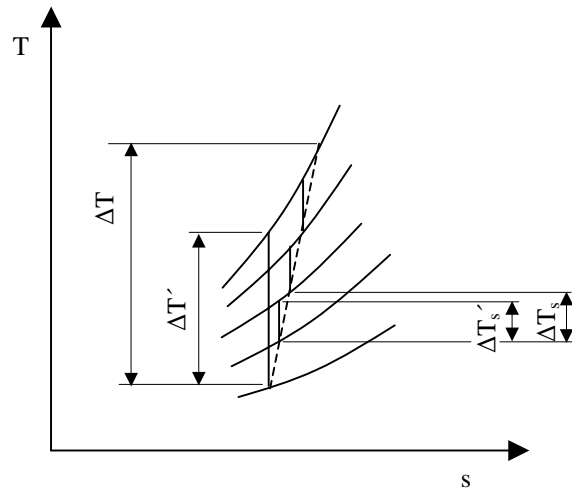


Figura E1.- Compressão de um gás perfeito

A explicação que segue é baseada em Cohen *et al.* (1996), que começa com a definição do rendimento ou eficiência isentrópica do compressor para um gás perfeito:

$$\eta_{c,isen} = \frac{\Delta T'}{\Delta T} \quad (E1)$$

Por se tratar de um gás perfeito as diferenças de temperatura são equivalentes às diferenças de entalpias. Também pode ser assumido que para um projeto semelhante em cada estágio, o rendimento isentrópico  $\eta_{isen}$  é o mesmo em cada estágio.

$$\eta_{isen} = \frac{\Delta T'_s}{\Delta T_s} \quad (E2)$$

A variação total de temperatura  $\Delta T$  é calculada como

$$\Delta T = \sum \frac{\Delta T'_s}{\eta_s} = \frac{1}{\eta_s} \sum \Delta T'_s \quad (\text{E3})$$

que combinada com a equação (E1) resulta em

$$\frac{\eta_s}{\eta_{c,isen}} = \frac{\sum \Delta T'_s}{\Delta T'} \quad (\text{E4})$$

Devido a que as linhas de pressão constante são divergentes ocorre que  $\sum \Delta T'_s > \sum \Delta T'$  e também  $\eta_{c,isen} < \eta_s$ , diferença que tende a aumentar com o número de estágios. Este fato conduz ao conceito de eficiência ou rendimento politrópico  $\eta_\infty$ , definido pela equação (E5), que se baseia num processo infinitesimal de compressão e que permanece constante ao longo de todo o processo de compressão.

$$\eta_\infty = \frac{dT'}{dT} = \text{constante} \quad (\text{E5})$$

e supondo um processo isentrópico

$$\frac{T}{p^{\frac{(k-1)}{k}}} = \text{constante} = C \quad (\text{E6})$$

que também pode ser escrita da forma

$$T = C \cdot p^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (\text{E7})$$

e derivando em relação a p

$$\frac{dT}{dp} = C \frac{k-1}{k} \cdot p^{\frac{(k-1)-1}{k}} = C \frac{k-1}{k} \cdot p^{-\frac{1}{k}} \quad (\text{E8})$$

e substituindo C segundo a equação (E6), obtém-se

$$\frac{dT}{dp} = \frac{T}{p^{\frac{(k-1)}{k}}} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot p^{-\frac{1}{k}} \quad (\text{E9})$$

e finalmente

$$\frac{dT}{T} = \frac{k-1}{k} \frac{dp}{p} \quad (\text{E10})$$

O elemento infinitesimal  $dT$  é para um processo isentrópico, e segundo a Figura E1 corresponde a  $dT'$ , e substituindo na equação (E10) é obtida a equação (E11).

$$\frac{dT'}{T} = \frac{k-1}{k} \frac{dp}{p} \quad (\text{E11})$$

reescrevendo a equação (E5)

$$dT' = \eta_{\infty} \cdot dT \quad (\text{E12})$$

e combinando com a equação (E11) é obtida

$$\frac{\eta_{\infty} \cdot dT}{T} = \frac{k-1}{k} \frac{dp}{p} \quad (\text{E13})$$

e finalmente, integrando entre dois pontos 1 e 2

$$\eta_{\infty} = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (\text{E14})$$

Como explicado na seção 3.2.1, a vantagem de se utilizar o rendimento politrópico segundo a equação (E14) é de que é suficiente medir valores reais de pressão e temperatura para calculá-lo.

A partir da equação (E14) pode ser deduzida a equação (E15)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k \cdot \eta_\infty}} \quad (\text{E15})$$

Deve ser notado que as temperaturas  $T_1$  e  $T_2$  são temperaturas reais e que o processo fosse isentrópico corresponderiam a temperaturas tais que o rendimento politrópico seria igual a 1, ou seja:

$$\frac{T'_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k \cdot 1}} \quad (\text{E16})$$

Considerando ainda um gás perfeito, o rendimento isentrópico pode ser calculado como

$$\eta_{c,\text{isen}} = \frac{T'_2 - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T'_2/T_1 - 1}{T_2/T_1 - 1} \quad (\text{E17})$$

e utilizando as equações (E15) e (E16)

$$\eta_{c,\text{isen}} = \frac{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k \cdot 1}} - 1}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k \cdot \eta_\infty}} - 1} \quad (\text{E18})$$

Wilson e Korakianitis (1998) fazem uma abordagem mais direta, e após demonstrar que o rendimento isentrópico e politrópico acusam diferenças, demonstram também que o rendimento politrópico é

$$\eta_\infty = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \quad (\text{E19})$$

equação coerente com as equações anteriores. Os autores não mencionam, mas  $n$  deve ser maior ou igual que  $k$ . A equação (E19) é interessante do ponto de vista conceitual, porque permite visualizar que o rendimento politrópico quantifica o desvio de um processo real de

um processo ideal. O fato de se poder determinar um coeficiente politrópico  $n$  não significa que o processo realmente aconteça através de um “caminho” determinado por  $n$ , e sim apenas podem ser determinados os pontos inicial e final.

Wilson e Korakianitis (1998) também demonstram que as curvas de pressão constante são divergentes conforme aumenta a entropia, num diagrama  $h$ - $s$ , que para um gás ideal são similares num diagrama  $T$ - $s$ , conforme mencionado quando comentada a equação (E4). Os autores utilizam a Figura E2 para explicar o conceito de rendimento politrópico, figura na qual são representados dois compressores em série de igual rendimento isentrópico e de igual capacidade, o que é indicado pelas igualdades

$$\Delta h_{1s} = \Delta h_{2s} \quad (E20)$$

$$\Delta h_1 = \Delta h_2 \quad (E21)$$

$$\eta_{1, isen} = \eta_{2, isen} = \Delta h_{1s} / \Delta h_1 = \Delta h_{2s} / \Delta h_2 \quad (E22)$$

$$\Delta h_{2's} < \Delta h_{2s} \quad (E23)$$

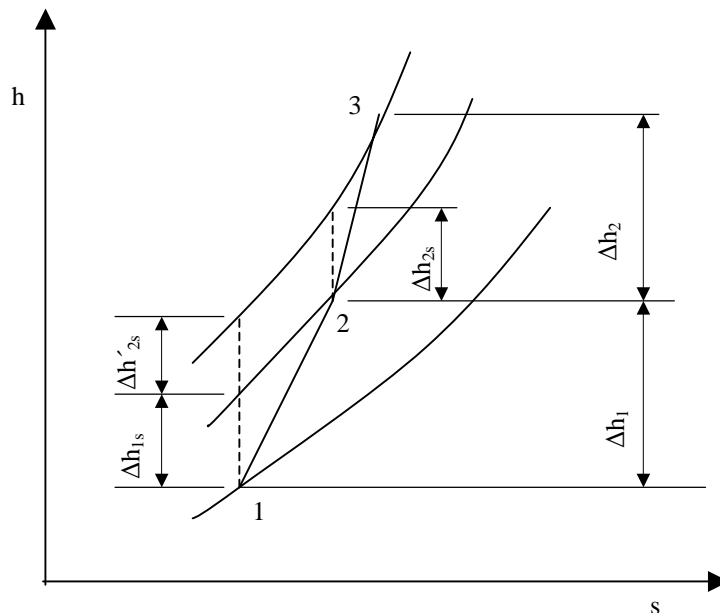


Figura E2.- Compressão em dois estágios (WILSON E KORAKIANITIS (1998))

O rendimento isentrópico do conjunto dos dois compressores é por definição o mostrado na equação (E24):

$$\eta_{i, \text{sen, conjunto}} = \frac{\Delta h_{1s} + \Delta h'_{2s}}{\Delta h_1 + \Delta h_2} \quad (\text{E24})$$

Como  $\Delta h'_{2s} < \Delta h_{2s}$  resulta que o rendimento isentrópico do conjunto é menor do que o rendimento isentrópico individual. Wilson e Korakianitis (1998) mencionam como exemplo que se um compressor de um estágio com rendimento isentrópico de 90% for combinado com outros similares visando configurar um compressor de maior razão de compressão, o rendimento isentrópico do conjunto pode diminuir para 85%, fazendo parecer que o desempenho aerodinâmico é inferior. Se fosse utilizado o rendimento politrópico indicam que o rendimento politrópico individual e do conjunto seria o mesmo e igual a um valor de 91%. Não são indicados maiores detalhes no exemplo, tais como o número de estágios. As curvas da Figura E3 foram construídas para dois compressores instalados em série, com uma razão de compressão igual a 4 para o primeiro compressor, e uma temperatura de entrada  $T_1$  de 25 °C e uma pressão  $p_1$  de 1 bar.

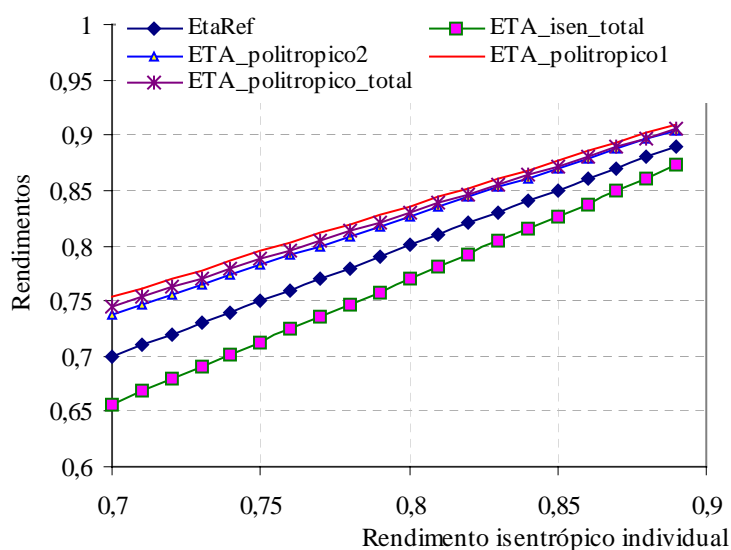


Figura E3.- Rendimento politrópico para compressores em série.

O rendimento isentrópico individual (abscissas) aparece repetido no eixo das ordenadas com a denominação de EtaRef para facilitar a comparação com os rendimentos politrópicos e o rendimento isentrópico total. ETA\_politropico1 corresponde ao rendimento politrópico do primeiro compressor e ETA\_politropico2 ao compressor do segundo estágio. Como indicado por Wilson e Korakianitis (1998), os rendimentos politrópicos individuais e total são

aproximadamente os mesmos. Na Figura E4 são mostradas as temperaturas e pressão final para cada valor do rendimento isentrópico individual (Sub índices de acordo com a Figura E2).

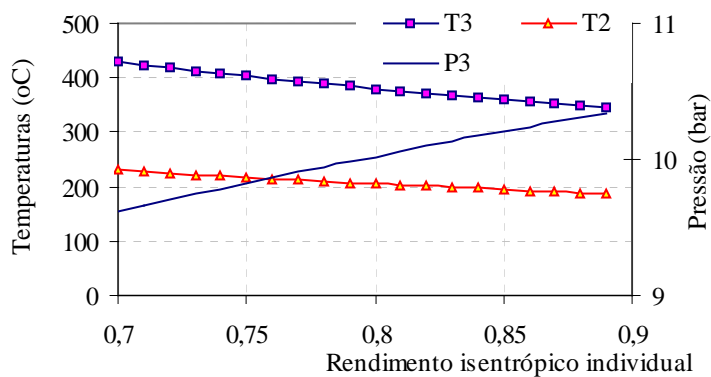


Figura E4.- Influencia do rendimento isentrópico na pressão e temperatura.

Lora e Nascimento (2004a) interpretam o rendimento politrópico como relacionado com a aerodinâmica da compressão e o rendimento isentrópico com a energia no processo de compressão.

## APÉNDICE F – CONCEITO DE CICLO *BOTTOMING* E *TOPPING*, *PINCH POINT* E *APPROACH*

### CICLO *BOTTOMING* E *TOPPING*

Nos ciclos de cogeração habitualmente é associada a geração de energia elétrica com a geração de energia térmica, esta última, por exemplo, em forma de vapor utilizado num processo industrial. A energia total necessária é fornecida pela queima de um combustível gerando gases em alta temperatura. Na literatura é adotado o critério que utiliza como referência a região de temperatura na qual é produzida a energia elétrica (BALESTIERI, 2002; LORA e NASCIMENTO, 2004b) para definir os termos de ciclo *topping* e *bottoming*, o primeiro quando a energia elétrica é produzida na região de alta temperatura e o segundo na região de baixa temperatura dos gases ou vapor utilizado na instalação industrial..

Alguns processos industriais, tais como siderúrgicas e incineradores, geram esses gases a temperaturas acima de 1000 °C, o que propicia a utilização dos mesmos na geração de vapor, utilizando uma caldeira de recuperação, com uso posterior numa turbina a vapor gerando energia elétrica e ainda no fornecimento de vapor para outros processos. Outro exemplo é a utilização de uma turbina a gás para gerar energia elétrica e o uso dos gases de escape (aproximadamente a 500 °C) na geração de vapor. A entrada dos gases de combustão na turbina a gás é da ordem de 1.000 °C. Um terceiro exemplo é o caso no qual os gases gerados pelo processo são um combustível, como os gases de coqueamento em siderúrgicas, gases das tochas de refinarias de petróleo, ou, na forma líquida, o licor negro de fábricas de papel. Finalmente, um exemplo típico, a geração de vapor numa caldeira convencional, com utilização do vapor numa turbina e a descarga da mesma utilizada num processo industrial. O primeiro exemplo é esquematizado na Figura F1, mostrando o perfil de temperatura junto aos processos industriais e de geração elétrica e térmica. Nesse caso a energia em alta temperatura é fornecida inicialmente ao processo (1.000 °C) e posteriormente para a turbina com temperatura inferior (400 °C). Após a turbina ainda é possível fornecer vapor (200 °C) para outros processos. Este processo é caracterizado como ciclo *bottoming*, porque a energia elétrica é produzida na região de baixa temperatura em relação ao processo principal (1.000°C). Em relação à parte do processo que utiliza vapor (200 °C) o ciclo poderia ser caracterizado como *topping*, porém este tipo de processo considerado na sua totalidade é comumente definido como *bottoming*. O segundo exemplo é representado na Figura 2,

mostrando que a energia elétrica é produzida em alta temperatura (entre 1.000 e 500 °C) e a energia térmica em forma de vapor em baixa temperatura (entre 500 e 200 °C). Na Figura F2 a energia elétrica é produzida na região de alta temperatura, motivo pelo o ciclo de cogeração é denominado de *topping*.

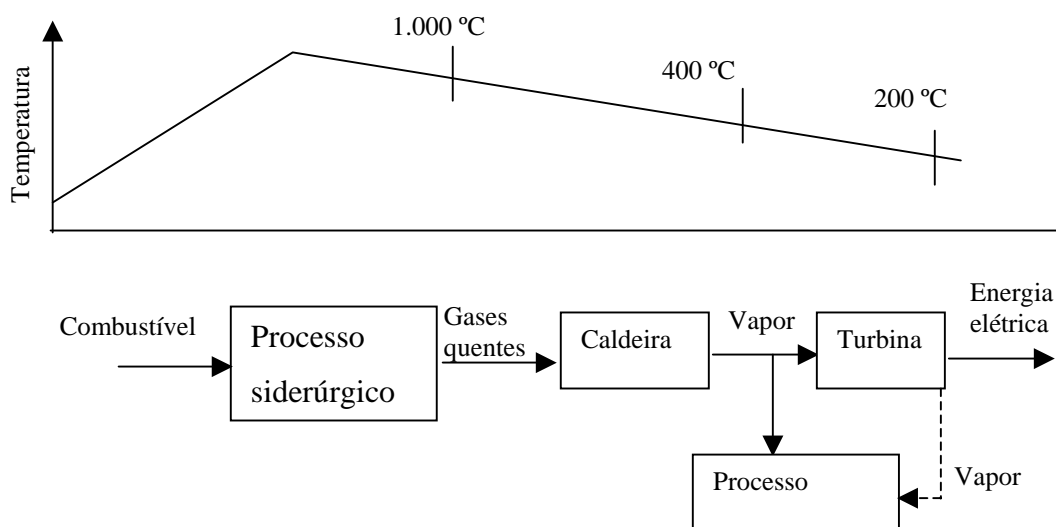


Figura F1.- Cogeração com turbina a vapor. Ciclo *bottoming*.

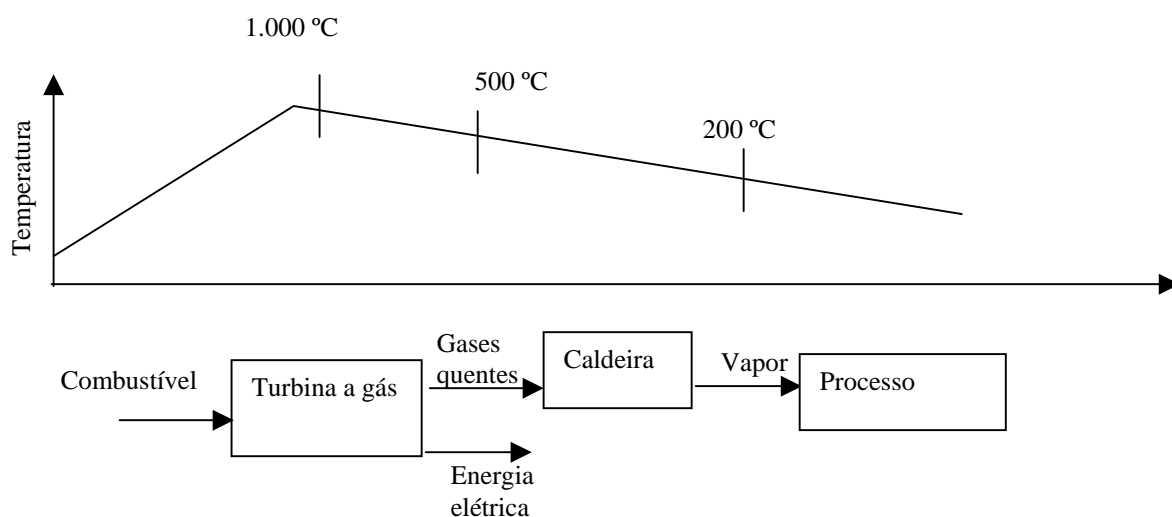


Figura F2.- Cogeração com turbina a gás. Ciclo *topping*.

A Figura F3 ilustra terceiro exemplo e a energia elétrica também é produzida na região de alta temperatura, pelo que também se trata de um ciclo *topping*. A utilização de uma caldeira convencional é indicada na Figura F4 e também se trata de um ciclo *topping*.

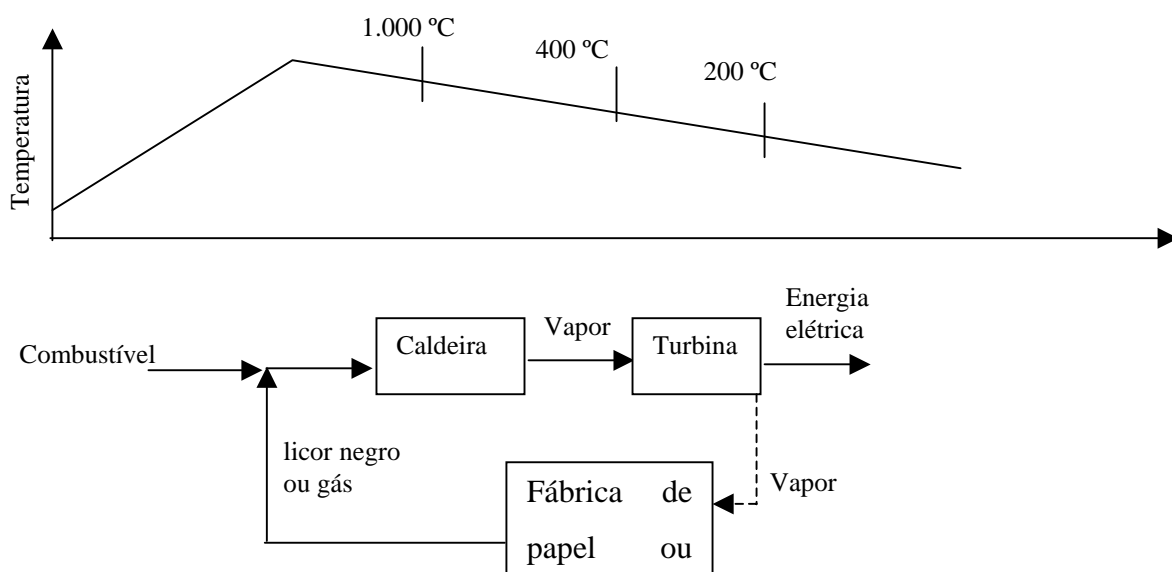


Figura F3.- Cogeração com turbina a vapor e aproveitamento de combustível residual. Ciclo *topping*.

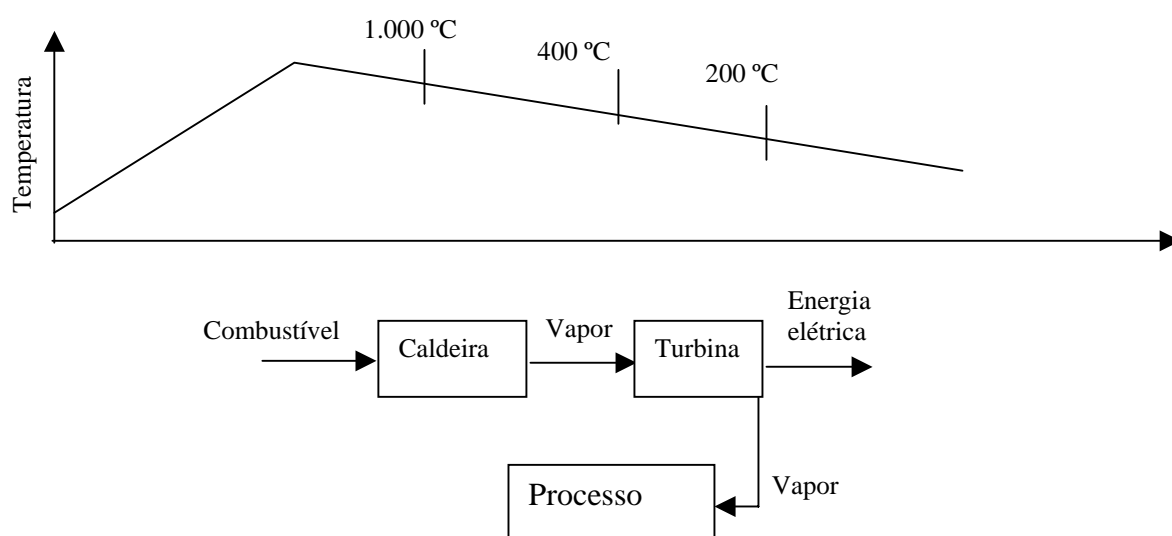


Figura F4.- Cogeração com turbina a vapor. Ciclo *topping*.

Um exemplo simples é o ciclo combinado, no qual a turbina a gás está sendo utilizada em *topping* e a turbina a vapor em *bottoming*. Caso a descarga da turbina a vapor seja utilizada na forma de energia térmica para o processo industrial, o ciclo combinado como um

todo estaria em *topping*.

### *PINCH POINT.*

O *pinch point* é um parâmetro importante no projeto de trocadores de calor, caldeiras de recuperação e sistemas de trocadores de calor, sendo esses últimos parte de processos industriais nos quais ha fluídos que devem ser aquecidos e outros que devem ser resfriados. Este último caso não será comentado maiormente.

A Figura F5 representa um trocador de calor em contra corrente e a Figura F6 o perfil de temperaturas correspondente.

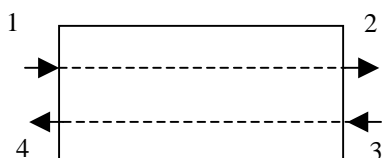


Figura F5.- Trocador de calor em contracorrente.

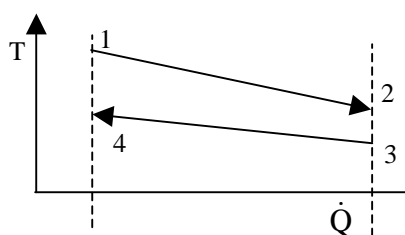


Figura F6.- Perfil de temperatura.

Na Figura F6 é assumido que o calor específico do fluído quente e frio são independentes da temperatura. A inclinação das curvas depende da vazão e do calor específico de cada fluído e o eixo das abscissas indica o calor trocado entre os fluídos, de acordo com as equações (F1) e (F2).

$$\dot{m}_q \cdot C_{p_q} \cdot (T_1 - T_2) = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_4 - T_3) = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (\text{F1})$$

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_4) - (T_2 - T_3)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3}\right)} \quad (F2)$$

De acordo com a Figura F6, a quantidade de calor trocado aumenta quando a diferença de temperaturas  $T_2$  e  $T_3$  diminui, porém também diminui a LMTD, de acordo com a equação (F2), motivo pelo qual é necessário aumentar a área de troca térmica  $A$  e/ou o coeficiente global de transferência de calor  $U$ . Para aumentar o coeficiente  $U$  deve ser aumentada a turbulência dos fluidos no trocador de calor, solução que acarreta aumento das perdas de pressão, o que não é desejável se essas perdas são elevadas. O aumento da área  $A$  também tem limitações do ponto de vista de custos e de espaço ocupado pelo trocador. No cálculo do trocador de calor deve ser encontrada uma diferença de temperaturas  $T_2-T_3$  ótima considerando a quantidade de calor trocado, as perdas de pressão e o custo do equipamento. No caso deste trocador, a menor diferença de temperaturas acontece na saída do fluido quente e na entrada do fluido frio (lado direito do trocador) e o menor valor **teórico** que pode atingir é zero, não sendo possível de atingi-lo porque seria necessária uma área  $A$  infinita. O local onde acontece a mínima diferença de temperaturas é denominado *pinch point* (ponto pinça) talvez fazendo analogia com uma pinça estrangulada uma mangueira. No *pinch point* acontece a menor diferença de temperaturas, diferença conhecida como diferença de temperaturas no *pinch point* (DP).

A definição do valor do DP no início do projeto do trocador permite uma forma simples de cálculo, especialmente quando são conhecidos valores típicos definidos por experiências anteriores. O perfil de temperaturas para uma caldeira de recuperação com vapor superaquecido (Figura F7) é mais complexo que o perfil do trocado de calor.

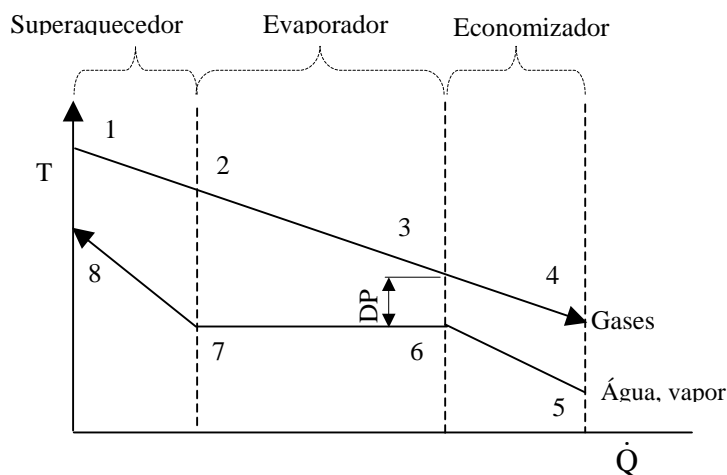


Figura F7.- Perfil de temperaturas da caldeira de recuperação

O *pinch point* está localizado no ponto de transição entre o economizador (no qual a água é aquecida até uma temperatura próxima da temperatura de saturação correspondente a pressão do vapor) e o evaporador, no qual o título aumenta de zero para um. No *pinch point* a diferença de temperaturas  $T_3$  e  $T_6$  não pode ser negativa por causa da segunda lei da termodinâmica, e para caldeiras de recuperação é utilizado um valor típico de 20 °C, valor que a experiência têm demonstrado apropriado do ponto de vista econômico, e que depende dos custos dos combustíveis, energia elétrica e dos equipamentos. A maior complexidade para projetar uma caldeira de recuperação começa pelo fato de existir três LMTD, uma para cada parte da caldeira. Na secção 3.1.1 a formulação é suficientemente detalhada e somente vale salientar que ao se definir o DP, como a temperatura  $T_6$  é conhecida (temperatura de saturação na pressão do vapor), a temperatura  $T_3$  pode ser calculada facilmente.

Como normalmente a temperatura  $T_1$  dos gases, a vazão dos mesmos assim como o calor específico são conhecidos, e a temperatura de superaquecimento  $T_8$  também é definida segundo as necessidades do processo, é possível realizar um balanço parcial na secção composta pelo evaporador e superaquecedor e determinar a quantidade de vapor que pode ser produzido. definindo as condições da água de alimentação (ponto 5), é possível calcular a temperatura dos gases na chaminé (ponto 4). Depois de conhecidas as temperaturas podem ser estimados os coeficientes de transferência de calor  $U$  de cada parte da caldeira e a continuação a área de troca necessária em cada secção.

Usualmente é afirmado que o DP determina a geometria da caldeira, porém a afirmação mais precisa seria que o DP influi no tamanho da caldeira quando uma determinada geometria é determinada. A geometria da caldeira é determinada pela disposição dos tubos, se são alternados ou não, pela forma de construção dos tubos, se são aletados ou não, número de passos, e pela relação entre comprimento e área transversal de passagem dos fluidos, relacionadas com o número de Reynolds. Pela descrição do conceito de geometria, conclúe-se que a geometria tem influência na determinação do coeficiente de transferência de calor  $U$  e o DP determina as LMTD, e por conseguinte, determina indiretamente a área necessária em cada seção, de acordo com as equações (3.29) a (3.31).

## *APPROACH*

Na secção 3.1.1 foi indicada a necessidade do *approach*, que se trata da diferença entre a temperatura de saída do evaporador é inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão de operação da caldeira. Fazendo referência às Figuras 3.1 a 3.3 e às equações (3.1) a

(3.16) são possíveis de estabelecer as propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema economizador-tubulão- evaporador. Na Figura 3.1 observa-se que o *pinch point* pode acontecer em dois lugares, no ponto 10, que é a saída do tubulão, ponto em que a temperatura é menor que a temperatura de saturação, ou no ponto 10a, que é o ponto no qual começa a evaporação dentro do evaporador. Os valores das temperaturas do ponto 6, 10 e 10a podem ser calculadas em forma fácil quando pré-estabelecido um valor para o approach (10 a 30 °C), e logo verificado se o *pinch point* acontece no ponto 10 ou no ponto 10a, e calculado seu valor. Na operação com condições diferentes às do projeto essas temperaturas assumem naturalmente outros valores, devido à necessidade de se manter a equivalência do calor transferido do ponto de vista termodinâmico e do ponto de vista de transferência de calor. Nas simulações realizadas essas variações não foram significativas, motivo pelo qual, para projetos preliminares não são necessárias de levar em consideração. É possível que com variações bruscas de demanda, por motivos de inércia térmica, essas variações poderiam atingir níveis que comprometeriam a integridade da caldeira.

## APÊNDICE G – DESCRIÇÃO DA ESTAÇÃO DE MACAÉ (GEMAC)

A Estação de Macaé (Gerência de Macaé, GEMAC) encontra-se próxima da cidade de Macaé, em Cabiúnas, motivo pelo qual acontece de aparecer sob uma dessas varias denominações.

Os principais fluxos e características da Planta são indicados na Figura G1.

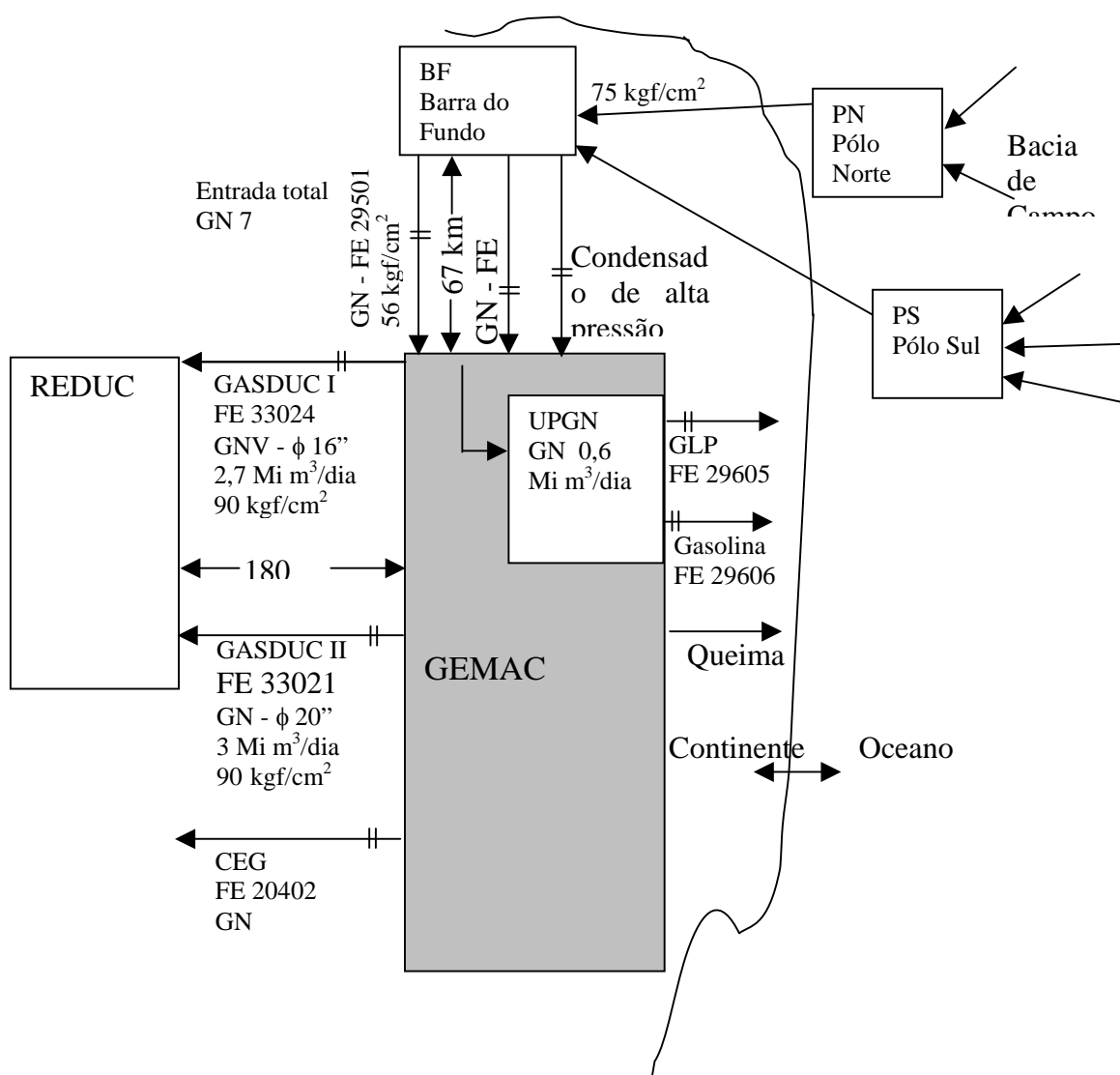


Figura G1.- Esquema geral da GEMAC

1.- O gás natural (GN) é recebido da Planta Barra do Furado (BF) com uma pressão de 56 kgf/cm<sup>2</sup> e comprimido para 90 kgf/cm<sup>2</sup>, sendo enviado por três turbocompressores de

fabricação da Solar, com Tags 33003 A/B/C. para REDUC por dois gasodutos e para a CEG por um. A função da BF é de coleta e auxílio à limpeza de tubulações.

2.- Parte dos 7 Mi m<sup>3</sup>/dia de GN recebido recebe um processamento, da tal forma que a quantidade de GN transportado pelo GASDUC II é de 3 Mi m<sup>3</sup>/dia e do gás veicular (GNV) de 2,7 Mi m<sup>3</sup>/dia.

3.- Na Figura G1 o fluxo indicado como queima inclui gás para fornos e turbinas (medido) e gás da tocha (*flare*), não medido atualmente, mas o será em breve, por exigências ambientais.

4.- As GASDUC I e II são operadas por um turbocompressor cada uma, no máximo.

5.- A partir das faturas de energia elétrica dos meses de julho a agosto de 2001 é estimada a demanda nesse período, segundo mostrado na Tabela G1.

Tabela G1.- Macaé (Cabiúnas)-Consumo de energia elétrica, ano 2001					
Mês	consumo (kWh)		Demanda média no período (kW)		
	Fora de Ponta	Ponta	Media geral	Media fora de ponta	Media na Ponta
Junho		282.042	7.258	7.848	3.134
Julho	6.055.660	245.400	8.751	9.612	2.727
Agosto	6.083.273	217.787	8.751	9.656	2.420

6.- A energia térmica utilizada na Planta de Cabiunas é estimada a partir da produção da caldeira de vapor ATA-22, Tag GV-53002, com capacidade de 4800 kg/h e pressão de 8 kgf/cm<sup>2</sup> segundo Tabela G2 e os valores assumidos para pré-cálculos são indicados na Tabela G3.

Tabela G2.- Macaé (Cabiúnas) - Estimativa da carga térmica		
Alimentação caldeira	Entalpia (kJ/kg)	Carga térmica (kW)
Condensado a 100 °C	419,04	3.133,4
Água a 25 °C	104,89	3.552,3

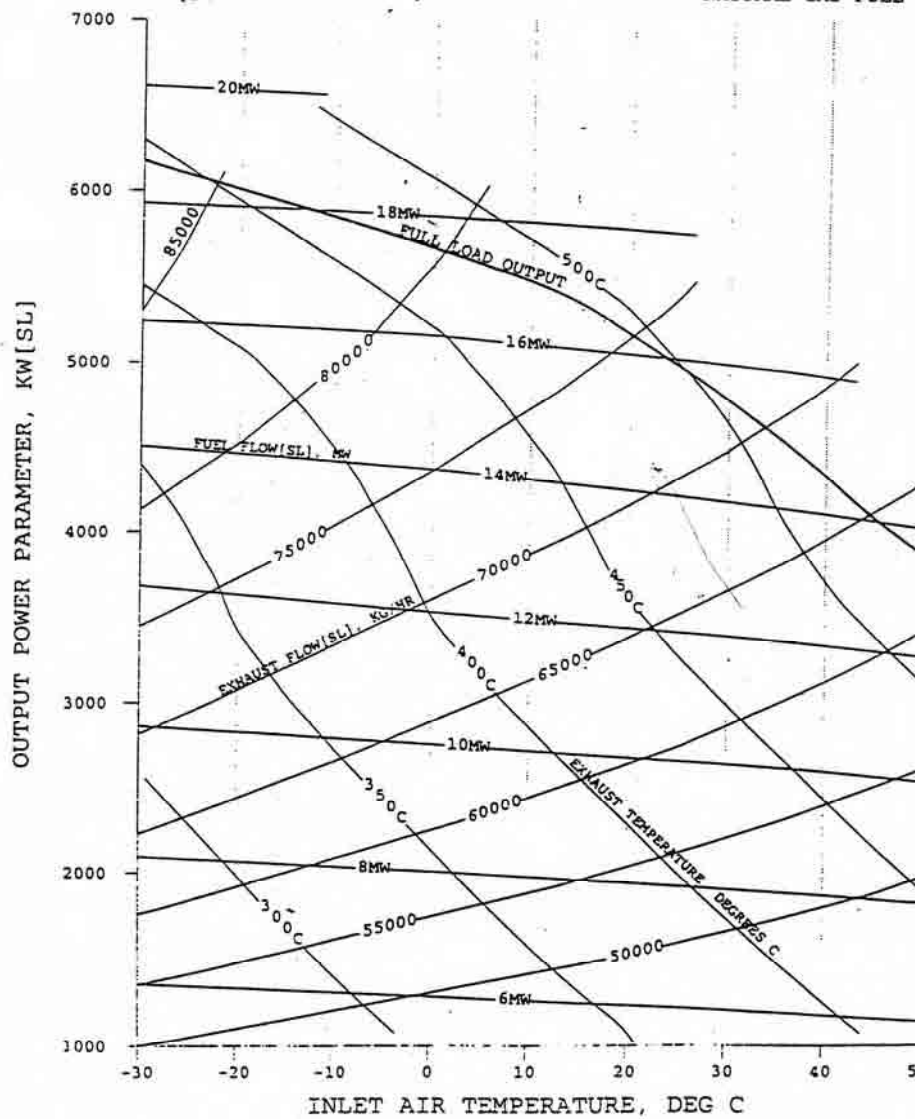
Tabela G3.- Macaé (Cabiúnas) - Demandas energéticas utilizadas para pré-cálculos (kW)			
Energia Térmica	Energia eléctrica		
	Média	Fora de ponta	Ponta
3.500	8.700	9.600	2.800

ANEXO A - CURVAS DA TURBINA A GÁS DA UPGN - MACAÉ

TAURUS 60-7302 TTD-2 REV. 0.1  
 CS/MD GAS TURBINE  
 59F MATCH  
 REF: SD-25286(M) SHT. 1  
 [DATE: 1-OCT-1998]

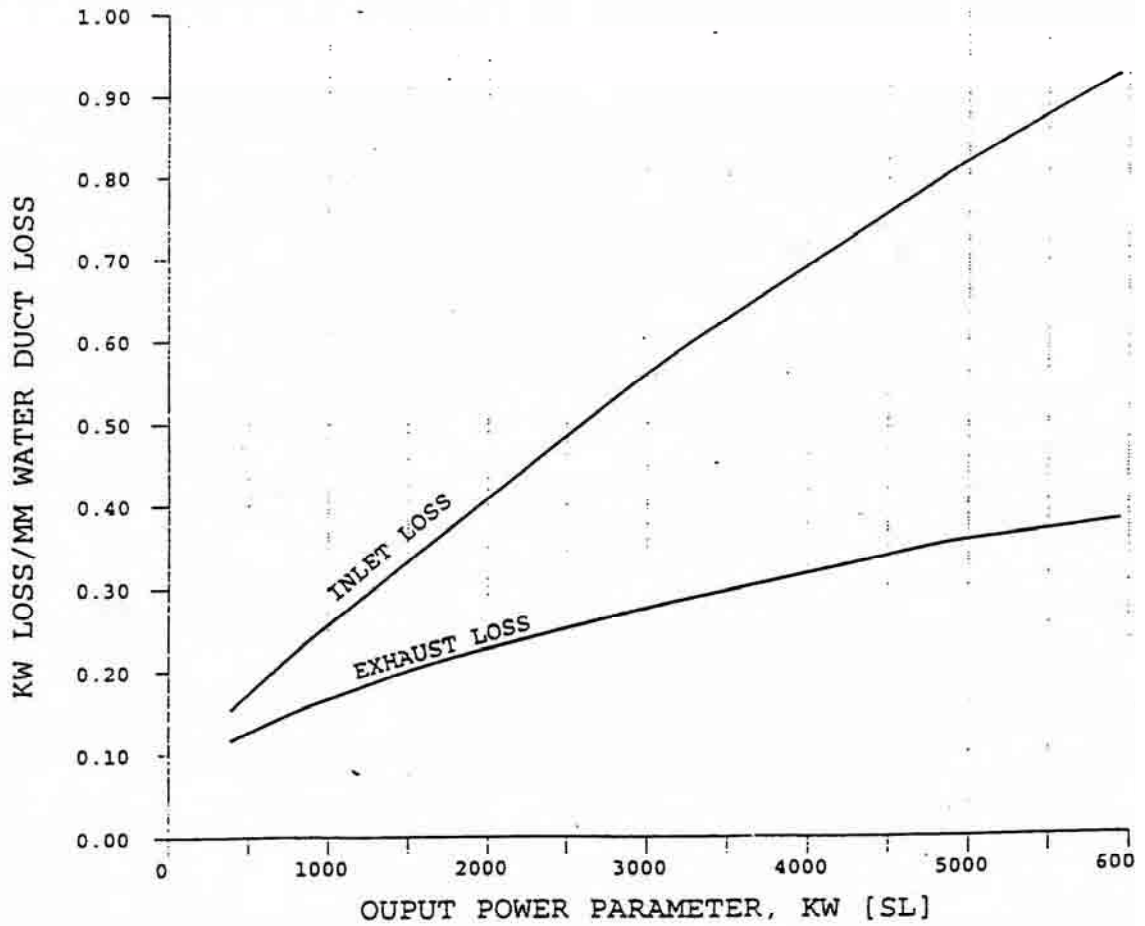
.NOMINAL PERFORMANCE  
 .ELEVATION SEA LEVEL  
 .RELATIVE HUMIDITY 60 PERCENT  
 .ZERO INLET DUCT PRESSURE LOSS  
 .ZERO EXHAUST DUCT PRESSURE LOSS  
 .GAS PRODUCER POWER EXTRACTION: 10.4 KW  
 .NO WATER INJECTION  
 .NO OUTPUT GEARBOX  
 .MAXIMUM POWER TURBINE SPEED  
 .[LHV: 11450 KCAL/KG]

NATURAL GAS FUEL



CENTAUR TAURUS TWO-SHAFT  
CS/MD APPLICATIONS

EFFECT OF INLET AND EXHAUST DUCT PRESSURE  
LOSSES ON OUTPUT POWER



UNIDATA  
METAL

SOLAR TURBINES INCORPORATED  
ENGINE PERFORMANCE CODE REV. 2.84.  
CUSTOMER: TEC/PETROBRAS "CABIUNAS"

DATE RUN: 24-FEB-99  
RUN BY: Edgar Guevara  
JOB ID: PD-5640

TAURUS 60-T7300  
CS/MD  
59F MATCH  
GAS  
TTD-2 REV. 0.1  
ES-2098

PLEASE INCLUDE THE DR  
FOR THIS COMPRESSOR  
OPERATING CONDITION W  
FUEL "B"

DATA FOR ~~COMPRESSION~~ <sup>COMPRESSOR</sup> PERFORMANCE FOR NATURAL GAS CONDITION

Fuel Type	CHOICE NATURAL GAS	FUEL "A"					
Elevation	meter	12					
Inlet Loss	mm H2O	101.6					
Exhaust Loss	mm H2O	101.6					
Accessory on GP Shaft	kW	10.4					
Engine Inlet Temp.	Deg. C	22.1	32.0	22.1	32.0	22.1	32.0
Relative Humidity	%	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0	86.0
Elevation Loss	kW	5	5	3	3	2	2
Inlet Loss	kW	66	66	38	38	33	33
Exhaust Loss	kW	31	31	20	20	18	18
Off-Optimum NPT Loss	kW	2	4	38	45	41	48
Driven Equipment Speed	RPM	11196	11196	7905	7905	7246	7246
Optimum Equipment Speed	RPM	11438	11596	9227	9369	8660	8790
Gas Generator Speed	%	92.9	94.4	87.6	89.1	86.4	88.0
Gas Generator Speed	RPM	13928	14156	13136	13371	12966	13199
Specified Load	kW	3380	3380	1800	1800	1500	1500
Net Output Power	kW	3380	3380	1800	1800	1500	1500
Fuel Flow	kcal/sec IT	2944	2982	1913	1945	1707	1736
Heat Rate	kcal/kW-hr	3136	3176	3827	3890	4096	4165
Inlet Air Flow	kg/hr	64323	62549	52892	51507	49934	48610
Engine Exhaust Flow	kg/hr	65116	63358	53384	52012	50367	49055
PCD	bars(g)	8.77	8.67	6.44	6.38	5.90	5.84
PT Inlet Temp. (T5)	Deg. C	630	655	512	536	486	509
Compensated PTIT	Deg. C	679	702	561	583	535	557
Exhaust Temperature	Deg. C	459	482	398	421	385	408

FUEL GAS COMPOSITION (VOLUME PERCENT)

LHV (kcal/Nm3) = 10195.3 SG = 0.6915 W.I. @60F = 1304.3

A = 0.0000	CH4 = 82.9099	C2H4 = 0.0000	C2H6 = 8.5000
C3H6 = 0.0000	C3H8 = 4.5000	C4 = 2.2000	C5 = 0.5300
C6 = 0.0500	C7 = 0.0200	C8 = 0.0000	CO = 0.0000
CO2 = 0.6500	H2 = 0.0000	H2O = 0.0000	H2S = 0.0000
N2 = 0.6400	O2 = 0.0000	SO2 = 0.0001	He = 0.0000

kg/m<sup>3</sup>

LHV = 14,743 kcal/kg  
LHV = 61717 kJ/kg

1 kcal = 4,188 J

## ANEXO B – PARÂMETROS DE TURBINAS A GÁS

Os valores da Tabela B2 foram obtidos para as diferenças de entalpia do vapor que sai e entra numa HRSG, considerando na saída vapor superaquecido a pressões entre 1 a 5 MPa e temperaturas de 300 e 400 °C. A água de alimentação foi considerada com temperaturas de 100 e 200 °C, o que forneceu um salto entáptico médio de 2.481 kJ/kg. A temperatura na chaminé foi definida em 150 °C e o calor específico dos gases igual a 1,2 kJ/kg·°C.

Tabela B1.- Parâmetros de Turbinas a gás (2003 GTW Handbook)

Fabricante	Modelo	Potencia	Eta	mgases (kg/s)	Tgases (oC)
Alstom	Typhoon4.35	4.343,00	0,30	17,65	527
	Typhoon4.7	4.690,00	0,30	19,05	524
	Typhoon5.05	5.044,00	0,30	19,55	546
	Typhoon5.25	5.249,00	0,30	20,77	530
	Tempest	7.908,00	0,31	29,71	537
	Cyclone	12.874,00	0,35	39,37	556
Aviadvigatel	GTU2.5P	2.560,00	0,21	24,54	377
	GTU4P	4.170,00	0,24	29,39	421
	GTU6P	6.150,00	0,26	32,89	488
	GTU12P	12.360,00	0,33	45,90	493
	GTU16P	16.400,00	0,35	56,11	495
	GTU25P	24.850,00	0,38	80,20	471
Bharat	PG3142J	10.450,00	0,26	52,16	526
	PG5371PA	26.300,00	0,28	122,47	487
	PG6561B	39.620,00	0,32	139,71	532
	PG6581B	42.100,00	0,32	146,97	544
	PG6591C	42.300,00	0,36	117,03	574
	PG6111FA	75.900,00	0,35	210,02	605
	PG9171E	126.100,00	0,34	403,70	538
V94.2	157.000,00	0,34	513,48	540	
PG9351FA	255.600,00	0,37	645,02	609	
Hitachi Zosen	GT10	4.130,00	0,30	15,74	520
	GT13	5.260,00	0,32	20,14	520
	VHP6	6.663,00	0,42	18,37	521
Ishikawajima	IM150	1.100,00	0,26	5,44	486
	IM270	1.800,00	0,25	15,92	580
	IM400	6.230,00	0,36	18,19	554
	LM1600PA	13.900,00	0,34	46,99	490

Tabela B2.- Produção de vapor através dos gases de escape de turbinas a gás – Estimativa para pré-cálculos.

Fabricante	Modelo	Energia dos gases (kW)	vazão de vapor (kg/s)	kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>gases</sub>	kg <sub>vapor</sub> /kWe	kW <sub>vapor</sub> /kWe
Alstom	Typhoon4.35	7.987	3,218812	0,182420	0,000741	1,839125
	Typhoon4.7	8.560	3,449733	0,181077	0,000736	1,825232
	Typhoon5.05	9.280	3,739672	0,191286	0,000741	1,839772
	Typhoon5.25	9.473	3,817665	0,183764	0,000727	1,80479
	Tempest	13.806	5,563529	0,187256	0,000704	1,745779
	Cyclone	19.161	7,721805	0,196122	0,0006	1,48837
Aviadvigatel	GTU2.5P	6.685	2,693841	0,109775	0,001052	2,611184
	GTU4P	9.559	3,85206	0,131052	0,000924	2,292253
	GTU6P	13.339	5,375309	0,163453	0,000874	2,168872
	GTU12P	18.894	7,614184	0,165871	0,000616	1,528658
	GTU16P	23.230	9,36133	0,166838	0,000571	1,416443
	GTU25P	30.892	12,44905	0,155232	0,000501	1,243126
Bharat	PG3142J	23.543	9,48774	0,181883	0,000908	2,252952
	PG5371PA	49.560	19,97233	0,163077	0,000759	1,884423
	PG6561B	64.080	25,82352	0,184838	0,000652	1,617359
	PG6581B	69.466	27,99416	0,19048	0,000665	1,650027
	PG6591C	59.529	23,98946	0,204988	0,000567	1,407297
	PG6111FA	114.669	46,21055	0,220033	0,000609	1,510793
	PG9171E	188.126	75,81296	0,187793	0,000601	1,49188
	V94.2	240.306	96,84112	0,188599	0,000617	1,530614
PG9351FA	355.621	143,3116	0,222182	0,000561	1,391317	
Hitachi Zosen	GT10	6.989	2,816307	0,178928	0,000682	1,692137
	GT13	8.942	3,603574	0,178928	0,000685	1,700017
	VHP6	8.179	3,295928	0,179411	0,000495	1,227477
Ishikawajima	IM150	2.195	0,884734	0,162539	0,000804	1,99584
	IM270	8.215	3,310734	0,207943	0,001839	4,564123
	IM400	8.816	3,552671	0,195316	0,00057	1,415052
	LM1600PA	19.173	7,726582	0,16442	0,000556	1,379362